



УНИВЕРЗИТЕТ "Св. КИРИЛ И МЕТОДИЈ"

МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Проф. Д-р Александар Т. Ношџал

ХИДРАУЛИЧНИ ВОЛУМЕНСКИ МАШИНИ

**СКОПЈЕ
2011**

Рецензии објавени во Билтен на Универзитетот "Св. Кирил и Методиј", број 1016 од 03 октомври 2011.

Рецензенти:

Проф. Д-р Звонимир Костиќ,
редовен професор на Машински факултет при УКИМ

Проф. Д-р Лазе Трајковски,
редовен професор на Машински факултет при УКИМ

Одлука за издавање на учебник донесена од Наставно-научниот совет на Машинскиот факултет на 04 ноември 2011.

На
Ана
Давид
Тина
Вера

I do not carry such information in my mind since it is readily available in books. ...The value of a college education is not the learning of many facts but the training of the mind to think

Не паметам таква информација бидејќи таа лесно може да се најде во книгите.....Вредноста на универзитетското образование не е за да се научат многу факти, туку да се научи умот да мисли

Albert Einstein

ПРЕДГОВОР

Потребата за наводнување и трансформација и примена на енергијата на водата го насочиле човечкиот ум да ги пронајди и употребува првите хидраулични машини уште во најстарите цивилизации.

Водните колца спаѓаат меѓу најстарите машини, кои биле развиени пред повеќе од 4000 години и применувани во античките Месопотамски, Египетски, Кинески и Персиски цивилизации.

Покрај водните колца, за најпозната пумпа, применувана во системите за наводнување уште во 3-от век пред новата ера во античката Елада и Рим, се смета Архимедовата завојана пумпа - во некои документи се среќаваат податоци за нејзина примена и пред овој период во античкиот Египет. Клипните пумпи, според автори од античка Александрија (околу 250 година BC), се Римски пронајдок. Концептот за овие видови хидраулични машини обстојва и во современите завојни и клипни пумпи.

Водните колца исто така се применувале за трансформација на хидрауличната енергија во механичка уште во античко доба - се среќаваат податоци за нивна примена во водениците во античка Кина, Елада и Рим. Тие, заедно со принципот на Архимедовата завојница, во основа претставуваат прототип на хидрауличните турбини.

Меѓутоа, хидрауличните машини, не само што спаѓаат меѓу најстарите машини, туку, следејќи го перманентниот технолошки развој на цивилизацијата, тие постојано се развивале во сè поусовршени и наоѓаат можеби најширока примена во скоро сите области на техниката и воопшто секојдневното живеење. Особено интензивниот индустриски и технолошки развој во последните два века, е причина за нивниот перманентен развој.

Хидрауличните волуменски машини, кои се предмет на изучување во оваа книга, претставуваат важен дел во глобалната класификација на хидрауличните машини. За нив особено важи констатацијата дека имаат интензивен развој во последните сто години, особено со развојот на индустријата и компјутерската техника. Во основа, тие наоѓаат примена секаде каде што е потребен пренос и контрола на сила/момент и движење. Како пример можат да се наведат следниве области на примена на хидрауличните волуменски машини: транспорт на флуиди, машините алатки (за секаков вид обработка на различни материјали), машини за пластика и композитни материјали, бродоградба и хидраулични системи во бродовите, рударството и металургијата, градежништвото и градежните машини, земјоделските машини, средствата за транспорт и мобилните дигалки, хидраулични преноси во возилата и воопшто мобилните машини, авионските системи, воената технологија, вселенската технологија, симулаторите за управување на возила и летови, системите на автоматско управување во различни области, и т.н. Со еден збор, материјата што е обработена во оваа книга, третира област која е многу значајна за истражувачката и стручната работа во машинството, но и во други соодветни области на техниката.

Овој труд, насловен како *Хидраулични волуменски машини*, на полно одговара на наставната програма по истоимениот предмет на Машинскиот факултет при

универзитетот "Св. Кирил и Методиј". Меѓутоа, ценејќи ја во целина, освен за студентите на додипломските и постдипломските студии, таа ќе биде од полза и за стручните и научните работници кои професионално се занимаваат со областите во кои овие машини наоѓаат примена. Книгата во значајна мера може да им користи и на инженерите кои во практиката се занимаваат со проектирањето, производството и одржувањето на хидрауличните волуменски машини и хидрауличните системи.

Материјата содржана во оваа книга, меѓудругото претставува и синтеза на долгогодишната работа на авторот како наставник по повеќе дисциплини од областа струјна техника и хидраулични машини (хидраулични машини и постројки, хидраулични машини, пумпи со механичко потискување, хидраулични волуменски машини, хидраулични волуменски машини и уреди, хидраулични машини и компоненти, одбрани поглавја од хидростатски преноси, како и објавените трудови и интерни изданија за студентите за наведените предмети.

Авторот водеше сметка книгата да биде, што е можно повеќе, заснована на современите сознанија од светската литература од оваа област. При тоа, со добри познавања на фундаменталните научни дисциплини од техниката (механика, механика на флуиди, основи на автоматско управување, основи на електротехника), овозможено е лесно разбирање на поедините поглавја и материјата во целина.

Книгата е подготвена како компјутерско издание во *pdf* формат, со можности за следење на материјата преку расположивите алтаки во *Adobe* софтверскиот пакет (соодветни *bookmarks* и *links*). Исто така, материјата е презентирана во целост за печатење како "тврдо издание".

Материјата е обработена во осум глави, пропратена со бројни слики, табели и дијаграми.

Во првата глава дадени се основните поими и дефиниции за хидрауличните преноси на моќност и хидрауличните машини. Посебен осврт е даден кон предностите на хидрауличните волуменски машини и хидростатските преноси. Поаѓајќи од основните закони на Механиката на флуидите, авторот на кусо ги презентира основните принципи на дејствие/функционирање на хидрауличните волуменски машини и преноси на моќност, како и соодветните основни формули. За полесно следење на материјата разработена во оваа книга, како и потребите за полесно читање и креирање на хидрауличните шеми, во посебно поглавје се дадени симболите за графичко означување на хидрауличните и пнеуматските волуменски машини и компоненти. Во посебна табела, покрај поедините симболи дефинирани според меѓународните стандарди и нивните називи на Македонски и некои од Светските јазици, дадени се и куси објаснувања за секој симбол поединечно. Користејќи ги графичките симболи, приложени се и шеми на основни едноставни хидраулични преноси и дадени се потребните објаснувања за нивното функционирање. Во посебно поглавје, приложени се основни дефиниции, формули и податоци за работните флуиди што се применуваат во хидрауличните волуменски машини и преноси на моќност - при тоа, основните физички и хемиски карактеристики прикажани се и во соодветни табели и дијаграми, корисни за практична примена.

Втората глава ги опфаќа пумпите со едноставни конструкции и основните енергетски големини. Најнапред разработени се рачните пумпи, а потоа авторот подетално се задржува на едноцилиндричните пумпи со механички погон. Даден е посебен осврт кон всисните карактеристики и енергетски големини (со дефинирање на соодветни изрази кои се однесуваат за било кој тип на пумпа), основните кинематски и струјни големини, при што посебен осврт е даден кон протокот и неговата нерамномерност, уредите за урамнотежување на протокот, инерцијалните загуби. На

крајот од оваа глава дадени се дефиниции и изрази за некои енергетски големини, кои се однесуваат не само за пумпите со едноставни конструкции туку и за било кој тип на пумпа. Вкупната единечна енергија што треба да ја совлада пумпата (напор на пумпата) обработена е како за случај на транспорт на флуид, така и за хидрауличен пренос на моќност. Во посебно поглавје разработен е индикаторскиот дијаграм за едноцилиндрична пумпа.

Во третата глава разработени се работните параметри и карактеристики на хидрауличните волуменски машини што се применуваат во хидрауличните преноси. Дадени се основните поими, класификацијата, соодветните дефиниции и изрази кои се однесуваат воопшто на волуменските пумпи и хидромотори. Посебно се разработени: работниот волумен и пресметковниот проток, специфичниот волумен и регулациониот параметар, волуменските загуби и волуменскиот коефициент на корисно дејствие (со посебен осврт кон кавитационите карактеристики), механичките и хидрауличките загуби и коефициенти на корисно дејствие. Покрај основните енергетски големини, како што се теоретската моќност и вртежниот момент на волуменската машина, во посебно поглавје разработени се сумарните загуби на моќност и вкупниот коефициент на корисно дејствие, како и ефективните енергетски големини за пумпа и хидрауличен двигател/мотор. На крајот од оваа глава, на кусо дискутирани се преодните процеси во хидрауличните преноси, како и диференцијалната равенка на движењето на хидростатски преносник.

Четвртата глава ги опфаќа радијално-клипните хидраулични машини, како најкарактеристични претставници на современите волуменски пумпи и хидромотори. Особено внимание е посветено на ротационите радијално-клипни машини, како што е: основните поими и принципи на функционирање, пресметковниот проток и неговата регулација, определување на основните кинематски големини, нерамномерноста на протокот и притисокот, дејствувачките сили и вртежниот момент, контакт на клиповите со статорот, развод на работната течност и сооднос на некои димензии. Како специфични конструкции, соодветно се разработени ротационите радијално-клипни машини со рамно насочување и неротационите радијално-клипни пумпи со вентилски и вентилсо-процепен развод. Во посебно поглавје прикажани се пресеци на некои конструкции радијално-клипни машини од познати производители, со соодветни куси објаснувања (легенди) за соодветните пумпи и хидромотори од овој тип.

Во петтата глава разработени се ротационите аксијално-клипни хидраулични машини, кои со своите карактеристики ги надминуваат скоро сите останати волуменски машини. Оваа глава ги опфаќа основните карактеристики и принципи на функционирање на овие машини, средниот пресметковен проток и неговата регулација, основните кинематски и динамички големини кај двата типа карактеристични конструкции, силите од притисок и вртежниот момент, разводот на работната течност - со посебно внимание на конструкцијата и херметичноста на разводниот подсклоп, определување на режимите на всисување и потискување, пресметка на разводните канали и отвори, дејствувачките сили и механизмите за нивно хидростатско урамнотежување. И во оваа глава, во посебно поглавје се дадени пресеци и основни податоци и објаснувања за карактеристични конструкции од познати Светски производители.

Шестата глава е посветена на ротационите пумпи и хидромотори. Почнувајќи од наједноставните двокрилни пумпи, посебно внимание е обрнато на ротационите-крилни пумпи со повеќе крилца/работни комори и еднократно дејствие, како претставници на регулационите волуменски машини. Во посебни поглавја, третирали се: принципите на дејствие, средниот пресметковен проток и негова регулација, нерамномерноста на протокот, оптоварување на роторот и крилцата и т.н. За

нерегулационите крилни хидраулични машини со двократно дејствие, покрај принципот на функционирање, дадена е методологијата и изразите за определување на средниот пресметковен проток. Во поглавјето за крилни мотори и ротациониот момент кај ротационите-крилни машини, дадени се основните принципи и изведени се изразите за торзионен момент кај крилни хидромотори и пумпи со еднократно и двократно дејствие. И овдека во посебно поглавје, дадени се пресеци на некои карактеристични конструкции на ротациони крилни машини, со соодветни легенди и кратки објаснувања.

Во седмата глава презентирани се запчестите и завојните машини, како претставници на "чисто" ротационите хидраулични волуменски машини. Покрај принципите на функционирање на пумпите и хидромоторите со запченици со надворешно назабување, во оваа глава содржана е методологијата и изразите за определување на пресметковниот проток, волуменските загуби, оптоварувањето на лежиштата. Исто така, дадени се основните објаснувања за други конструкции запчести машини - пумпи со повеќе запченици, пумпи со косозаби и стрелести запченици, пумпи со запченици со внатрешно назабување. Методологијата за определување на вртежниот момент дадена е во посебно поглавје. За завојните пумпи, прикажани се принципите на функционирање и определување на основните големини за тро-винтови, двовинтови и едновинтови пумпи. На крајот, исто така, приложени се слики на пресеци со соодветни објаснувања/легенди за карактеристични запчести и завојни пумпи од познати Светски производители.

Осмата глава посебно ги третира волуменските хидраулични преносници со ротационо движење, како карактеристични претставници на хидрауличните преноси на моќност. Во посебни поглавја, пропратени со бројни слики, разработени се: основните поими и принципите на функционирање, регулацијата на аголната брзина (пригушна и волуменска), коефициентите на корисно дејствие, хидрауличните преносници со константна аголна брзина, хидромеханичките и хидродиференцијалните преносници, електро-хидрауличкото далечинско управување на хидропреносниците.

Деветтата глава е посветена на регулацијата кај хидрауличните волуменски машини. Почнувајќи со принципиелните шеми на регулација со промена на протокот на регулациона пумпа и механизмите за рачна/механичка регулација, посебно внимание е обрнато на регулацијата со хидрауличен погон на регулираните елементи и автоматската регулација на протокот во зависност од притисокот. Материјата е пропратена со бројни слики и шеми, при што во посебно поглавје се приложени и објаснети шеми на карактеристични регулатори кај волуменските пумпи - регулатор на притисок, регулатор на моќност и регулатор на проток.

Авторот настојуваше книгата да биде со што е можно подобар квалитет, како од стручен, така и од технички аспект; што секако дека бараше соодветно вложен труд и време. При тоа користени се бројна литература од повеќе автори и презентации на фирми од оваа област - наведена на крајот од книгата. Во оваа насока, сакам да ја изразам својата благодарност кон моите колеги Проф. Д-р Звонимир Костиќ, Проф. Д-р Лазе Трајковски и Проф. Д-р Валентино Стојковски, за нивните директни ангажирања и сугести не само при долгогодишната реализација на наставата од предметите од оваа област, туку и при заедничката работа на бројните научно-истражувачки и апликативни проекти.

На крајот, неизмерна и немерлива благодарност кон мојата фамилија, за нејзината љубов и трпение.

Мај 2011

Александар Тоде Ношћал

СОДРЖИНА

ПРЕДГОВОР	iii
1. ОСНОВНИ ПОИМИ	1
1.1. КАРАКТЕРИСТИКИ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ ВОЛУМЕНСКИ МАШИНИ КАКО ЕНЕРГЕТСКИ КОМПОНЕНТИ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ ПРЕНОСИ	1
1.2. ПРИНЦИПИ НА ДЕЈСТВИЕ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ ВОЛУМЕНСКИ ПРЕНОСИ	6
1.3. СИМБОЛИ ЗА ГРАФИЧКО ОЗНАЧУВАЊЕ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ И ПНЕУМАТСКИТЕ ВОЛУМЕНСКИ МАШИНИ И КОМПОНЕНТИ	10
1.4. ПРИНЦИПИЕЛНИ ШЕМИ НА ХИДРАУЛИЧНИ ВОЛУМЕНСКИ ПРЕНОСИ	31
1.5. РАБОТНИ ФЛУИДИ	35
2. ПУМПИ СО ЕДНОСТАВНИ КОНСТРУКЦИИ И НАПОР НА ПУМПТЕ	45
2.1. ПУМПИ СО РАЧЕН ПОГОН	46
2.2. ЕДНОЦИЛИДРИЧНИ ПУМПИ СО МЕХАНИЧКИ ПОГОН - ШЕМАТСКИ ПРИКАЗ И ОСНОВНИ ПОИМИ	50
2.3. ВАКУМЕТРИСКА ВИСИНА НА ВСИСУВАЊЕ - ВСИСНА ВИСИНА	52
2.4. КИНЕМАТСКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ ЕДНОЦИЛИДРИЧНА КЛИПНА ПУМПА СО МЕХАНИЧКИ ПОГОН	58
2.4.1. БРЗИНА НА КЛИПОТ	58
2.4.2. ПРОТОК И НЕГОВА НЕРАМНОМЕРНОСТ	61
2.4.3. ЗАБРЗУВАЊЕ НА КЛИПОТ	69
2.5. ИНЕРЦИЈАЛНИ ЗАГУБИ	69
2.6. НАПОР НА ПУМПТА	72
2.7. ИНДИКАТОРСКИ ДИЈАГРАМ ЗА ЕДНОЦИЛИДРИЧНА КЛИПНА ПУМПА	76
3. РАБОТНИ ПАРАМЕТРИ И КАРАКТЕРИСТИКИ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ ВОЛУМЕНСКИ МАШИНИ ШТО СЕ ПРИМЕНУВААТ ВО ХИДРАУЛИЧНИТЕ ПРЕНОСИ	78
3.1. ОСНОВНИ ПОИМИ	78
3.2. РАБОТЕН ВОЛУМЕН НА ХИДРАУЛИЧНА ВОЛУМЕНСКА МАШИНА И ПРЕСМЕТКОВЕН (ТЕОРЕТСКИ) ПРОТОК	83
3.3. СПЕЦИФИЧЕН ВОЛУМЕН И РЕГУЛАЦИОНЕН ПАРАМЕТАР	84
3.4. ВОЛУМЕНСКИ ЗАГУБИ И ВОЛУМЕНСКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ КАЈ ВОЛУМЕНСКИТЕ ПУМПИ	86
3.4.1. ВОЛУМЕНСКИ ЗАГУБИ	86
3.4.2. ВОЛУМЕНСКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ И КАВИТАЦИОНА КАРАКТЕРИСТИКА НА ВОЛУМЕНСКА ПУМПА	90

3.5.	ВОЛУМЕНСКИ ЗАГУБИ И КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ ВО ХИДРАУЛИЧНИТЕ МОТОРИ	96
3.6.	ТЕОРЕТСКА МОЌНОСТ И МОМЕНТ НА ВОЛУМЕНСКА МАШИНА	99
3.7.	МЕХАНИЧКИ ЗАГУБИ И МЕХАНИЧКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ	100
3.7.1.	МЕХАНИЧКИ ЗАГУБИ	100
3.7.2.	МЕХАНИЧКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ НА ВОЛУМЕНСКА ПУМПА	103
3.7.3.	МЕХАНИЧКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ НА ХИДРАУЛИЧЕН МОТОР	105
3.8.	СУМАРНИ ЗАГУБИ НА МОЌНОСТ И ВКУПЕН КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ	106
3.9.	ПРЕОДНИ ПРОЦЕСИ ВО ХИДРАУЛИЧНИТЕ ПРЕНОСИ	111
3.10.	ДИФЕРЕНЦИЈАЛНА РАВЕНКА НА ДВИЖЕЊЕТО НА ХИДРОСТАТСКИ ПРЕНОСНИК	112
4.	РАДИЈАЛНО-КЛИПНИ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ	115
4.1.	ОСНОВНИ ПОИМИ И ПРИНЦИП НА ФУНКЦИОНИРАЊЕ НА РОТАЦИОНИТЕ РАДИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ	115
4.2.	ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК НА РОТАЦИОНА РАДИЈАЛНО-КЛИПНА МАШИНА И НЕГОВА РЕГУЛАЦИЈА	120
4.3.	БРЗИНА И ЗАБРЗУВАЊЕ НА КЛИПОТ ПРИ НЕГОВОТО ДВИЖЕЊЕ ВО ЦИЛИНДЕРОТ	123
4.4.	НЕРАМНОМЕРНОСТ НА ПРОТОКОТ И ПРИТИСОКОТ	125
4.4.1.	НЕРАМНОМЕРНОСТ НА ПРОТОКОТ	125
4.4.2.	НЕРАМНОМЕРНОСТ НА ПРИТИСОКОТ	130
4.5.	ДЕЈСТВУВАЧКИ СИЛИ И ВРТЕЖЕН МОМЕНТ	132
4.5.1.	СИЛИ ОД ПРИТИСОК НА ТЕЧНОСТА	132
4.5.2.	ВРТЕЖЕН МОМЕНТ	135
4.6.	КОНТАКТ НА КЛИПОВИТЕ СО СТАТОРСКИОТ ПРСТЕН	138
4.7.	РАЗВОД НА РАБОТНАТА ТЕЧНОСТ И СООДНОС НА НЕКОИ ДИМЕНЗИИ	139
4.8.	РОТАЦИОНИ РАДИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ СО РАМНО НАСОЧУВАЊЕ	145
4.9.	РАДИЈАЛНО-КЛИПНИ ПУМПИ СО ВЕНТИЛСКИ И ВЕНТИЛСКО-ПРОЦЕПЕН РАЗВОД	149
4.10.	ПРЕСЕЦИ НА НЕКОИ КОНСТРУКЦИИ РАДИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ	153
5.	РОТАЦИОНИ АКСИЈАЛНО-КЛИПНИ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ	157
5.1.	ОСНОВНИ КАРАКТЕРИСТИКИ И ПРИНЦИПИ НА ФУНКЦИОНИРАЊЕ	157
5.2.	СРЕДЕН ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК	161
5.3.	ОСНОВНИ КИНЕМАТСКИ И ДИНАМИЧКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ АКСИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ СО НАКЛОНЕТ ЦИЛИНДРОВ БЛОК	163
5.4.	ОСНОВНИ КИНЕМАТСКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ АКСИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ СО НАКЛОНЕТ ДИСК	166
5.5.	СИЛИ ОД ПРИТИСОК И ВРТЕЖЕН МОМЕНТ	168

5.6.	ПАПУЧА КАКО ХИДРОСТАТСКО УРАМНОТЕЖУВАЧКО ЛЕЖИШТЕ	171
5.7.	РАЗВОД НА РАБОТНАТА ТЕЧНОСТ	173
5.7.1.	КОНСТРУКЦИЈА И ХЕРМЕТИЧНОСТ	173
5.7.2.	ПРЕСМЕТКА НА РАЗВОДНИТЕ КАНАЛИ И ОТВОРИ ; ДЕЈСТВУВАЧКИ СИЛИ ВО РАЗВОДНИОТ СКЛОП	176
5.8.	ПРЕСЕЦИ НА НЕКОИ КОНСТРУКЦИИ АКСИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ	180
6.	РОТАЦИОНИ КРИЛНИ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ	186
6.1.	ДВО-КРИЛНИ ПУМПИ	186
6.2.	РОТАЦИОНО-КРИЛНИ ПУМПИ СО ПОВЕЌЕ КРИЛЦА И ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ	188
6.2.1.	ПРИНЦИПИ НА ДЕЈСТВИЕ	188
6.2.2.	СРЕДЕН ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК КАЈ КРИЛНИ МАШИНИ СО ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ	189
6.2.3.	НЕРАМНОМЕРНОСТ НА ПРОТОКОТ	193
6.2.4.	ИНТЕГРАЛНА МЕТОДА ЗА ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА ПРОТОКОТ КАЈ КРИЛНА ПУМПА СО ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ	193
6.2.5.	ОПТОВАРУВАЊЕ НА РОТОРОТ И КРИЛЦАТА КАЈ КРИЛНА ПУМПА СО ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ	197
6.3.	РОТАЦИОНИ КРИЛНИ ПУМПИ СО ДВОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ	197
6.3.1.	СРЕДЕН ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК НА КРИЛНА МАШИНА СО ДВОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ	199
6.4.	КРИЛНИ ХИДРОМОТОРИ И ТОРЗИОНЕН МОМЕНТ КАЈ РОТАЦИОНИТЕ КРИЛНИ МАШИНИ	201
6.4.1.	ТОРЗИОНЕН МОМЕНТ НА ХИДРОМОТОР СО ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ	201
6.4.2.	ПРЕСМЕТКОВЕН МОМЕНТ КАЈ КРИЛНИ МАШИНИ СО ДВОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ	204
6.5.	ПРЕСЕЦИ НА НЕКОИ КОНСТРУКЦИИ РОТАЦИОНИ КРИЛНИ МАШИНИ	206
7.	ЗАПЧЕСТИ И ЗАВОЈНИ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ	210
7.1.	ЗАПЧЕСТИ ПУМПИ	211
7.1.1.	ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК	212
7.1.2.	ВОЛУМЕНСКИ ЗАГУБИ КАЈ ЗАПЧЕСТИТЕ ПУМПИ	217
7.1.3.	ОПТОВАРУВАЊЕ НА ЛЕЖИШТАТА	221
7.2.	ДРУГИ ТИПОВИ НА ЗАПЧЕСТИ МАШИНИ	223
7.2.1.	ПУМПИ СО ПОВЕЌЕ ЗАПЧЕНИЦИ	223
7.2.2.	ПУМПИ СО КОСОЗАБИ И СТРЕЛЕСТИ ЗАПЧЕНИЦИ	225
7.2.3.	ПУМПИ СО ЗАПЧЕНИЦИ СО ВНАТРЕШНО НАЗАБУВАЊЕ	225
7.3.	ТОРЗИОНЕН МОМЕНТ КАЈ ЗАПЧЕСТИТЕ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ	226
7.4.	ЗАВОЈНИ ПУМПИ	228
7.4.1.	ТРО-ВИНТОВИ ПУМПИ	228
7.4.2.	ПРОТОК КАЈ ДВОВИНТОВА И ЕДНОВИНТОВА ПУМПА	231
7.5.	ПРЕСЕЦИ НА НЕКОИ КОНСТРУКЦИИ ЗАПЧЕСТИ И ЗАВОЈНИ МАШИНИ	234

8.	ВОЛУМЕНСКИ ХИДРАУЛИЧНИ ПРЕНОСНИЦИ СО РОТАЦИОНО ДВИЖЕЊЕ	239
8.1.	ОСНОВНИ ПОИМИ	239
8.2.	РЕГУЛАЦИЈА НА АГОЛНАТА БРЗИНА	241
8.2.1	ПРИГУШНА РЕГУЛАЦИЈА	241
8.2.2	ВОЛУМЕНСКА РЕГУЛАЦИЈА	244
8.3.	КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ НА ПРЕНОСНИКОТ	248
8.4	ХИДРАУЛИЧНИ ПРЕНОСНИЦИ СО КОНСТАНТНА АГОЛНА БРЗИНА	250
8.5	ХИДРОМЕХАНИЧКИ И ХИДРОДИФЕРЕНЦИЈАЛНИ ПРЕНОСНИЦИ	251
8.6	ЕЛЕКТРО-ХИДРАУЛИЧКО ДАЛЕЧИНСКО УПРАВУВАЊЕ НА ХИДРО-ПРЕНОСИК	253
9.	РЕГУЛАЦИЈА КАЈ ХИДРАУЛИЧНИТЕ ВОЛУМЕНСКИ МАШИНИ	254
9.1	ПРИНЦИПИЕЛНИ ШЕМИ НА РЕГУЛАЦИЈА СО ПРОМЕНА НА ПРОТОКОТ ВО РЕГУЛАЦИОНА ПУМПА	254
9.2	МЕХАНИЗМИ ЗА РАЧНА/МЕХАНИЧКА РЕГУЛАЦИЈА	255
9.3	РЕГУЛАЦИЈА СО ХИДРАУЛИЧЕН ПОГОН НА РЕГУЛИРАНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ	257
9.4.	АВТОМАТСКА РЕГУЛАЦИЈА НА ПРОТОКОТ ВО ЗАВИСНОСТ ОД ПРИТИСОКОТ - ПРИТИСНА РЕГУЛАЦИЈА	260
9.5.	ШЕМИ НА РЕГУЛАТОРИ КАЈ ВОЛУМЕНСКИТЕ ПУМПИ	265
9.5.1.	РЕГУЛАТОР НА ПРИТИСОК	265
9.5.2.	РЕГУЛАТОР НА МОЌНОСТ	268
9.5.3.	РЕГУЛАТОР НА ПРОТОК	273
	ЛИТЕРАТУРА	277

Г Л А В А

П Р В А

1. ОСНОВНИ ПОИМИ

1.1. КАРАКТЕРИСТИКИ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ ВОЛУМЕНСКИ МАШИНИ КАКО ЕНЕРГЕТСКИ КОМПОНЕНТИ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ ПРЕНОСИ

Преносите на моќност со флуид, или флуидните преноси, претставуваат конструкции, односно системи, во коишто се употребува течност или гас под притисок со цел да се пренесе енергија од некој извор до место кадешто истата би била искористена. Флуидните преноси можат да бидат поделени во две основни групи:

- хидраулични ; во кои се користи течност под притисок, и
- пнеуматски; во кои се применува компримиран гас, а најчесто воздух.

Во општ случај, под поимот хидрауличен пренос се подразбира таков хидрауличен систем што служи за пренос на енергија на определено растојание со помош на течност и претворање на истата во кинетичка на излез од системот, со истовремено исполнување на функцијата на регулирање и реверсирање на брзината на излезната компонента на преносот, како и претворање на еден вид движење во друг.

Во зависност од принципот на функционирање можат да се согледаат два основни вида на хидрауличен пренос: волуменски (или хидростатски) и хидродинамичен. Во понатамошното излагање ќе биде третиран хидростатскиот пренос, при којшто како претвораачи на енергија се користат хидраулични волуменски машини, односно

волуменска пумпа и волуменски хидромотор, поврзани со соодветна хидраулична инсталација (цевоводи и различни хидраулични компоненти).

Во хидрауличните волуменски машини претворањето и преносот на механиката енергија се остварува со промена на волуменот на работните комори на машината.

Под пумпа се подразбира хидраулична машина, којашто ја преобразува механичката енергија (доведена на нејзиното вратило) во хидрауличка или енергија на токот. Од друга страна, хидрауличен двигател (хидромотор) претставува таква машина која остварува обратна промена на енергијата, доведената енергија на флуидот ја преобразува во корисна работа на излезното вратило.

Во зависност од обликот на движењето на излезната енергетска компонента на хидрауличниот пренос (хидродвигателот), во глобала можат да се согледаат слениве хидростатски преноси:

- Хидростатски пренос со вртливо или ротационо движење. Во овој случај, излезната компонента врши кружно (ротационо) движење, т.е како извршна компонента се користи волуменски хидромотор со ротационо движење, односно хидромотор (овој израз најчесто се употребува во практиката).
- Хидростатски пренос со наизменично праволиниско (транслаторно) движење; во којшто излезната извршна компонента врши праволиниско движење со наизменична промена на насоката на движењето, т.е. како хидрауличен двигател е применет работен или силов цилиндер.
- Хидростатски пренос со наизменично лачно движење; во кој случај излезната компонента обавува наизменично лачно движење на агол помал од 360° , односно како двигател се користи т.н. закретен мотор или актуатор.

Во зависност од можноста за регулирање на параметрите на енергетските компоненти (пумпата/хидромоторот), се разликуваат:

- регулиран хидростатски пренос, при којшто со помош на систем за регулација може да се менува односот на брзините на влезната и излезната компонента (пумпата и моторот), како и односот на соодветните вртежни моменти или моќности, и
- нерегулиран пренос, во кој гореспомнатите односи не можат да се менуваат.

Према принципот на регулирање, во основа се согледуваат хидростатски преноси со:

- пригушна регулација, во кој случај регулирањето се остварува со промена на отпорот во пригушен вентил инсталиран во потисната или сливната магистрала, и
- волуменска регулација, што се остварува со посебна или истовремена промена на работните волумени на пумпата или хидромоторот.

При изучувањето на хидрауличните системи честопати се среќава и поимот хидростатски преносник, чиј принцип на функционирање се базира на веќе-споменатиот хидростатски пренос.

Под хидростатски преносник, во општ случај, се подразбира уред за задвижување на некоја машина и нејзините механизми, а кој се состои од соодветен хидрауличен пренос, систем за управување, помошни уреди и магистрала на работна течност.

Магистралата на работната течност (работниот флуид) ја претставуваат цевоводите низ кои струи работната течност и кои ја поврзуваат пумпата со извршните компоненти (хидромотори, работни цилиндри) и резервоарот на работната течност. Во зависност од намената на хидрауличниот систем и можностите за

регулација, во магистралата на работната течност можат да бидат инсталирани разновидни хидраулични компоненти (распоредници, вентили и сл.).

Во магистралата на работната течност, во основа, можат да се согледаат три вида цевоводи:

- потисен (притисен) цевовод, во којшто течноста струи од пумпата кон хидрауличниот двигател; притисниот цевовод може да се подели на чисто потисна линија (што ја поврзува пумпата со распоредната компонента) и извршна линија (низ која струи течноста од распоредникот кон извршната компонента),
- всисен цевовод, што ја поврзува пумпата со резервоарот на работната течност и низ кој флуидот струи према пумпата, и
- сливен (повратен) вод, преку кој течноста се слива (се враќа) од хидрауличниот двигател во резервоарот.

Наведените хидраулични линии, како и основните компоненти, ќе бидат подобро согледани при разјаснувањето на некои основни шеми на хидраулични преноси, прикажани во продолжението на ова поглавје (види Сл.).

Хидрауличните преноси нашле голема примена заради повеќе предности, од кои основни се малиот габарит и добриот степен на тежинско искористување.

Под степен или коефициент на тежинско искористување, k_G , се подразбира единична тежина на една хидраулична мажина и е претставен како однос на тежината и корисната моќност на машината:

$$k_G = \frac{G}{P_{ef}} \quad (1-1)$$

каде што се:

G - тежина на машината (во овој случај преносникот) во N,

P_{ef} - ефективна моќност на извезното вратило на преносникот во kW.

Во литературата од оваа област се среќава и израз за коефициентот на тежинско искористување даден во однос на ефективниот развиен момент на хидрауличниот преносник:

$$k_G = \frac{G}{M_{ef}}$$

M_{ef} - ефективниот вртежен (торзионен) момент на хидромоторот во Nm.

Како пример за вредноста на овој коефициент овдека е даден за типична аксијално-клипна пумпа, применета во авионски хидрауличен пренос, со параметри:

$$p_p = 200 \text{ до } 250 \text{ bar}, \quad n = 2500 \text{ до } 4000 \text{ vr/min}, \quad k_G = 2 \text{ до } 3 \text{ N/kW}.$$

По овој основ ако се направи споредба помеѓу хидрауличен пренос и соодветен електричен, може да се уочи дека димензиите на хидрауличниот преносник изнесуваат 10 до 13 % од габаритите на електричен агрегат кој може да ги исполни истите задачи, а тежината на хидроагрегатот е 10 до 20 % од тежината на соодветниот електроагрегат.

Со мала тежина по единица влечна сила се одликуваат и хидрауличните двигатели со транслаторно движење (силови цилиндри). На пример, тежината на т.н. тандем работни цилиндри, кои остваруваат сила од $F_v = 1450 \text{ kN}$, изнесува помалку од 1,4 kN.

Со цел да се намали коефициентот на тежинско искористување, а за случаи кога треба да се остварат големи притисоци (дури до 1000 bar), се изведуваат пумпи кои работат со голем број на вртежи. Така на пример, фирмата Vickers произведува специјални аксијално-клипни пумпи за авионски и ракетни хидраулични системи со броеви на вртежи $n = 20000$ до 30000 min^{-1} .

Важен квалитет на хидрауличните преноси, особено кај системите за управување на машини, е големата вредност на односот помеѓу развиениот момент и моментот на инерција на движечките делови на хидрауличниот мотор или хидрауличниот преносник. Овој коефициент е дефиниран како коефициент на моментот k_M :

$$k_M = \frac{M_{ef}}{J_M} \quad (1-2)$$

каде што се:

M_{ef} - развиен ефективен момент на хидромоторот,

J_M - момент на инерција на движечките делови на хидромоторот.

Причината за релативно големата вредност на k_M е малиот момент на инерција на движечките делови. На пример, крилен хидромотор, што има моќност од $P_{ef} = 2,5 \text{ kW}$ при $p = 65 \text{ bar}$ и $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, има момент на инерција на движечките делови $J_M = 2 \times 10^{-4} \text{ Nms}^2$.

Поради малиот момент на инерција на движечките делови на хидромоторот занемарливо ќе биде и времето на реверсирање (промена на насоката на движење), како и времето на постигнување на максималниот број на вртежи. На пример, времето на стапување во погон на хидромотор со моќност $P = 5$ до 10 kW не ја поминува вредноста од 0,1 s.

Со добар степен на брзо дејствие се карактеризираат и волуменските пумпи. Така на пример, времето за кое протокот на типична пумпа за авионски хидраулични преноси се менува од некоја почетна вредност (Q_0) до максимален износ (Q_{\max}) изнесува $t_{Q_{\max}} = 0,04 \text{ s}$, додека за смалување на протокот од максимална до минимална вредност доволно е време $t_{Q_0} = 0,02 \text{ s}$.

Големиот модул на еластичност на работната течност, како и добро изведената херметичност на агрегатот, му овозможуваат добра механичка јакост на хидрауличниот пренос во однос на оптоварувањето, т.е. минимална деформација на излезната (извршна) компонента, при нејзиното оптоварување. Овие услови овозможуваат практички временски неограничена работа при функционирање со минимални брзини, задржувајќи ги непроменети карактеристичните зависности на брзината од напрегањето. Наведените особини даваат исто така и висока точнос на реверсирање, односно промена на насоката на движење; на пример, при реверсирање на работниот елемент на некоја машина алатка, во која е применет хидрауличен пренос, многу често се постигнува точнос од 0,01 mm .

Предноста на хидрауличните преноси, покрај другото, се манифестира и во можноста за континуално регулирање (промена) на брзината на излезната извршна компонента во широк дијапазон, како и можноста за остварување на висок степен на редуција на брзината. При тоа, се вршат лесни и рамномерни движења, при што се задржува релативно долг работен век на агрегатот. На пример, работниот век на хидрауличен преносник, при негова работа под оптоварување, реално се движи во границите $T_r = 5000$ до 10000 h ; познатите светски фирми, во последно време, произведуваат волуменски машини и преноси кои постигнуваат $T_r > 10000$ h.

Потребно е да се наведе дека во хидрауличните системи (преноси) едноставно може да се управува како со поедините параметри (притисок, брзина, реверсирање, проток и др.), така и со нивните комбинации.

Односот на минималната и максималната аголна брзина на вратилото на хидромоторот со ротационо движење достигнува во многу случаи вредност $\omega_{\min} / \omega_{\max} = 1/1000$. При тоа, знаејќи дека минималниот број на вртежи кај повеќе-цилиндричните ротациони мотори изнесува $n_{\min} = 8$ до 10 min^{-1} (за мотори со торзиони моменти $M_T = 3$ до 20 Nm) и $n_{\min} = 2$ до 3 min^{-1} (за торзиони моменти $M_T > 100 \text{ Nm}$), очигледни се максималните вредности на n_{\max} (1000 пати поголеми). Заради можноста за континуирана регулација, секако дека може да се постигне било која вредност помеѓу n_{\min} и n_{\max} .

Волуменските хидраулични машини се карактеризираат со големи коефициенти на корисно дејствие: воломенски - η_v , механички - η_{meh} , тотален (вкупен) - η_t . На пример, кај ротационо-клипните хидраулични машини (аксијални и радијални), при номинален режим на работа се постигнуваат вредности од: $\eta_v = 0,98$ до $0,99$; $\eta_{meh} = 0,96$ до $0,99$; $\eta_t = 0,95$ до $0,96$.

Покрај наведените својства, хидрауличните преноси лесно се обслужуваат, надежни се и едноставни при нивната експлоатација, а со примената на новите технологии на обработка и едноставни за изработка.

Меѓутоа, хидрауличните волуменски машини и преноси се положи од соодветните електрични агрегати во поглед на брзината на транспорт на енергија и пренесување на командните импулси. Затоа, во многу случаи се користат комбинација со електричните системи, а со цел взаемно да се компензираат нивните недостатоци.

За овие машини потребен е многу висок квалитет на производство и примена на специјални материјали, што секако дека ја згледува нивната цена начинење. Меѓутоа, примената на современите технологии на производство и новите композитни

материјали, овозможуваат производство на големи серии на најразлични хидраулични волуменски машини со многу висок квалитет и пристапни цени.

1.2. ПРИНЦИПИ НА ДЕЈСТВИЕ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ ВОЛУМЕНСКИ ПРЕНОСИ

Од Механиката на флуидите познато е дека единичната енергија при струење на некомп्रेसибилан флуид (течност), изразена во Nm/N или m.s.t. (метри столб на течност), може да се претстави како:

$$E = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \quad (1-3)$$

При тоа, z , p и v претставуваат : референтна положба, притисок и брзина во посматраниот пресек на струјниот ток (види *Сл. 1.1*).

Ако подобро се анализира секој од членовите во изразот (1-3), може да се уочи дека секој од нив претставува единична енергија, и тоа:

z - единична енергија на положба, т.е. единична потенцијална енергија;

$\frac{p}{\gamma}$ - единична притисна енергија; $\gamma = \rho g$

$\frac{v^2}{2g}$ - единична кинетичка енергија.

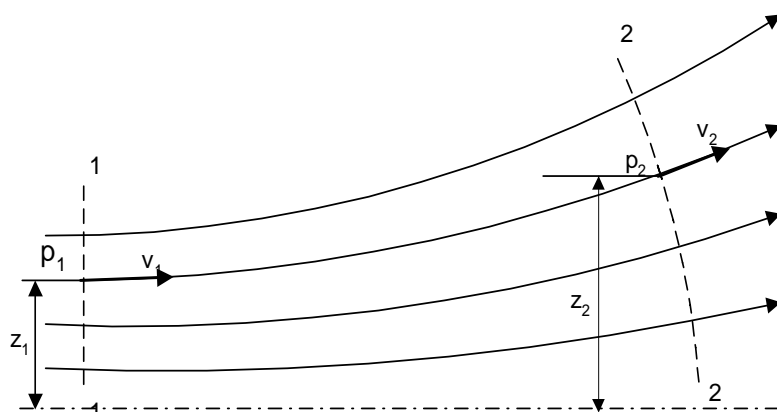
Анализирајќи ја енергетската состојба на двата пресеци 1÷1 и 2÷2, изразена преку равенката на Бернули (Bernoulli)

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + H_{w1-2} \quad (1-4)$$

може да се уочи дека, ако се занемарат хидрауличните загуби ($H_{w1-2} \approx 0$), со промена

на износот на поедините членови: z , $\frac{p}{\gamma}$, $\frac{v^2}{2g}$, може да се оствари пренос, предавање,

како и претворање на еден вид енергија во друг.



Сл. 1.1 Енергетиска состојба во определен пресек на сирвен шок

Од дефинираните видови на енергија на течноста, за случај кога се третираат хидрауличните волуменски преноси, притисната енергија, $\frac{p}{\gamma}$, игра основна улога. Истата може да се претвори во механичка работа со помош на хидрауличен мотор.

Единицната кинетичка енергија, $\frac{v^2}{2g}$, во овој случај се користи воглавно за помошните командни уреди (компоненти) на хидрауличниот волуменски пренос. При тоа, вкупната кинетичка енергија, што одговара на работна течност со маса m (односно тежина G_T) изнесува:

$$E_k = \frac{mv^2}{2} = \frac{G_T v^2}{2g}$$

Од друга страна, кај хидродинамичките преноси, во кои хидрауличните турбомашини се користат како енергетски компоненти, кинетичката енергија игра битна улога при преносот и преобразбата на механичката енергија.

Во хидрауличните волуменски преноси единицната енергија на положба, z , може да се занемари во поредба со притисната енергија. Односно, хидростатскиот притисок што се јавува заради висинската разлика на поедините елементи во системот е занемарливо мал во однос на работниот притисок, т.е.:

$$\Delta z \ll \frac{\Delta p}{\gamma}$$

Меѓутоа, треба да се напомене дека енергијата на положба игра многу значајна улога при определување на всисните карактеристики (всисната висина) кај волуменските пумпи.

Принципот на дејствие на хидрауличните волуменски преноси во основа се базира на големиот волуменски модул на еластичност на работната течност E_v ,

(практички нестислива течност) и на Паскаловиот (Pascal) закон за еднакво простирање на наметнатиот притисок.

Волуменскиот модул на еластичност E_v (во N/m^2) може да се изрази како реципрочна вредност на коефициентот на стисливост β , односно:

$$E_v = \frac{1}{\beta} \quad (1-5)$$

При тоа, β , претставува однос на релативната промена на волуменот на течноста и промената на притисокот што дејствува на работната течност:

$$\beta = \frac{\frac{\Delta V}{V_0}}{\Delta p} \quad (1-6)$$

или од тука:

$$\Delta V = \beta \Delta p V_0 \quad (1-7)$$

$$V = V_0 - \Delta V = V_0(1 - \beta \Delta p)$$

каде се:

$\Delta V / V_0$ - релативна промена на волуменот при промена (пораст) на притисокот

$$\Delta p = p - p_0,$$

$\Delta V = V - V_0$ - промена на волуменот при пораст на притисокот за Δp .

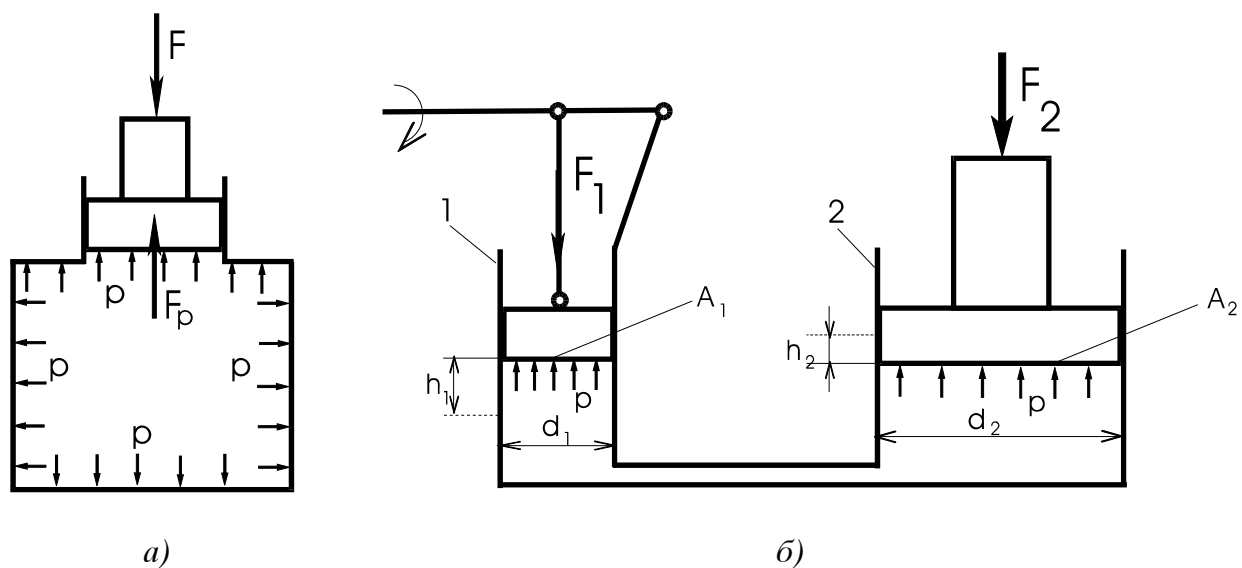
Ако промената на волуменот се обавува за определена временска промена Δt , се добива т.н. проток на компресибилност :

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} = \beta V_0 \frac{\Delta p}{\Delta t},$$

односно

$$Q_k = \frac{dV}{dt} = \beta V_0 \frac{dp}{dt} \quad (1-8)$$

Основите на Паскаловиот закон за еднакво простирање на наметнатиот притисок можат да се уочат од *Сл. 1.2а*. Имено, ако на клипот со работна површина A , во еден затворен сад, се дејствува со сила F , тогаш оваа сила ќе биде врамнотежена со сила на притисок $F_p = pA$, којашто дејствува на клипната површина A која е во контакт со течноста. Према Паскаловиот закон, ако се занемари триењето на клипот од сидовите на цилиндерот, притисокот што одговара на оваа сила, p , ќе дејствува со ист интензитет во секоја точка на посматрниот волумен, со тоа и на сидовите на садот.



Сл. 1.2 Илустрациони шеми за а) Паскаловиот закон и б) принцип на дејствие на хидрауличен пренос

Состојбата нема да се промени ако се посматраат два меѓусебе поврзани цилиндри **1** и **2** со соодветни клипови, од кои едниот (**1**) има улога на пумпа, а другиот (**2**) улога на двигател (види Сл. 1.2б).

Под дејствие на силата F_1 , клипот A_1 ќе се задвижи надолу на растојание h_1 . При тоа, наметнатиот притисок, p_1 , што делува врз површината A_1 , ќе биде еднаков во секоја точка на сврзаниот систем, па одтука следи:

$$p_1 = p_2 = p \quad (1-9)$$

Истиот притисок делува и на површината A_2 , па под влијание на силата F_2 , клипот **2** ќе се задвижи нагоре на растојание h_2 .

При услови на апсолутна херметичност и нестислива течност, работата извршена во цилиндерот **1** ќе биде еднаква на работата што ќе ја обави **2**:

$$W_1 = W_2 \quad \text{т. е.} \quad F_1 h_1 = F_2 h_2$$

Со тоа, користејќи ги претходните заклучоци за еднакво простирање на наметнатиот притисок (1-9), односно $F_1 = p A_1$ и $F_2 = p A_2$, поместувањата h_1 и h_2 ја имаат следнава врска:

$$h_1 A_1 = h_2 A_2 \quad (1-10)$$

односно

$$h_2 = h_1 \frac{A_1}{A_2} = h_1 \frac{d_1^2}{d_2^2} \quad (1-11)$$

каде се:

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad \text{и} \quad A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad \text{површини на челата на клиповите.}$$

Занемарувајќи ги хидрауличните загуби и триењето на клиповите, можат да се дефинираат и следниве односи на силите:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{pA_2}{pA_1} = \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

или

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1} = F \frac{d_2^2}{d_1^2} \quad (1-12)$$

Моќноста потребна за задвижување на клипот во цилиндрот **1**, може да се добие како производ на силата F_1 и брзината на движење на клипот v_1 :

$$P_1 = F_1 v_1 = pA_1 v_1 \quad (1-13)$$

Знаејќи дека протокот што одговара на брзината v_1 изнесува $Q_1 = v_1 A_1$, се добива изразот за моќност, кој во основа важи за било која хидраулична машина:

$$P_1 = pQ_1 \quad (1-14)$$

При тоа, доколку според меѓународниот SI систем на мерни единици, притисокот p е изразен во N/m^2 (односно Паскали - Pa), а протокот Q во m^3/s , моќноста ќе има единица W (т.е. Nm/s).

Според стариот, т.н. технички систем на мерни единици, ако притисокот беше зададен во kp/cm^2 , а протокот во cm^3/s , моќноста би се добила во KS од изразот $N_1 = \frac{pQ_1}{7500}$.

Моќноста која одговара на двигателот **2**, со занемарување на загубите, може да се определи на ист начин преку изразот:

$$P_2 = pQ_2$$

1.3. СИМБОЛИ ЗА ГРАФИЧКО ОЗНАЧУВАЊЕ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ И ПНЕУМАТСКИТЕ ВОЛУМЕНСКИ МАШИНИ И КОМПОНЕНТИ

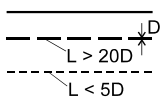
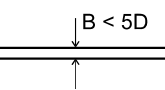




Како составен дел на комплетната документација за определен хидрауличен систем задолжително влегува соодветната шема на системот, со која се прикажува взаемното дејствие на компонентите за управување со изворот на притисок на работната течност (пумпата) и извршните компоненти т.е. хидрауличните двигатели. Овие шеми обично се познати како *хидраулични шеми* и овој назив е употребан во понатамошното излагање.

Поедините компоненти во хидрауличните шеми најчесто се прикажуваат со т.н. условни ознаки т.е симболи, со цел полесно да се уочат типовите на поедините вградени компоненти и линиите на токот на работната течност. Предноста на ваквиот приказ на хидрауличните шеми се состои во нивната универзалност и едноставноста во нивното исцртување и читање.

Доброто познавање на хидрауличните симболи овозможува лесно читање и разбирање на дијаграмите на хидрауличните кола и други важни графички прикази на флуидните системи воопшто. Во *табелата 1.1* прикажани се *стандардизирани* т.н. *йоедноставени симболи*, коишто наоѓаат широка примена за презентација на шемите како на хидрауличните така и на пнеуматските системи системи. *Покомплицираниите симболи*, кои обично се применуваат за прикажување на базични компоненти или контроли модифицирани за исполнување на нова или различна функција, објаснети се при изучувањето на специфичните компоненти (како што е, на пример, разработено во предметот *Хидраулични и йнеуматски комйонентии на авйоматиката*).

Графичките симболи, прикажани во *табелата 1.1*, се во согласност со Маѓународната организација за стандарди ISO/TC-10/SC-2, а кои се базираат на препораките од Европскиот комитет за маслена хидраулика и пнеуматика (CETOP) и стандардите на Американската организација за стандарди (ASA).







Табела 1.1

Симболи на хидраулични и йнеуматски комйонентии ISO/TC-10/SC-2			
број на група	Назив	Симбол	Објаснување
1.	Основни и функционални знаци Basic and functional symbols Grundzeichen, Funktionszeichen Signes de base et de fonction Основные и функциональные обозначения		
1.1	Основни знаци Basic symbols Grundzeichen Signes de base Основные обозначения		
1.1.1	Линии Lines Linen Traites Линии		Работен вод Управувачки вод Дренажен (испустен) вод Спореди со група 4.2.1 од овој Димензиите на цевоводот со кратака ознака се даваат над линијата
1.1.2	Дупла линија Double line Doppellinie Trait double Двойная линия		Вратило, лост, шипка
1.1.3	Круг Circle Cercle Kreis Окружность	а)  в)  б)  г) 	Разликување према прикажаната големина: а) пумпа, компресор, мотор б) мерен уред в) неповратен вентил, ротирен спој г) зглоб, тастер-тркалце












Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
1.1.4	Квадрат, правоаголник Square, rectangle Quadrat, Rechteck Carré, rectangle Квадрат, правоаголник		Примери: вентили, цилиндри, активирања
1.1.5	Дијамантен квадрат Diamond Quadrat auf Spitze Квадрат на вершине		Филтер, замаслувач, изменувач на топлина
1.1.6	Различни симболи Miscellaneous symbols Verschiedene Zeichen Signe divers Разные обозначения	а) б) в) г)	а) спојување на водови, б) пружина в) пригушување г) бленда
1.2	Функционални симболи Functional symbols Funktionszeichen Sign de fonction Функциональные обозначения		
1.2.1	Триаголник Triangle Dreieck Triangle Треугольник	примери 	Насока на струење со назнака на флуидот: хидраулички (течност) пнеуматски (воздух/гас)
1.2.2	Стрелка Arrow Pfeil Flèche Стрелка		Насока на струење Насока на ротација Премини и насоки на струење во вентили (види група 3.)
1.2.3	Коса стрелка Sloping arrow Schräger Pfeil Flèche oblique Наклонная стрелка	примери 	Стрелка повлечена преку целиот симбол означува подесување/регулација (на пр. регулациона пумпа).
1.2.4	Поле урамено со танка црта-точка линија Thin chain-dotted field Dünn strichpunktirt umgrenztes Field Штрихлинией ограниченное поле		Урамување на повеќе здружени компоненти во блок или поврзани во вградувачка група.

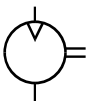
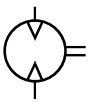
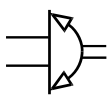
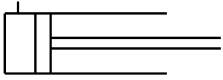
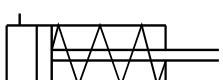
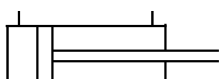
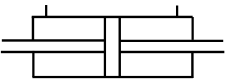
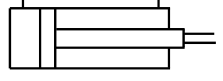
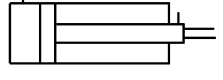
Табела 1.1 (йродолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
2.	Волуменски машини Positive displacement machinery Verdrängermaschinen Machines volumétriques (à cylindrée positive) Объемные машины		
2.1.	Пумпи и компресори Pumps and compressors Pumpen und Verdichter Pompes et compresseurs Насосы и компрессоры		
2.1.1.	Хидраулични пумпи Hydraulic pumps Hydropumpen Pompes hydrauliques Гидронасосы		Хидраулична машина за претворање на механичка енергија во хидраулична, на принцип на промена на волуменот на работните комори на пумпата.
2.1.1.1	Пумпа со константен работен волумен (нерегулациона) Fixed displacement pump Konstantpumpe Pompe à cylindrée constante Насосы с постоянным рабочим объемом		со 1 насока на потискување
			со две насоки на потискување
2.1.1.2	Пумпа со променлив работен волумен (регулациона) Variable displacement pump Verstellpumpe Pompe à cylindrée variable Насосы с регулируемым рабочим объемом		со 1 насока на потискување
			со две насоки на потискување
2.1.2.	Компресор Compressor Verdichter Compresseur Компрессор		Машина (уред) за потискување или компримирање на компресибилни флуиди (освен вентилатор и вакумпумпа).
2.1.3.	Вакуумпумпа Vacuum pump Vakuumpumpe Pompe à vide Вакуум -насос		Машина (уред) за испумпување (отстранување) на гас или пара од сад во кој владее подпритисок.
2.2.	Мотори Motors Motoren Moteurs Двигатели		
2.2.1.	Хидромотори Hydraulic motors Hydromotoren Moteurs hydrauliques Гидравлические двигатели		Хидраулична машина со ротационо движење за претворање на хидраулична енергија во механичка, со промена на волуменот на работните комори на хидромоторот.

Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
2.2.1.1	Мотор со константен работен волумен (нерегулационен) Fixed displacement motor Konstantmotor Moteur à cylindrée constante Двигатель с постоянным рабочим объемом		со една насока на струење
			со две насоки на струење
2.2.1.2	Мотор со променлив работен волумен (регулационен) Variable displacement motor Verstellmotor Moteur à cylindrée variable Двигатель с регулируемым рабочим объемом		со една насока на струење
			со две насоки на струење
2.2.1.3	Осцилаторен мотор (актуатор) Oscillating motor (actuator) Schwenkmotor Moteur oscilant Поворотный двигатель		Хидромотор со ограничен агол (обсег) на ротација
2.2.2.	Пумпи-мотори Pumps-Motors Pumpen-Motoren Pompes-moteurs Насосы - двигатели		Хидромотори што можат да работат и како пумпа и како хидромотор
2.2.2.1	Пумпа-мотор со константен работен волумен Fixed displacement pump-motor Konstantpumpe-Motor Pompe-moteur à cylindrée constante Насос-двигатель с постоянным рабочим объемом		како пумпа работи со една насока на струење, како мотор во спротивна насока
			како пумпа или мотор работи со една насока на струење
			како пумпа или мотор работи со 2 насоки на струење
2.2.2.2	Пумпа-мотор со променлив работен волумен (регулациона) Variable displacement pump-motor Verstellpumpe-Motor Pompe-moteur à cylindrée variable Насос-двигатель с регулируемым рабочим объемом		како пумпа работи со една насока на струење, како мотор во спротивна насока
			како пумпа или мотор работи со една насока на струење
			како пумпа или мотор работи со 2 насоки на струење
2.2.3.	Пнеуматски мотори Pneumatic motors Druckluftmotoren Moteurs pneumatiques Пневматические двигатели		Машини со ротационо движење за претворање на пнеуматска енергија во хидраулична

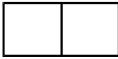
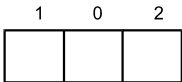

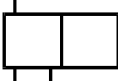
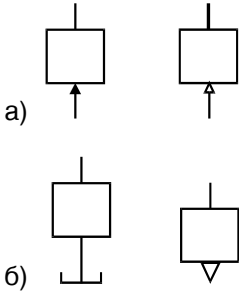
Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
2.2.3.1	Пнеуматски мотор со константен работен волумен (нерегулационен) Pneumatic fixed displacement motor Druckluftkonstantmotor Moteur pneumatique à cylindrée constante Пневматический двигатель с постоянным рабочим объемом	 	со една насока на струење со две насоки на струење
2.2.3.2	Пнеуматски осцилаторен мотор Pneumatic oscillating motor (actuator) Druckluftschwenkmotor Moteur oscilant pneumatique Пневматический поворотный двигатель		Пнеуматски мотор со ограничен обсег на ротација Пнеуматски мотор со ограничен обсег на ротација
2.3.	Цилиндри Cylinders Zylinder Vérins Цилиндры		Уреди со праволиниско движење за претворање на хидростатска или пнеуматска енергија во механичка
2.3.1.	Цилиндр со еднонасочно дејство Single acting cylinder Einfachwirkender Zylinder Vérin à simple effet Цилиндр односторонного действия	 	Силата на притисок го задвижува клипот само во една насока повратно движење со помош на надворешна сила повратно движење со помош на вградена повратна пружина
2.3.2.	Цилиндр со двострано дејство Double acting cylinder Doppeltwirkender Zylinder Vérin à double effet Цилиндр двухстороннего действия	 	Силата на притисок го задвижува клипот во две насоки; со клипњача на една страна; со клипњача на двете страни.
2.3.3.	Диференцијален цилиндер Differentialzylinder Differential cylinder Differentialzylinder Vérin différentiel Дифференциальный цилиндр	 	Цилиндр со двосмерно дејство, со клипњача на една страна, кога диференцијалното дејство посебно се нагласува; со довод низ клипњачата;
2.3.4.	Телескопски цилиндер Telescope cylinder Teleskopzylinder Vérin telescope Телескопический цилиндр		Цилиндр со повеќе клипови водени еден во друг, чии одови се собирааат

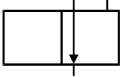
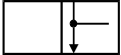

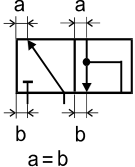

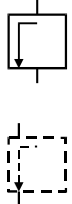
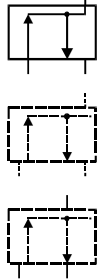
Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
2.3.4.1	со еднонасочно дејство single acting einfachwirkend simple effet односторонного дејствия		Повратно движење само со надворешна сила
2.3.4.2	со двонасочно дејство double acting doppeltwirkend double effet двухсторонного дејствия		Главно и повратно движење со помош на флуид под притисок
2.3.5.	Цилиндер со пригушување Cylinder with cushion Zylinder mit Dämpfung Vérin avec amortiseur Цилиндр с демпфированием		Цилиндер со двонасочно дејство и непроменливо пригушување од страната на клипот
	нерегулационен (без подесување) fixed nicht verstellbar fixe нерегулируемый		Цилиндер со двонасочно дејство и променливо двострано пригушување
регулационен (со подесување) variable verstellbar variable регулируемый			
2.3.6.	Цилиндер со автоматско распоредување Cylinder with steady impuls Zylinder mit Stetigantreib Vérin avec impulsion continue Цилиндр с автоматическим распределением		Пнеуматски цилиндер во кој, по вклучувањето на доводот на воздух и достигнување на крајната положба на клипот, движењето на клипот автоматски повторно се активира. При тоа, алтернативното движење на клипот продолжува, сè додека не се затвори доводот на воздух.
2.6.1.	Регулационен хидростатски преносник во еден блок Variable speed drive unit Hydrokompaktgetriebe Variateur Гидромуфта с насосом и двигателем в одном корпусе		Хидростатски преносник со непосредно споени пумпа и хидромотор во заеднички блок.
			Со една насока на ротација; Регулациона пумпа и хидромотор со константен работен волумен.
			Со две насоки на ротација; регулациона пумпа и регулационен хидромотор.

Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.	Вентили, во општо Valves, in general Ventile, allgemein Valves, en général Клапаны, вообше		Вентилите се уреди (компоненти) за управување или регулација на започнувањето, запирањето и насоката на движење, како и притисокот или протокот на флуидот (потискуван од пумпата или од компресорот или вакуум пумпата или акумулиран во резервоар). Називот "вентил" е соопфатен - соодветно на меѓународната јазична употреба за сите врсти и видови, како што се распоредници, топчести вентили, тањирести вентили, славини и т.н.
3.0.1.	Вентили со повеќе фиксирани положби на вклучување Valves with several fixed positions Ventile mit mehreren festgelegten Schaltstellungen Valves avec plusieurs position fixes Клапаны с больше определенных положений управления		Деловите кои се пресудни за функцијата на вентилот, завземаат со активирање повеќе одредени положби на вклучување. Овие вентили се прикажуваат со повеќе правоаголници (полиња). Бројот на полиња еднаков е на бројот на положбите на вклучување: прикажани се две положби на вклучување.
3.0.1.1			Положбите на вклучување можат да се означат со арапски бројки; на пример, претставен е вентил со 3 полиња на вклучување, од кои среното е нулта положба. Како нулта положба (кај вентили со повратна положба) се означува онаа положба, која ја завземаат подвижните делови на вентилот, кога вентилот не е вграден. Појдовна положба е онаа, која ја завземаат подвижните делови после вградувањето на вентилот во инсталацијата и вклучувањето на мрежниот притисок, т.е. во одредени случаи -електричниот напон, и со која започнува предвидениот програм на вклучување.
3.0.1.2			Кога вентилите имаат континуален (функционален) преод помеѓу положбите на вклучување, полињата можат да се разграничат со испрекината линија.
3.0.1.3			Приклучоците (доводни и одводни) се вцртуваат на полето на нулта положба, или ако таква не постои, на полето на појдовната положба. Другите положби се постигнуваат со задвижување на полето, додека водовите не се покријат со приклучоците на соодветното поле.
3.0.1.4			Разликување на хидраулички (лева слика) од пнеуматски (десна) вентили: а) со знаци на вентилите б) начин на испуст

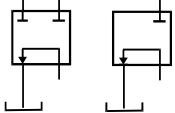
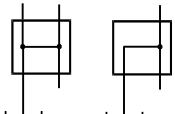
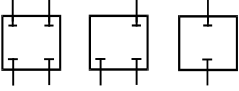
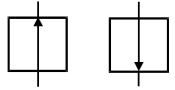
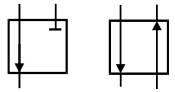
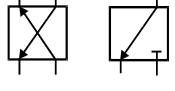
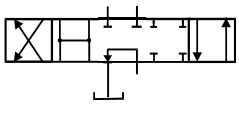
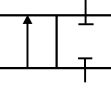
Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.0.1.5			Внатре во полето линиите ги покажуваат водовите, а стрелките насоката на струење.
3.0.1.6			Врзувањето на водовите внатре во вентилот се означува со точка
3.0.1.7			Блокирање на водовите внатре во вентилот се означува со попречни цртчки
3.0.1.8			Положбата на линиите и стрелките (право или косо) внатре во полето, одговара во дадениот случај на положбата на приклучокот. Ако се замисли дека вентилот е активиран, тогаш водовите во полето, кои сега стојат пред приклучокот, мораат да се покријат со приклучоци.
3.0.2.	Вентили без одредени положби на вклучување Valves without fixed positions Ventile ohne festgelegte Schaltstellungen Appareils sans positions fixes Клапаны без определенных положений управления		Вентили кои помеѓу 2 крајни положби, за време на обавување на функцијата, завземаат меѓуположби кои одговараат на зададената вредност (притисок и/или проток). Овие вентили се прикажуваат само со 1 поле (исклучок прават разводниците од групата 3.1.2.)
3.0.2.1			Ако при промена на положбата, доводот и одводот останат поврзани само со еден приклучок, тогаш стрелката на тој крај добива попречна црта, која при задвижување на правоаголникот (види следен став) останува чврсто споена со стрелката. Се прикажува нулта положба, а во случај таа положба да не постои, појдовната положба (на сликата затворениот проток). Промената на положбата - слично како кај вентилите со повеќе одредени положби на вклучување - треба така да се претстави, како правоаголникот да се задвижува заедно со линиите и стрелките нормално на приклучоците. Овде е прикажана само крајната положба: протокот е отворен.
3.0.2.2			Кај повеќе приклучоци, важи објаснување аналогно на даденото со групата 3.0.2.01

Табела 1.1 (њродолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.0.3.	Активирање на вентил Valve control Control Comande des valves Приведение клапанов в де´stvie		<p>Симболите на начинот на активирање и помошните елементи во општо се поставуваат нормално на приклучоците надвор од полето (види група 5.).</p> <p>Примери:</p> <p>а) Распоредник 4/2 со електромагнетно активирање и повратна пружина.</p> <p>б) Распоредник 4/3 со рачно активирање и пружинско центрирање во нулта положба.</p>
3.0.4.	Означување на приклучоци Signes of the ports Kennzeichnung der Anschlsse Indices des orifices Обозначение присоединений		<p>Приклучоците можат да се обележуваат само со една големина на букви, на пример:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Работни водови: А, В, С,... • Довод, приклучок на мрежа со компримиран воздух, притисок : Р • Одвод, испустен вод: R, S, Т • Дренажна течност: L • Управувачки водови: Z, Y, X,... <p>Примери:</p> <p>а) распоредник 5/3 (хидровентил)</p> <p>б) Далечински управуван редоследен вентил</p>
3.0.5.	Поедноставено прикажување Simplified representation Vereinfachte Darstellung Reprsentation simplifie Упрощенное представление		<p>Симболи, кои се повторуваат во шемата на инсталацијата, можат да се прикажат како правоаголници со броеви, со изоставување на припадните симболи.</p> <p>Примери:</p> <p>а) 3 поединечни вентили со две различни вклучувања.</p> <p>б) 4 вентили во блок, 2 вентила имаат исти, а другите различни вклучувања.</p>
3.1.	Распоредници Directional control valves Wegeventile Distributeurs Распределители		<p>Вентили, кои влијаат на патот на хидрауличкото струење (воглавно старт, стоп и насока на протекување).</p> <p>Пример: 4 поврзани приклучоци, 1 блокиран</p>
3.1.0.	Општо		
3.1.0.1	Кусо означување		<p>Зад називот "распоредник" се пишува бројот на управувани приклучоци; на пример, распоредник со 3 управувани приклучоци и 2 положби на вклучување: распоредник 3/2 (се изговара: распоредник три врз два).</p> <p>Повеќе испусти кај пнеуматските вентили или поврзани одводни водови се третираат само како 1 управуван приклучок.</p>

Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.1.0.2	Положби на вклучување		
3.1.0.2.1	Кусо споена положба		Доводниот и одводниот (повратен) приклучок се споени, а приклучоците на потрошувачите се затворени.
3.1.0.2.2	Слободна положба		Сите приклучоци меѓусебе се поврзани
3.1.0.2.3	Блокирана положба		Сите приклучоци се блокирани
3.1.0.2.4	Проточна положба		Приклучоците вклучени се така што се појавува проток, што и овозможува на приклучената компонента да ја изврши својата предвидена функција.
3.1.0.2.4.1	Положба за главно струење (движење)		Поврзани се приклучоци едни спроти други (стрелките на протекување се паралелни)
3.1.0.2.4.2	Положба за главно струење (движење)		Поврзани се дијаметрално поставените приклучоци (стрелките на протекување се коси или вкрстени)
3.1.0.3	Врска помеѓу положби на вклучување		Заради посебно прикажување на одредени вентили, меѓуположбите можат (слично на положбата на вклучување) дополнително да се прикажат. Пример: Распоредник 4/3, десно со блокирана меѓуположба (позитивно преклопување), лево со слободна меѓуположба помеѓу основните положби на вклучување (негативно преклопување).
3.1.1.	Распоредници со определени положби на вклучување Directional control valves with fixed positions Wegeventile mit festgelegten Schaltstellungen Distributeurs avec positions fixes Распределители с определенными положениями управления		
3.1.1.1	Распоредник 2/2		
3.1.1.1.1			Со блокирана нулта положба и проточна положба. Прикажан е распоредник проточен само во една насока.



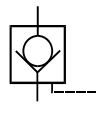
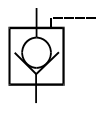
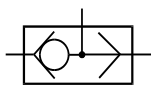
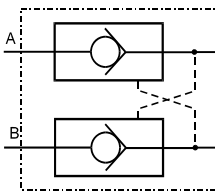
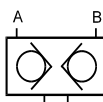
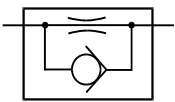
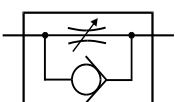
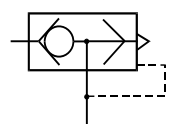
Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.1.1.2			<p>Со проточна нулта положба и блокирана положба.</p> <p>Примери:</p> <p>а) Рачно активирање (група 5. Од овој стандард).</p> <p>б) Активирање со хидрауличен или пнеуматски притисок против повратна пружина (вентил со исклучување).</p>
3.1.1.2	Распоредник 3/2		<p>а) Во една положба на вклучување доводот е блокиран (на пр., на пнеуматски цилиндер со еднонасочно дејство испуштен воздух или приклучен на одводен вод), во другата положба испуштањето на воздух или одводот е блокиран (на пр., воздух пуштен во цилиндер со еднонасочно дејство).</p> <p>б) Активирање на двете страни со хидрауличен или пнеуматски притисок.</p>
3.1.1.3	Распоредник 3/3		<p>Со блокирана нулта положба и 2 проточни положби.</p> <p>Механичко активирање со повратна пружина.</p>
3.1.1.4	Распоредник 4/2		<p>Со две проточни положби (на пр., за цилиндри со двонасочно дејство или хидромотори).</p> <p>Примери:</p> <p>Вграден со распоредник со електромагнетно активирање, со повратна пружина, за посредно управување.</p> <p>а) Комплетно прикажување.</p> <p>б) Поедноставено прикажување</p>
3.1.1.5	Распоредник 4/3		<p>Со кусо споена нулта положба и 2 проточни положби (на пр. за цилиндер со двонасочно дејство или хидромотор).</p> <p>Со слободна нулта положба и 2 проточни положби. На пр., испуштање воздух од двете страни на пнеуматски цилиндер со двонасочно дејство.</p>




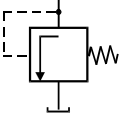
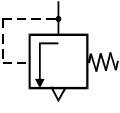
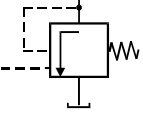
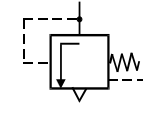
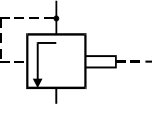
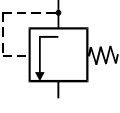
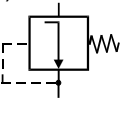
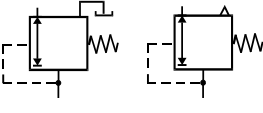
Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.1.1.6	Распоредник 4/4		Со кусо споена нулта положба, 2 проточни и една слободна положба.
3.1.1.7	Распоредник 5/2		Со 2 проточни положби
3.1.1.8	Распоредник 6/3		Со три проточни положби Пример: Во стартната положба, двете страни на еден пнеуматски цилиндер со двонасоочно дејство се блокирани. Еден вод (за премин) е со испуштање на воздух (на пр., за забравување). Во крајните положби, истовремено едната страна на цилиндерот е со впуштање на воздух, другата со испуштање (водот за премин е со впуштање на воздух).
3.1.2.	Распоредници без одредени положби на вклучување Dirrectional control valves without fixed positions Wegeventile ohne festgelegte Schaltstellungen Distributeurs sans positions fixes Распределители без определенных положений управления		Со 2 крајни положби на вклучување и безброј меѓуположби на вклучување. Постоењето на меѓуположбите на вклучување се покажува со 2 паралелни линии кон основниот симбол на распоредникот и во даден случај кон симболот за активирање.
3.1.2.1.	Распоредник за копирање		Исто како распоредниците од групата 3.1.1., но со безброј меѓуположби. Примери: а) Распоредник за копирање, како распоредникот 2/2, активирање со тастер против повратна пружина. б) Како распоредникот 3/3, со слободна положба во средната положба, со хидрауличко или пнеуматско активирање. в) Како распоредникот 4/3, со слободна положба во средната положба, активирање со тастер против повратна пружина
3.1.2.2.	Сервораспоредник		Распоредник со електрично активирање, за копирање со појачување на континуално променливите електрични сигнали и претворање во хидраулична или пнеуматска енергија. Пример: Како распоредник 4/3, чиј приклучок на притисниот вод е поврзан, со двата приклучоци за потрошувачите, преку пригушник во средната положба. Активирањето е континуално, со подеслив електромагнет со две насоки на дејствие и враќање во средна положба со пружини.

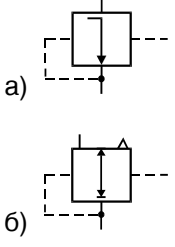
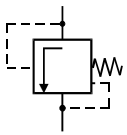
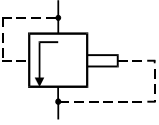
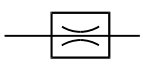
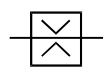
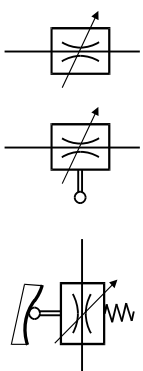
Табела 1.1 (њродолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.2.	Блокирачки вентили Non return valves Sperventile Clapets anti-retour Блокирующие клапаны		Вентили, кои го блокираат протекувањето првенствено во една насока, а во спротивната насока го пропуштаат. Притисокот на одводната страна го оптеретува делот што затвора и со тоа го потпомага затворањето на вентилот.
3.2.1.	Неповратен вентил Check valve Rückschlagventil Clapet anti-retour Обратный клапан	 	Неповратен вентил, којшто блокира под дејство на силата на притисок. Блокира, кога излезниот притисок е поголем од влезниот. Со противпритисок; на пример со пружина: блокира кога излезниот притисок е поголем или еднаков на влезниот.
3.2.2.	Далечински управуван неповратен вентил Pilot controled check valve Fergensteuertes Rückschlagventil Clapet anti-retour piloté Телеуправляемый обратный клапан	a)  б) 	Неповратен вентил, во кој блокирањето или протекувањето може да се отстрани со некое активирање (хидраулички на пример). а) Блокирање, кога излезниот притисок е поголем од влезниот, но со далечинско управување се отстранува блокирањето. б) Блокирање, кога излезниот притисок е поголем или еднаков на влезниот, но со далечинско управување се отстранува протекувањето
3.2.3.	Наизменично неповратен вентил Shuttle valve Wechselventil Sélecteur de circuit Переменный обратный клапан		Неповратен вентил со два довода што можат да се блокираат и еден одвод. Доводот со повисок притисок поврзан е со одводот, а другиот одвод е затворен. Положбата се одржува и при повратно струење.
3.2.4.	Управуван двојно-неповратен вентил Pilot control double check valve Entsperrbares Zwillings-rückschlagventil Double clapet anti-retour piloté Телеуправляемый, двойно-обратный клапан	 	Вентил со 2 неповратни вентила, за 2 одвоена протока; чие самодејствувачко блокирање, наизменично, се отстранува со притисокот на дотокот. Поедноставено прикажување.
3.2.5.	Неповратен вентил со пригушување One way restrictor Drosselrückschlagventil Clapet anti-retour avec étranglement Обратный клапан с дросселем	 	Неповратен вентил со протекување во една насока и пригушување во друга. Исто; со променливо пригушување.
3.2.6.	Брзо-испустен вентил Quick exhaust valve Schnellentlüftungsventil Soupape d'échappement rapide Быстровипускающий клапан		Неповратен вентил, во којшто, при растеретен влезен вод, излезниот вод се празни во атмосфера.

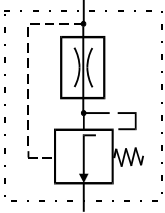
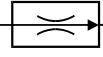

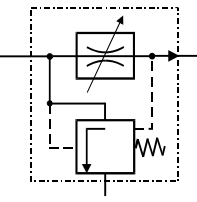
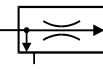
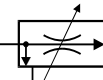
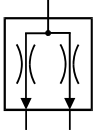
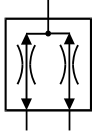
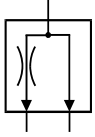

Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.3.	Притисен вентили Pressure control valves Druckventile Controlleurs de pression Нагнетальные клапаны	а)  б)  в) 	Вентили што претежно влијаат на контрола на притисокот. а) Со два работни приклучоци и затворена нулта положба. б) Со два работни приклучоци и отворена нулта положба. в) Со три работни приклучоци.
3.3.1.	Вентил за ограничување на притисокот (сигурностен) Pressure relief valve Druckbegrenzungsventil Limiteur de pression Предохранительный клапан	 	Вентил што го ограничува притисокот на влезот, со отворање на излезот со совладување на повратната сила.
3.3.1.1.	Далечински управуван сигурностен вентил Pilot controlled perssure relief valve Druckbegrenzungsventil, fergensteuert Limiteur de pression à commande piloté Телеуправляемый предохранительный клапан	а)  б) 	Исто како 3.3.1., но со далечински управувана повратна сила. а) Далечинското управување ја отстранува повратната сила. б) Далечинското управување ја појачува повратната сила
3.3.2.	Пропорционален вентил за ограничување на притисокот Proportioning pressure releife valve Druckstufenventil Limiteur proportionnel de pression Пропорциональный предохранительный клапан		Влезниот притисок го ограничува на вредност сразмерна на притисокот на управување.
3.3.3.	Редоследен вентил Sequence valve Zuschaltventil Soupape de séquence Последовательный клапан		Со отворањето на излезот, го ослободува преминот кон следна компонента.
3.3.4.	Регулатор на притисок Pressure regulator Druckregelventil Régulateur de pression Редукционный клапан	а)  б) 	Излезниот притисок го одржува приближно константен и при променлив, но поголем, влезен притисок. а) Без одводен отвор б) Со одводен отвор





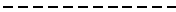

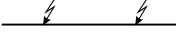

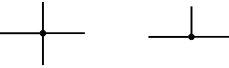
Табела 1.1 (љродолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.3.4.1.	Далечински управуван регулатор на притисок Pilot controlled pressure regulator Druckregelventil, fergensteuert Régulateur de pression piloté Телеуправляемый регулатор давления	 <p>a)</p> <p>б)</p>	Излезниот притисок се одржува сразмерно на притисокот на управување. а) Без одводен отвор б) Со одводен отвор
3.3.5.	Диференцијален редуктор на притисок Differential pressure regulator Druckgefälleventil Régulateur de pression pilotée Дифференциальный редукционный клапан		Го смалува излезниот притисок во однос на влезниот за константна вредност.
3.3.6.	Пропорционален редуктор на притисок Proportioning pressure regulator Druckgefälleventil Régulateur proportionnel de pression Пропорциональный редукционный клапан		Го смалува излезниот притисок во однос на влезниот со константен однос.
3.4.	Проточни вентили Flow control valves Stromventile Régulateurs de débit Расходные клапаны		Вентили кои претежно влијаат на протокот.
3.4.1.	Проточни вентили со константно стеснување		
3.4.1.1.	Пригушен вентил		Проточен вентил со константно стеснување. Протокот и падот на притисок се зависни од вискозноста на флуидот
3.4.1.2.	Вентил со бленда		Проточен вентил со константно кратко стеснување. Протокот и падот на притисок се зависни од вискозноста на флуидот (на пр., мерна бленда).
3.4.2.	Проточни вентили со променливо стеснување		
3.4.2.1.	Пригушен вентил со променливо пригушување Variable flow control valve Drosselventil, verstellbar Soupape d'étranglement Регулируемый дроссель		Проточен вентил со променливо стеснување, кое делува во двете насоки. Примери: Активирање со тркалце. Механичко активирање со повратна пружина (вентил за кочење)

Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
3.4.3.	Регулатор на проток Series flow control valves In Serie geschaltetes Stromregelventil Régulateur de débit Регулятор расхода		Определен истек (искористен проток), што може да се регулира, самостојно го одржува константен, независно од притисокот и поголемиот доток. Протокот останува константен и при промена на притисокот. Примери (поедноставен приказ): а) Го одржува истекот константен со самодејствувачко притворање. б) Истекот го одржува константен, со самодејствувачко притворање, при што истекот се регулира.
	а) Регулатор на проток со 2 приклучока	а) 	
	б) Регулатор на проток со регулација и 2 приклучока	б) 	
3.4.4.	Регулатор на проток со прелив By-pass flow control valve Parallelgeschaltetes Stromregelventil Régulateur de débit avec retour au réservoir Регулятор расхода с отводом в резервуар		Како при регулаторот 3.4.3., но со одвод на вишокот на проток. Примери (поедноставено прикажување): а) Истекот се одржува константен, со самодејствувачко отворање на едниот одвод (бај-пас вентил). б) Истекот се одржува константен, со самодејствувачко отворање на едниот одвод, при што истекот се регулира.
	а) Регулатор на проток со 3 приклучоци	а) 	
	б) Регулатор на проток со регулација и 3 приклучока	б) 	
3.4.5.	Разделувачи на проток Flow dividers Stromteilerventile Diviseurs de débit Делители расхода		Проточни вентили кои разделуваат или спојуваат повеќе истеци.
3.4.5.1.			Протокот се дели во два определена истека.
3.4.5.2.			Како под 3.4.5.1., при што, за спротивна насока на струење дотоците повторно се спојуваат.
3.4.5.3.			Едниот истек се одржува константен, а остатокот на дотокот се одведува кон другиот истек.
3.5.	Славина Shut-off valve Absperrventil Robinet d'isolement Запорный клапан		Поедноставен приказ




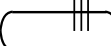


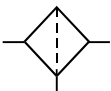
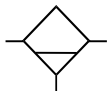
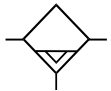
Табела 1.1 (йродолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување	
4.	Пренос на енергија Energy transimition Energieübertragung Transmission de l'énergie Передача энергии			
4.1.	Извори на енергија Sources of energy Energiequellen Sources de l'énergie Источники энергии			
4.1.1.	Извор на притисок		Приклучок на хидрауличен или пнеуматски извор на енергија	
4.1.2.	Електромотор		Со приближно константен број на вртежи (други податоци според DIN 40715 и МКС).	
4.1.3.	Мотор со внатрешно согорување			
4.2.	Проточни линии (водови) и спојувања Flow lines and conections Leitungen und Verbindungen Conduites and connexions Трубопроводы и соединения			
4.2.1.	Водови			
4.2.1.1.	Потисен вод Повратен вод Всисен вод		Вод за пренос на енергија	Називната мерка на водот може да се внесе над линијата, со куса стандардна ознака.
4.2.1.2.	Управувачки вод		Вод за пренос на енергија за управување, вклучувајќи и регулација.	
4.2.1.3.	Дренажен вод		Вод за одвод на волуменски загуби или за испуштање воздух.	
4.2.1.4.	Електричен вод			
4.2.1.5.	Флексибилен вод		Совитлив вод при работа, најчесто приклучен на подвижни делови; на пр.: цевовод, цевна спирала, брановидна цевка и сл.	
4.2.2.	Спојување на водови Line junction Leitungsverbindung Racordement de conduites Соединение трубопроводов		Чврсто спојување; на пр., заварено, залемено, со навој и сл. (вклучувајќи ги и приклучоците).	

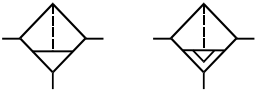
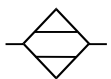
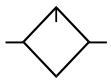
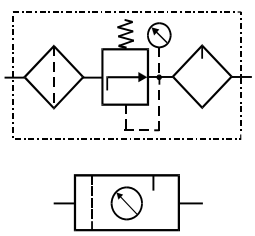
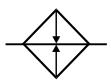
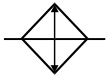
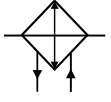
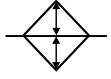
Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
4.2.3.	Вкрстување на водови Crossing lines Leitungskreuzung Croisement de conduites Скрешение трубопроводов		Вкрстување на водови кои меѓусебно не се споени
4.2.4.	Оддушки и испусти во атмосфера Air bleed and air exhausts Entlüftungsstellen und Auslässe ins Freie Purge d'air et evacuations d'air Вентиляционные и выпускные отверстия		
4.2.4.1.	Оддушка		
4.2.4.2.	Испуст без цевна наставка		
4.2.4.3.	Испуст со цевна наставка		
4.2.5.	Приклучок на извор на притисок Power take-off Druckanschlußstelle Branchement Ответвление давления	a) б)	Приклучок на уред или вод за одвод на енергија или за мерење а) со чеп б) со цевна наставка
4.2.6.	Брзораздвојна спојка Quick-release coupling Schnellkupplung Raccordement rapide Быстродействующее присоединение	a) б) в) г)	Спојка на водови, кои можат да се спојуваат или раставуваат без алат. а) споена, без механичко отворање на неповратен вентил; б) споена, со механичко отворање на неповратен вентил; в) раздвоена; водот е отворен; г) раздвоена, водот е затворен со неповратен вентил.
4.2.7.	Ротациона врска Rotary connection Drehverbindung Joint tournant Вращательное присоединение	a) б)	Ротациона врска при работа; на пример, ротационен ракавец а) со еден премин (пат). б) со два премина.
4.2.8.	Пригушувач на звук Sikencer Schalldämpfer Silencieux Шумоглушитель		Уред за смалување на шум, што се создава при истекување на компримиран воздух во атмосфера (како и на испустот од вакуум пумпа).

Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
4.3.	Резервоари Reservoirs Behälter Réservoirs Резервуары	а)  б)  в)  г) 	а) споен со атмосфера, со цевоводи над нивото на флуидот. б) споен со атмосфера, со цевоводи под нивото на флуидот. в) споен со атмосфера, со одвод кон пумпата. г) затворен резервоар под притисок.
4.4.	Акумулатори Accumulators Energiesammler Accumulateurs Аккумуляторы		
4.4.1.	Хидро-акумулатор		Уред за акумулирање на хидрауличка енергија. Течноста е под притисок на пружина, тежина или под притисок на гас (воздух, азот и сл.). Енергијата се враќа со струење на течност, која се наоѓа под притисок.
4.4.2.	Пнеумоакумулатор		Резервоар, во кој се акумулира компримиран воздух до максимално потребен притисок.
4.5.	Филтри, замаслувачи и уреди за одржување Filters, lubricators and miscellaneous apparatus Filter Schmier und Wartungsgreäte Filtres, lubrificateurs et appareillage d'entretien Фильтры, лубрикаторы, обслуживающие аппараты		
4.5.1.	Филтер Filter Filter Filtre Фильтр		Уред за отстранување на честички од нечистотији.
4.5.2.	Издвојувач на вода Water trap Wasserabscheider Purgeur Водоотделитель		Уред за собирање и испуштање на кондензат на вода од пнеуматски инсталации.
4.5.2.1.	Рачно активиран издвојувач на вода		
4.5.2.2.	Издвојувач на вода со автоматско празнење		

Табела 1.1 (продолжение)

број на група	Назив	Симбол	Објаснување
4.5.3.	Филтер со издвојувач на вода Filter with water trap Filter mit Wasserabscheider Filtre avec purgeur Фильтр с водоотделитель		Компонентата е комбинација на филтер и издвојувач на вода
4.5.4.	Сушалка Desiccator Trockner Dessiccateur Сушилка		Компонента во која воздухот се суши со хемикалии.
4.5.5.	Замаслувач Lubricator Öler Lubrificateur Лубрикатор		Компонента, во која струењето на воздух зафаќа незнатна количина на масло за подмачкување на приклучените компоненти.
4.5.6.	Пнеуматска припремна група Conditioning unit Wartungseinheit Groupe de conditionnement Обслужувающий аппарат		Уред со група од пнеуматски компоненти, што се состои од филтер, регулатор на притисок и замаслувач. Поедноставен приказ.
4.6.	Разменувачи на топлина Heat exchangers Wärmetaustauscher Echangeurs de chaleur Теплообменники		Уред за ладење или загревање на флуидот што циркулира.
4.6.1.	Греач Heater Vorwärmer Réchauffeur Подогреватель		Уред за загревање на флуидот. Навнатре насочените стрелки означуваат довод на топлина.
4.6.2.	Ладилник Cooler Kühler Refroidisseur Охладитель	a)  б) 	Уред за ладење на флуидот. Нанадвор насочените стрелки означуваат одвод на топлина. а) без прикажување на водовите за течност за ладење. б) Со прикажување на водовите за течност за ладење.
4.6.3.	Ограничувач на температура Temperature controller Temperaturbegrenzer Limiteur de température Ограничитель температуры		Уред што одржува температура на флуидот во главно помеѓу две однапред утврдени граници.

1.4. ПРИНЦИПИЕЛНИ ШЕМИ НА ХИДРАУЛИЧНИ ВОЛУМЕНСКИ ПРЕНОСИ

На *Сл. 1.3*, *Сл. 1.4* и *Сл. 1.5* илустративно се прикажани принципиелни шеми на хидраулични преноси, дадени како основни примери на шеми на поедноставни хидраулични преноси. Симболите, употребени за прикажување на поедините компоненти на хидрауличниот пренос, дадени се според стандардите ISO/TC-10/SC-2 т.е. *табелата 1.1*.

Секоја од прикажаните шеми ги содржи основните компоненти: волуменска пумпа **1**, хидрауличен мотор (двигател) **2**, резервоар **6**; соодветно поврзани со магистралата на работна течност. Хидрауличните преноси, како неизоставна компонента, содржат и филтер на работната течност **8** (види *Сл. 1.3* и *Сл. 1.4*).

Како што беше дефинирано во поглавјето 1.1, магистралата на работната течност е составена од следниве струјни линии (водови): потисна **I**, извршна **II**, повратна **IV**, и всисна **V**.

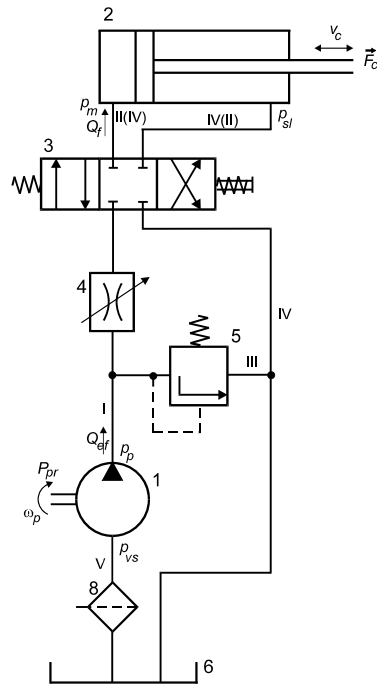
Во секој од трите прикажани преноси, приклучен е и вентил за ограничување на притисокот (сигурносен вентил) **5**, којшто го ограничува зголемувањето на притисокот над дозволената работна вредност.

Во шемите на *Сл. 1.3* и *Сл. 1.4* вклучен е и распоредникот **3**, со чија помош се остварува промена на насоката на струење на работната течност од распоредникот **3** до двигателот **2** и обратно. На тој начин, се остварува промена на насоката на движење на хидрауличниот двигател. На *Сл. 1.3* како хидрауличен двигател е применет работен (силов) цилиндер со две насоки на движење (двонасочно дејство), додека на *Сл. 1.4* волуменски хидромотор со константен работен волумен и две насоки на струење (односно две насоки на ротација).

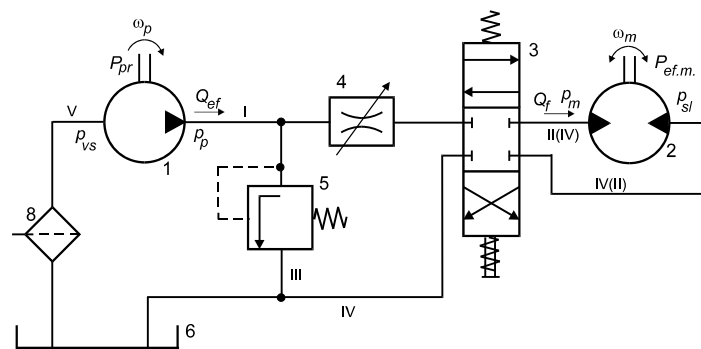
Во случај на приклучување на левата проточна положба на распоредникот **3** (наместо средната нулта - блокирана положба), работната течност влегува во левата страна на цилиндерот **2**. При тоа, клипот се движи во десно, истиснувајќи ја течноста, од десната (неработна) страна, преку повратната линија **IV** и распоредникот **3**, во резервоарот **6**. Во случај кога во распоредникот е вклучена десната проточна положба, течноста се доведува во десната страна на цилиндерот, чијшто клип се движи во лево и ја истиснува "неработната" течност од левата страна на цилиндерот преку **3** во **6**. На тој начин, со промена на проточните положби, очигледно дека извршната и повратната линија, помеѓу распоредникот и цилиндерот, наизменично се менуваат.

Доколку притисокот на течноста во потисната линија ја надмине воспоставената дозволена вредност, $p_p > p_{doz}$, вентилот за ограничување на притисокот **5** ќе се отвори, и течноста или дел од неа преку линијата **III** ќе струи кон резервоарот **6**, се додека не се постигне повторно бараната вредност p_{doz} .

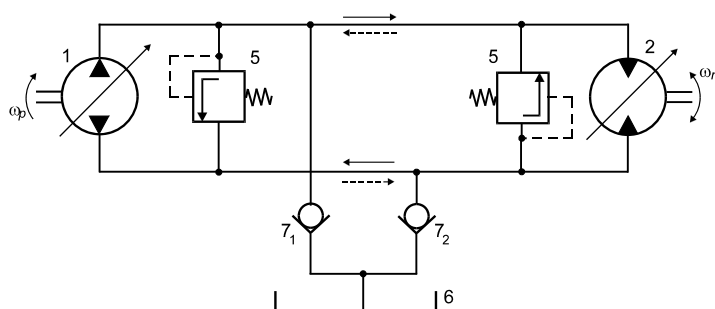
За случај на хидрауличен пренос со ротационо движење на извршната компонента (*Сл. 1.4*), реверсирањето на насоката на ротација на хидромоторот **2** се остварува исто така со промена на проточната положба на распоредникот **3**; при тоа, промената на насоката на струење ќе биде иста како во случајот на *Сл. 1.3*.



Сл. 1.3: Шема на хидрауличен пренос со праволиниско движење и пригушна регулација



Сл. 1.4: Шема на хидрауличен пренос со ројационо движење и пригушна регулација



Сл. 1.5: Шема на хидрауличен пренос со реверсирано движење и волуменска регулација

Во случај на хидрауличен систем во којшто се применети хидраулични машини со внатрешна волуменска регулација, Сл. 1.5, реверсирањето на движењето на хидромоторот се остварува по пат на промена на насоката на струењето на работната течност во самата пумпа или хидромотор. Овој вид на хидрауличен пренос треба да биде снабден и со неповратни (едносмерни) вентили 7_1 и 7_2 , преку кои се обавува всисувањето на работната течност во пумпата (во една или друга насока) и соодветно го одвојуваат потисниот вод од резервоарот.

Од основните врски за работните параметри на хидрауличните волуменски машини (види глава 3), може лесно да се согледа дека брзина на движење на хидрауличниот двигател зависи од фактичниот проток што настапува во него:

$$v_c = v_c(Q_f), \text{ односно } \omega_M = \omega_M(Q_f) \quad (1-15)$$

При услови на потполна херметичност на хидрауличниот пренос и практична нестисливост на работната течност, фактичниот проток на хидромоторот (Q_f) и ефективниот проток што го дава пумпата (Q_{ef}) се идентични; при тоа, за да може цилиндерот/хидромоторот да ја прими целата течност (што доаѓа од пумпата) во своите работни комори, неговиот излезен елемент (клипњача/вратило) треба да се движи со максимална брзина. Односно, за да биде исполнета кинематската врска:

$$Q_f = Q_{f \max} = Q_{ef}, \text{ следи } \omega_M = \omega_{M \max} \quad (1-16)$$

Условот (1-16) е исполнет само во случај кога нема волуменски загуби помеѓу пумпата и хидромоторот. Во спротивно, Q_f ќе биде помал од Q_{ef} за проток што одговара на истекувањата низ компонентите вградени помеѓу пумпата и хидромоторот:

$$Q_f = Q_{ef} - \Delta Q_{P \pm M}, \text{ а при тоа } \omega_M < \omega_{M \max} \quad (1-17)$$

каде е: $\Delta Q_{P \pm M}$ - проток што одговара на волуменските загуби помеѓу пумпата и хидромоторот; на пример, евентуални истекувања преку вентилот **5**, во случај на зголемување на притисокот во потисната линија.

Од изразите (1-16) и (1-17) се уочува дека помеѓу пумпата и хидромоторот постои чврста кинематска врска.

Последниов заклучок ја дава основата за регулација на аголната брзина на хидромоторот (ω_M), односно брзината на клипњачата (v_c), во зависност од Q_f , за случаи на т.н. пригушна регулација. Овој вид на регулација, доколку во хидрауличниот пренос не е вграден ладилник, се применува во системи со нерегулациони пумпи и хидромотори со помали моќности ($P_{ef} < 4 \text{ kW}$). За поголеми моќности, преносот задолжително содржи ладилник.

Според примерите на *Сл. 1.3* и *Сл. 1.4*, основа на пригушната регулација е создавање на отпор во потисната линија со помош на пригушниот вентил со променливо пригушување **4**. Во хидрауличниот пренос со ротационо движење (*Сл. 1.4*), како резултат на отпорот создаден во **4**, притисокот во потисната линија се зголемува над дозволената работна вредност ($p_p > p_{doz}$), сигурносниот вентил **5** ќе се отвори и дел од работната течност ($\Delta Q_5 = \Delta Q_{P \pm M}$) преку линијата **III** ќе струи кон резервоарот **6**. Во тој случај кон хидромоторот ќе струи $Q_f = Q_{ef} - \Delta Q_{P \pm M}$ работна течност, па бидејќи аголната брзина зависи од протокот, израз (1-15), за овој случај кога $Q_f < Q_{ef}$, хидромоторот ќе ротора со аголна брзина $\omega_M < \omega_{M \max}$. Ако пригушниот вентил **4** е потполно затворен, целиот проток од пумпата ќе протекува низ **5**, протокот кон хидромоторот ќе биде $Q_f = 0$, односно неговата аголна брзина $\omega_M = 0$. Претходната анализа секако дека во потполност се однесува и за хидрауличниот пренос со праволиниско движење (види *Сл. 1.3*).

Пригушната регулација се карактеризира со загуби во моќност:

$$\Delta P_{sv} = P_{ef} - P_f \quad (1-18)$$

каде се: P_{ef} - ефективна моќност што е предадена од пумпата на флуидот; P_f - фактична моќност што флуидот ја предава на хидромоторот.

Енергијата што одговара на протокот на течност низ сигурносниот вентил **5**, ΔP_{sv} , се јавува како загуба и во крајна линија се претвора во топлина, што се манифестира со загревање на работната течност. Од овие причини, хидрауличните преноси со пригушна регулација, при поголеми моќности ($P_f > 4 \text{ kW}$) треба да содржат и ладилник.

Регулацијата на брзината кај хидрауличните преноси со волуменска регулација (види *Сл. 1.5*) не е пропратена со наведените загуби на моќност. Во овие преноси, во

кои се вградени регулациони хидраулични волуменски машини, промената на брзината се остварува со промена на протокот, односно работниот волумен, внатре во пумпата или хидрауличниот двигател (или во двете машини).

Во ова поглавје се дадени само основите на пригушната (притисната) и волуменската регулација. Подетално запознавање ќе биде презентирани во посебна глава во која се разработени хидрауличните волуменски преноси.

Размотруваните шеми на хидраулични системи во ова поглавје, во коишто контролата на струењето се сведува само на промена на неговиот правец/насока (кон една или друга страна на двигателот), се карактеризираат со тоа што не постои влијание на законот на движење на извршната компонента (на пример, законот на движење на клипњачата на цилиндерот) врз самото струење. Посложените системи, кај кои постои зависност на струењето на работниот флуид од законот на движење на двигателот, а што зависи од работниот циклус на машината гонета со хидрауличниот пренос (или од соодветно програмско управување), се дефинираат како хидраулични системи на автоматско или полуавтоматско управување. Вградените компоненти во таквите хидраулични преноси се познати како хидраулични компоненти на автоматиката.

1.5. РАБОТНИ ФЛУИДИ

Како основни работни флуиди што се применуваат во флуидните системи за пренос на моќност се третираат воглавно: масла, вода, компримиран воздух, фосфатни естери, етилен-гликол, комбинација на масла и вода и слично.

Во пневматските системи како основен работен флуид се користи компримиран воздух, а поретко некој друг (воглавно неутрален) гас.

Веројатно најевтина работна течност, што може да се употребува во хидрауличните системи, е водата. Таа најчесто се третира со хемикалии, со цел да се отстранат непожелните состојки (контаминенти), а во секој случај филтрира, пред да се примени во соодветниот систем. Покрај релативно малата цена на чинење, водата се карактеризира како флуид идално отпорен на огин. Како негативни својства на водата, како работна течност, се јавуваат: нејзиното корозивно и ерозивно дејство врз металните делови на хидрауличните компоненти, како и релативно малата вискозност за работа на високи притисоци. Доколку водата се користи како работна течност, најчесто и се додаваат соодветни хидраулични мешавини (емулзии), како што се: растворливи во вода масла, етилен гликол и други супстанции; а со цел да се намали корозивното и ерозивното дејство, како и да се подобрат нејзините својства за подмачкување.

Како работни течности во хидрауличните преноси најголема примена нашле минералните масла, добиени како комбинација на нафтени деривати со релативно мала вискозност (како основа) со високовискозни компоненти, со цел да се остварат флуиди со различни вискозности. Исто така, во некои специјални хидраулични системи се употребуваат синтетички течности врз база на силициум-органски соединенија; на пример, во некои авионски системи се користат работни течности на основа на рициносови масла. Работните масла, често пати, се комбинираат со вода, за

да се добие огноотпорна комбинација. Ова својство се задржува сè додека не се појави испарување на водата.

Работната течност се јавува како основен работен медиум на хидрауличниот пренос и може да се третира како негов основен составен дел. Таа истовремено треба да ги исполнува и функциите на подмачкување и ладење, а исто така треба да обезбеди и заштита на поедините делови од корозија. Според тоа, својствата на работниот флуид треба да бидат такви, за да може да се обезбеди добра работоспособност и надежност како на поедините компоненти, така и на хидрауличниот систем во целина.

При изборот на работниот флуид во еден хидрауличен пренос, следниве фактори треба да се земат во предвид: брзина на дејствие, влијание на околните атмосферски услови, можноста за замена, одговор на бараното ниво на притисок, голем дијапазон на работна температура (отпорност на топлина), отпорност на контаминација, цена на транспортните линии, ограничувањата на уредите во кои се користи флуидот, условите на подмачкување, сигурност при ракувањето и очекуван работен век.

За да се одговори на горе наведените услови, работната течност треба да има соодветни својства, од кои можат да се наведат: густината, стисливоста, вискозноста, физичката и хемиската стабилност. Како резултат, покрај тоа што работната течност треба да биде скоро нестислива, истата потребно е да ги има и следниве особини:

- Хемиска стабилност, за да се спречи формирање на талози и смоли (јагленородни или некои други наталожувања), кои би предизвикале зачепување на отворите и каналите, оштетување на составните делови на поедините компоненти (клипови, вентили и сл.), и во најмала рака ослабување на способноста за подмачкување.
- Некорзивност и неерозивност.
- Добри својства за подмачкување.
- Задоволувачка вискозност и индекс на вискозноста, со цел маслото да се однесува соодветно во нормалниот обсег на промена на притисокот и температурата.
- Температура на згуснување, или т.н. точка на течење, доволно под очекуваната минимална температура на функционирање на системот.
- Температура на палење, или точка на палење, што е можно повисока.
- Минимална отровност; бидејќи, некои хидраулични масла (поготово огноотпорните) можат да бидат токсични.

Како додаток на наведените својства, петролејските (минералните) масла треба исто така да ги исполнуваат и следните услови: голема отпорност на оксидација, добра способност за сепарација на водата, добра отпорност против запенување и како последно и секако многу важно, работниот флуид треба да се одржува чист во секое време.

Вискозноста претставува една од најважните карактеристики на работната течност, како за пресметката и проектирањето на хидрауличните волуменски машини, така и при нивната експлоатација. Некои течности се "поретки" од други и протечуваат полесно. "Поретките" течности се нарекуваат помалку вискозни. Наједноставно кажано, вискозноста претставува отпор што флуидот го пружа на струењето; или, според дефиницијата од Механиката на флуиди, под вискозност се подразбира својството на течноста да даде отпор на смакнувањето.

Во Механиката на флуидите, тангенцијалниот напон на смакнување дефиниран е како:

$$\tau = \mu \frac{du}{dn} \quad (1-19)$$

каде што се: τ - тангенцијален напон на смакнување; du/dn - степен на деформација на флуидот; μ - динамичка (или апсолутна) вискозност.

Према меѓународниот систем на мерки (SI), како мерна единица за динамичката вискозност се употребува:

$$\text{kg/ms} = \text{Ns/m}^2$$

Во литературата, а често и во општата примена, се среќаваат како единици за динамичка вискозност, према CGS системот: P, cP, mP, μP (поаз, центипоаз, милипоаз, микропоаз). При тоа:

$$P = \text{dyn/cm}^2 = \text{g/cms} = 0,1 \text{ Ns/m}^2; \text{ cP} = 10^{-2} P; \text{ mP} = 10^{-3} P; \mu\text{P} = 10^{-6} P$$

Во поранешниот "технички" систем на мерки, којшто сеуште може да се сретне во литературата, како единица за динамичка вискозност се применува:

$$\text{kps/m}^2 = 9,80665 \text{ Ns/m}^2$$

Динамичката вискозност изразена во P, често се означува со μ_p .

Кинематската вискозност, ν , најчесто се применува во хидрауличките пресметки, поготово кога се применува Рејнолдсовиот (Reynolds) критериум. Кинематската вискозност, по дефиниција, претставува однос на динамичката вискозност μ и густината на флуидот ρ :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-20)$$

каде густината ρ е дефинирана како $\rho = m/V \text{ kg/m}^3$.

Во SI системот (базиран на фундаменталниот систем на димензии: маса, должина, време, температура - MLT θ), како основна единица за кинематска вискозност предвидена е:

$$\text{m}^2/\text{s}$$

Оваа кинематска вискозност, според дефиницијата, може да се интерпретира како кинематска вискозност на флуид со густина од 1 kg/m^3 , кој има динамичка вискозност од 1 Ns/m^2 .

Според SI, дозволена е примената и на помалите единици за кинематска вискозност: St, cSt, mSt (стокс, центистокс, милестокс):

$$\text{St} = \text{cm}^2/\text{s} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}; \text{ cSt} = 10^{-2} \text{ St} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \text{ mSt} = 10^{-3} \text{ St}$$

Како мерка за т.н. условна кинематска вискозност во Европа сеуште можат да се сретнат "Енглерови степени" - $^{\circ}E$. Вискозноста во $^{\circ}E$ претставува однос на време t , потребно да истече испитуваната течност со волумен 200 cm^3 под сопствена тежина низ калибриран отвор ($2,8 \text{ mm}$) од вискозиметар при зададена температура, и време t_0 , потребно да истече вода од истиот резервоар (200 cm^3) низ истиот отвор при температура од 20°C .

$$^{\circ}E = \frac{t}{t_0}$$

Доколку е позната условната кинематска вискозност во $^{\circ}E$, Кинематската или динамичката вискозност можат да се определат преку соодветни емпириски изрази или со користење на соодветни табели (види Табела 2).

Табела 2

Зависносии помеѓу поедини единици за кинематска вискозносии			
cST	$^{\circ}E$	"S	"R
1,0	1,0	30,0	26,2
1,4	1,1	34,0	29,2
2,8	1,2	37,5	32,0
3,9	1,3	41,4	35,0
5,0	1,4	45,0	38,0
6,25	1,5	49,0	40,9
7,45	1,6	52,6	43,8
8,5	1,7	56,5	46,8
9,0	1,8	60,0	49,7
11,8	2,0	67,9	55,5
16,6	2,5	86,8	70,2
21,2	3,0	105,0	85,0
24,5	3,4	120,0	96,7
29,3	4,0	142,5	113,9
32,5	4,4	157,6	125,9
37,3	5,0	180,0	144,0
45,1	6,0	216,5	172,3
52,9	7,0	253,0	201,5
60,6	8,0	290,0	230,5
68,4	9,0	326,5	259,0
76,0	10,0	363,0	288,0
190,0	25,0	864,0	769,0
380,0	50,0	1728,0	1539,0
570,0	75,0	2591,0	2308,0
760,0	100,0	3455,0	3077,0

За работни масла со средно значење на густината $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, кинематската вискозност (во cm^2/s) и условната вискозност се поврзани со изразот:

$$\nu = 0,0731^{\circ}E - \frac{0,0631}{^{\circ}E} \text{ cm}^2/\text{s} \quad (1-21)$$

Во Велика Британија, за условна вискозност се употребуваат "R" - секунди по Редвуд (Redwood), а во САД - секунди по Сејболд (Saybold) - "S".

За приближно определување на кинематската вискозност (во cm^2/s) преку "R и "S, можат да се користат следниве зависимости:

$$\nu = 0,00260 "R - \frac{1,72}{"R} \text{ cm}^2/\text{s} \quad (1-22)$$

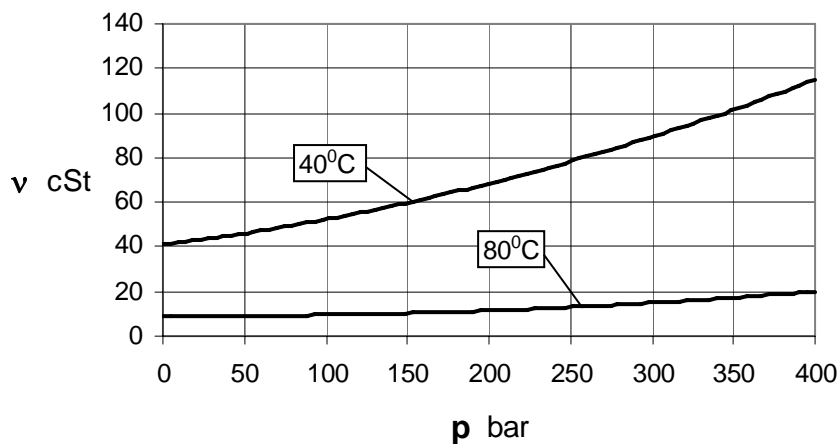
$$\nu = 0,00220 "S - \frac{1,80}{"S} \text{ cm}^2/\text{s} \quad (1-23)$$

За поточна конверзија на единиците на условната вискозност во единици на кинематската вискозност се користат табели, види *Табела 2*, во кои вредностите се добиени по експериментален пат, а наведените изрази (1-21) до (1-23) претставуваат екстраполациони зависимости на добиените резултати.

При изборот на големината на вискозноста на работната течност, применета во соодветна хидраулична инсталација, потребно е да се земе во предвид влијанието на работниот притисок. При тоа, за повисоки притисоци обично се избираат работни течности што можат да остварат поголема вискозност, односно при повисоки притисоци обично се избираат работни течности со поголема вискозност. Во хидрауличните преноси, предвидени да работат при стабилни температурски услови, се применуваат воглавно минерални масла со следниов дијапазон на кинематска вискозност (за стабилна работна температура од $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$):

p bar	ν cSt
≤ 100	$20 \div 40$
$100 \div 200$	$40 \div 60$
$200 \div 500$	$60 \div 110$
$500 \div 600$	$110 \div 175$

Од друга страна, експериментите покажале дека со зголемување на притисокот се зголемува и вискозноста на соодветната работна течност. Во граници на релативно ниски и средни притисоци (0 до 300 bar), вискозноста на минералните масла се менува приближно право пропорционално во зависност од притисокот (види *Сл. 1.9*), а за поголеми притисоци оваа линеарност се нарушува. Според *Сл. 1.9*, се согледува дека трендот на зависноста на вискозноста од притисокот се менува со промена на температурата.



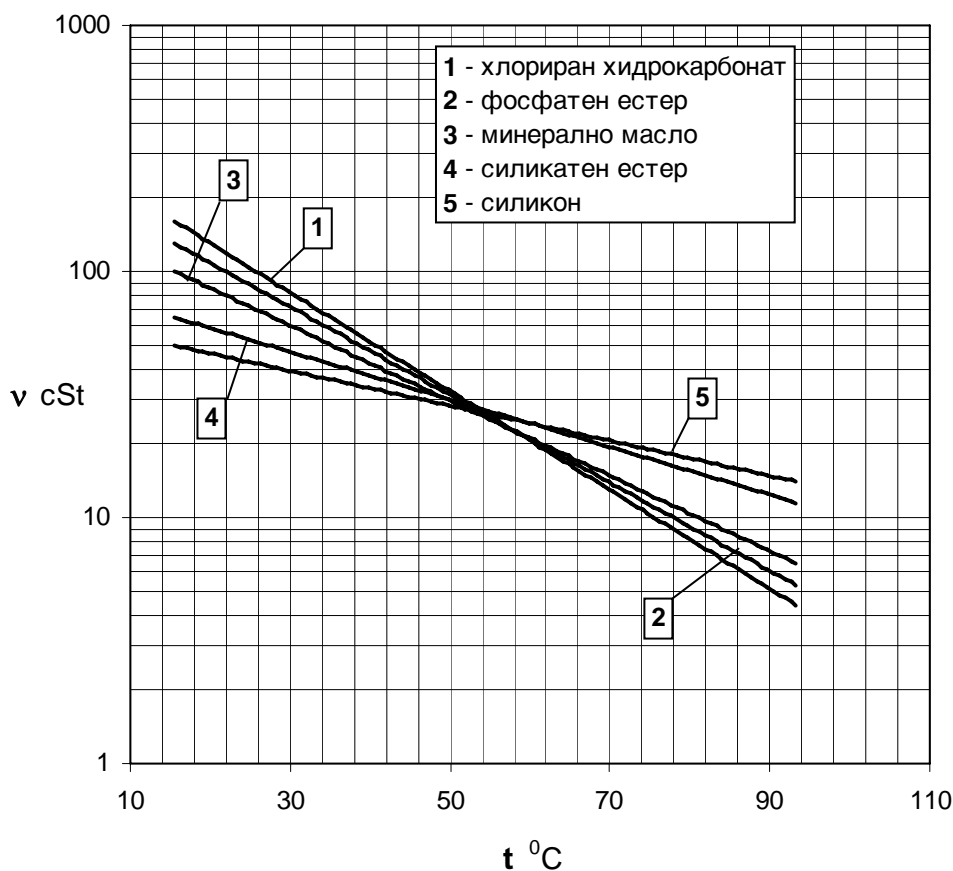
Сл. 1.9: Зависноста на вискозноста на минерално масло од притисокот

За приближни практични пресметки, за најчесто применувани минерални масла при работни притисоци од 0 до 500 bar, може да се применува следниот поедноставен емпириски израз за определување на кинематската вискозност во зависност од притисокот (при нормална работна температура $t = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$):

$$\nu_p = \nu_0(1 + kp) \quad (1-24)$$

каде се: ν_p - кинематска вискозност при соодветен работен притисок p ; ν_0 - вискозност при атмосферски притисок; k - коефициент што зависи од типот на минералното масло - на пример, за лесни минерални масла со вискозност $\nu_0 \leq 15\text{ cSt}$ (при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$) - може да се усвои $k \approx 0,002$, за тешки масла ($\nu_0 > 15\text{ cSt}$) - $k \approx 0,003$.

Како што беше претходно нотирано, кинематската вискозност се менува со промена на температурата. При тоа, со зголемување на температурата се смалува вискозноста на работната течност. Зависноста на вискозноста од температурата не е можно да се изрази по аналитички пат, па затоа се користат податоци добиени со мерења и соодветни емпириски изрази. Од бројните податоци што можат да се сретнат во литературата, на *Сл. 1.10* прикажани се апроксимативни дијаграми на промена на кинематската вискозност во зависност од температурата за разни видови работни течности.



Сл. 1.10 : Кинематска вискозност во зависност од температурата (апроксимативни дијаграми)

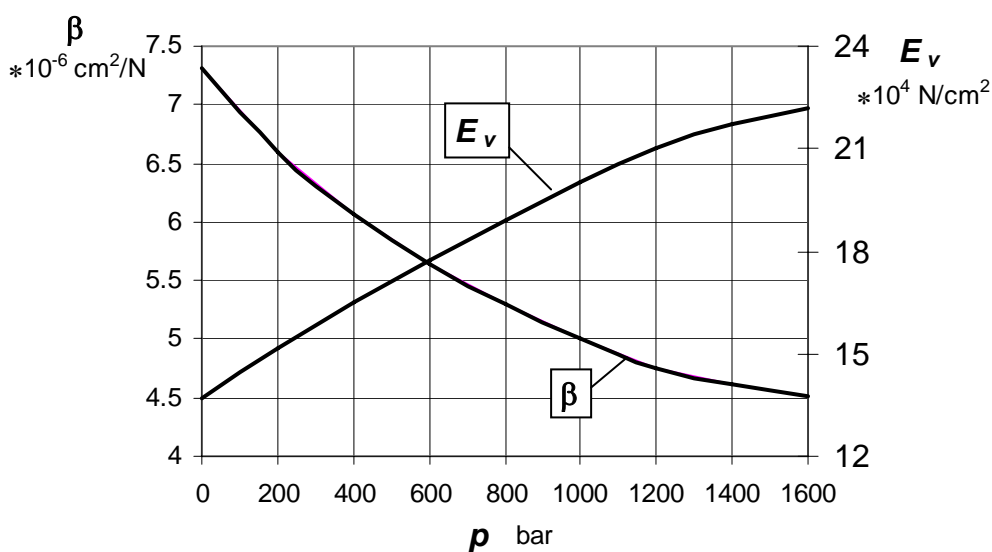
За минерални масла, со кинематска вискозност $\nu < 80 \text{ cSt}$, при температури од 30 до $150 \text{ }^\circ\text{C}$, може да се користи со доволна точност следниот емпириски израз:

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (1-25)$$

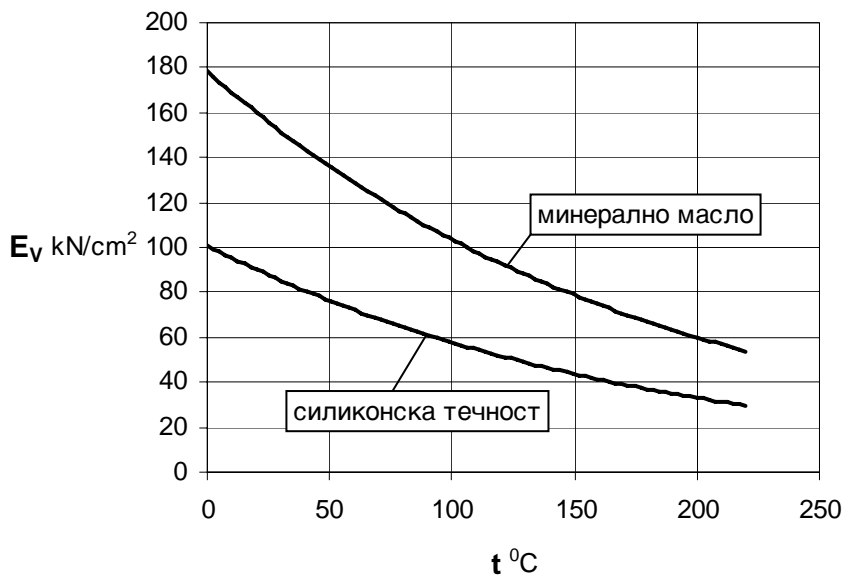
каде што се: ν_t - кинематска вискозност при температура t ; ν_{50} - вискозност при температура од $50 \text{ }^\circ\text{C}$; експонентот $n = 1,39 \div 2,56$, за минерални масла со вискозност $\nu_{50} = 2,8 \div 80 \text{ cSt}$.

За оценка на влијанието на температурата врз вискозноста, во повеќе стандарди во светот, воведен е поимот *индекс на вискозноста*. Индексот на вискозност го карактеризира односот на вискозностите на некоја работна течност во некој температурски интервал; на пример, $0 \div 100 \text{ }^\circ\text{C}$, или $0 \div 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Според тоа, индексот на вискозност го карактеризира степенот на постојаност (стабилност) на вискозноста при промена на температурата. При тоа, колку е индексот на вискозност помал, кривата на промена на вискозноста ќе има по благ нагиб.

Како што беше изложено во поглавјето 1.2, принципот на дејствие на хидрауличните волуменски преноси, меѓудругото, се базира на големиот волуменски модул на еластичност на работната течност E_v . Од тука, работната течност треба да биде практички нестислива, т.е. да има што е можно помал коефициент на стисливост β , односно што е можно поголем волуменски модул на еластичност E_v . Основниот концепт во врска со стисливоста (компресибилноста) на работната течност може да се согледа од изразите (1-5) до (1-8) во поглавјето 1.2. При тоа, потребно е да се обрне внимание на фактот, дека E_v и β се менуваат со промена на притисокот и температурата. Со зголемување на притисокот, коефициентот на компресибилност β се смалува, а модулот на еластичност E_v се зголемува (види *Сл. 1.11*); додека, со порастот на температурата, E_v се смалува (види *Сл. 1.12*).

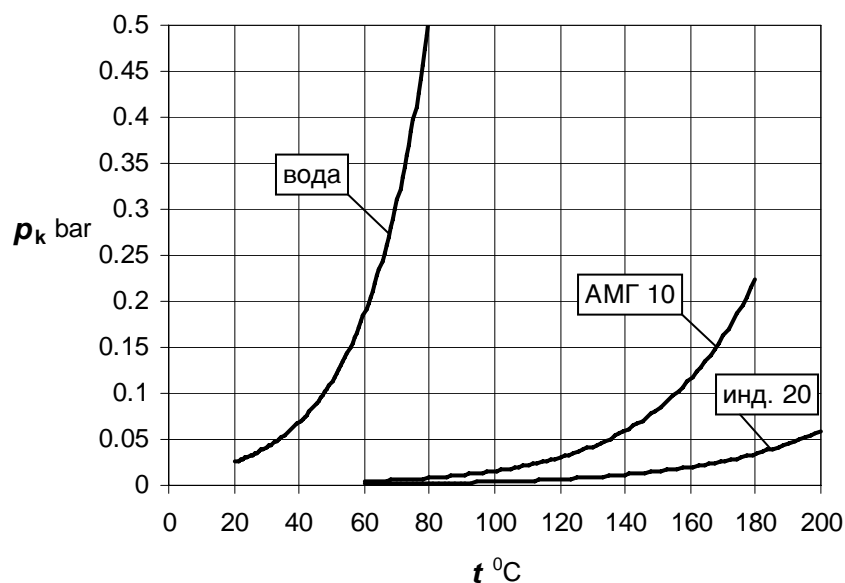


Сл. 1.11: Модул на еластичност и коефициент на стисливост за лесно минерално масло



Сл. 1.12: Зависно́сти на волуменскио́и модул на ела́стично́сти од те́мперату́раи (при $p = 210 \text{ bar}$)

Важен параметар, особено за определување на антикавитациските карактеристики кај пумпите, претставува притисокот на наситена пара или кавитациониот притисок, т.е. притисок при којшто работната течност почнува да испарува при одредена температура. Зависноста на притисокот на наситена пара од температурата е дефинирана како еластична карактеристика на соодветната работна течност. Кавитацијата како појава ќе биде дефинирана во понатамошното излагање, односно во поглавјето во кое ќе бидат изучувани всиските карактеристики на волуменските пумпи. Овдека, на Сл. 1.13 и во Табела 3, дадени се зависностите на притисокот на наситена пара за некои минерални масла и водата (за споредба).



Сл. 1.13: При́тисок на наси́ена па́ра во зависно́сти од те́мперату́раи

Табела 3

Приписоци на наситена пара за карактеристични вискозитети				
t °C	p_k bar			
	АМГ 10	Индустриско 20 ($v_{50} \cong 20\text{cSt}$)	Индустриско 50 ($v_{50} \cong 50\text{cSt}$)	Вода ($v_{20} \cong 1\text{cSt}$)
20				0,02337
40				0,07375
60	0,00399	0,00133		0,1992
80	0,00799	0,00266		0,4736
100	0,01733	0,00399	0,00133	1,01325
120	0,03066	0,00533	0,00266	1,985
140	0,05733	0,00933	0,00666	3,614
160	0,10932	0,01999	0,01599	6,18
180	0,23331	0,03733	0,02933	10,027
200	-	0,06666	0,05733	15,55

Минералните масла, кои се употребуваат во хидрауличните преноси, стандардизирани се според МКС (JUS) под општ назив "Хидраулични масла" и имаат општа ознака HD. Во наредните табели (Табела 4 до Табела 6), дадени се основните карактеристики на некои од најчесто применуваните минерални масла во хидрауличните преноси.

Табела 4

Некои хидраулични масла според МКС (JUS)						
Ознака	Вискозност при 50°C		Темпер. на палење	Темпер. на згуснување	Работна температура	Густина
	°E	cSt	°C	°C	°C	kg/m ³
HD 13	1,5	5,7	105	- 50	- 10 ÷ 30	860
HD 18	1,7	11,8	110	- 35	0 ÷ 40	890
HD 25	2,9	29,8	160	- 20	5 ÷ 50	900
HD 40	4,3	48,8	200	- 15	10 ÷ 50	900
HD 50	5,3	62,5	210	- 15	10 ÷ 70	910
HD 70	6,8	82,5	220	- 12	10 ÷ 60	920

Табела 5

Некои хидраулични масла од фирмата В.Р. ENERGOЛ				
Ознака	Вискозност во cSt		Темпер. на анализ (јаглен-водород)	Густина при 15,6 °C
	при 37,8 °C	при 98,9 °C	°C	kg/m ³
HL 40	9,92	2,38	87	876
HL 65	32,7	5,18	96	875
HL 80	44,9	6,28	97	878
HL 100	61,6	7,65	103	881
HL 150	101,7	10,63	110	882
HL 175	120	12,24	110	888

Табела 6

<i>Некои работни масла според ГОСТ</i>						
Ознака	Вискозност при 50 ⁰ С		Темпер. на палење	Темпер. на згуснување	Работна температура	Густина
	⁰ Е	сSt	⁰ С	⁰ С	⁰ С	kg/m ³
Индустр. 12	2,26	14	165	- 30	- 30 ÷ 40	890
Индустр. 20	3,31	23	170	- 20	0 ÷ 90	900
Индустр. 30	4,59	33	180	- 15	10 ÷ 50	916
Индустр. 50	5,76	58	200	- 20	10 ÷ 70	930
Турбинско 30	4,4	32	180	- 10	-10 ÷ 30	900
Велосит Л	1,4	5,1	112	- 25	- 10 ÷ 30	860
АМГ 10		10 (1250 сSt при - 50 ⁰ С)	92	- 70	- 60 ÷ 90	850

Г Л А В А

ВТОРА

2. ПУМПИ СО ЕДНОСТАВНИ КОНСТРУКЦИИ И НАПОР НА ПУМПТЕ

Во зависност од потребите и условите за примена, можат да се уочат различни типови на волуменски пумпи со свои специфични конструктивни карактеристики. Земајќи ги во предвид комбинациите на нивните заеднички својства, пумпите можат да бидат класифицирани на повеќе начини. Сепак, ако се земе во предвид карактерот на потискување на работната течност, во основа можат да се разликуваат две основни групи:

- Неротациони пумпи, во кои течноста се потискува во неподвижни комори (цилиндри), со потискувачи клипови кои вршат наизменично праволиниско (повратно-постапно) движење, и
- Ротациони пумпи, кои имаат работни комори што вршат вртливо движење, а потискувачите покрај ротационото движење, во одредени случаи имаат и наизменично праволиниско движење.

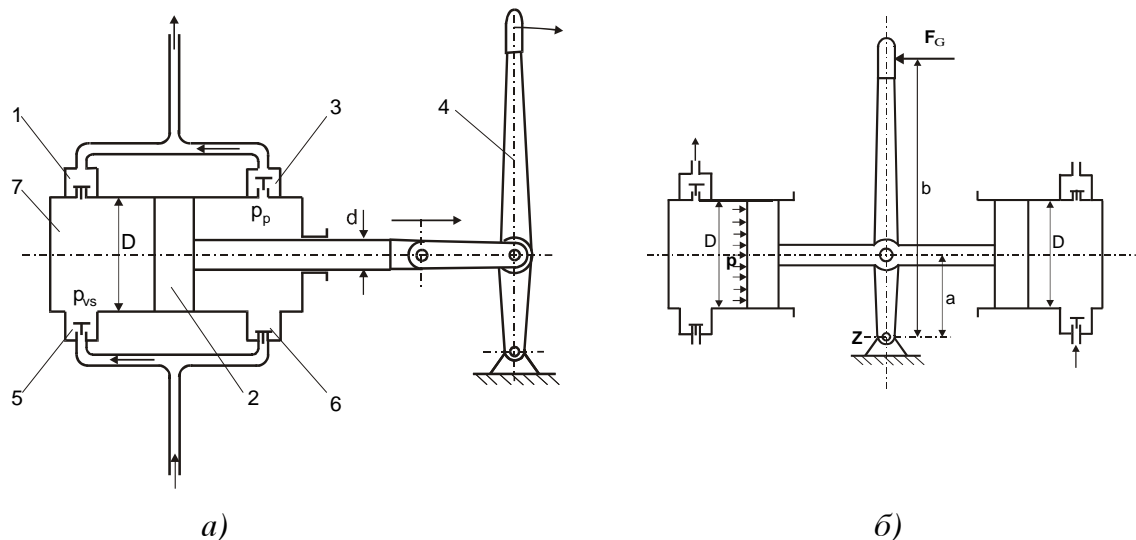
Во хидрауличните преноси, како најраспространети се среќаваат ротационите пумпи: ротационо-клипни (радијални и аксијални), крилни (или листести), запчести, завојни и други. Секој од наведените видови има различни конструктивни изведби кои зависат од: типот на работните органи и кинематиката на соодветните механизми, предавањето на движењето од вратилото на потискувачите, распределувањето (разводот) на работната течност, од карактерот на движењето на водечкото коло, регулирањето на протокот, бројот на работните циклуси за еден вртеж и други конструктивни и експлоатациони карактеристики. Поцеловит приод кон класификацијата на волуменските пумпи и хидраулични двигатели ќе биде дадена во наредната глава, а карактеристиките на поедините хидраулични волуменски машини ќе бидат размотрувани во соодветните глави и поглавја, во кои ќе биде третиран секој тип на волуменска машина посебно.

Во оваа глава, презентирани се пумпите со едноставни конструкции, со цел на поедноставен начин да можат да се согледаат основните заеднички принципи на дејствие и големини кај хидрауличните волуменски машини.

2.1. ПУМПИ СО РАЧЕН ПОГОН

Како наједноставни по својата конструкција можат да се сметаат рачните клипни пумпи, коишто со своите основни особености се појавиле уште во раните цивилизации. Ценејќи ги како прототип на современите хидраулични волуменски машини, но и како пумпи кои сеуште наоѓаат примена за помошни цели, корисно е да се разгледа нивниот принцип на работа, законите коишто при тоа владеат, како и некои од нивните најбитни карактеристики.

На *Сл. 2.1* прикажани се шеми на едноставни примери на рачни клипни пумпи.



Сл. 2.1: Шематски приказ на пумпи со рачен погон: а) едноцилиндрична и б) двоцилиндрична пумпа

На *Сл. 2.1а*), прикажани се главните делови на една клипна пумпа со рачен погон: цилиндар **7**, во којшто е сместен клипот **2** поврзан преку клипњачата со погонската рачка **4**; потисни вентили **1** и **3** и всисни вентили **6** и **5**.

При секое дејствување врз рачката, во една или друга насока, клипот **2** врши праволиниско наизменично движење во лево или во десно.

Доколку клипот се движи према десно, волуменот на левата комора (лево од клипот) се зголемува, како резултат на што се создава вакуум, т.е. притисокот во оваа

комора се смалува во однос на притисокот што владее во резервоарот од кој се всисува работната течност. Како резултат на создадената разлика на притисоци помеѓу резервоарот и цилиндерот, $\Delta p_{vs} = p_0 - p_v$, работната течност ќе биде всисана во **7** преку всисниот вентил **5**. Создадената разлика на притисоци, Δp_{vs} , треба да биде доволна за совладување на сите хидраулични (линиски и локални) отпори во всисниот цевовод и да обезбеди добро полнење на цилиндерот. Во исто време, волуменот на комората десно од клипот се смалува, течноста се збива, односно нејзиниот притисок се зголемува. Збиената течност од тој простор, преку потисниот вентил **3**, се потиснува во потисниот цевовод. Притисокот на потиснатата течност, p_p , треба да биде доволен за совладување на хидрауличките загуби во потисниот цевовод и да овозможи транспортирање (подигање) на течноста до потребната позиција.

Ако клипот се движи према лево, процесите на всисување и потискување ги менуваат своите места. Во овој случај, работната течност ќе биде всисувана преку вентилот **6**, а потискувана преку **1**.

Доколку се занемарат волуменските загуби (загуби од истекување) на течноста, теоретскиот волумен којшто ќе биде потиснат од потисната страна ќе биде еднаков на волуменот што ќе го истисне клипот при процесот на потискување. Овој т.н. работен волумен, или пресметковен проток за еден од, ќе биде еднаков еднаков на волуменот создаден од работната површина (челото) на клипот.

При од на клипот во десно, во потисниот вод ќе биде потиснат работен волумен:

$$q_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)h \quad (2-1)$$

а при од во лело:

$$q_2 = \frac{\pi}{4}D^2h \quad (2-2)$$

каде што се: D - дијаметар на челото на клипот, d - дијаметар на клипњачата, h - од на клипот.

За двоен од на рачката (клипот), вкупниот работен волумен ќе биде:

$$q = q_1 + q_2 = \frac{\pi}{4}h(2D^2 - d^2) \quad (2-3)$$

Вредноста на теоретскиот проток што го дава пумпата, т.е. промената на работниот волумен за единица време, а за наведениот случај кога се занемарени волуменските загуби, се добива како производ на работниот волумен q и бројот на двојни одови за единица време n_h ; односно, средниот пресметковен проток во m^3/s (или l/s , односно dm^3/s) ќе биде:

$$Q_T = qn_h \quad (2-4)$$

Како што може да се согледа од објаснетиот принцип на функционирање, процесот на потискување е потполно одвоен од процесот на всисување. Ова, како што

ќе се види, се однесува за било која волуменска машина. Според тоа, на потполно ист начин може да се анализира и промената на работниот волумен q и средниот пресметковен проток Q_T , и при процесот на всисување. Односно, за разгледуваната едноцилиндрична рачна пумпа теоретскиот проток што се всисува може да се определи исто така со изразот (2-4).

Во разгледуваниот случај на едноцилиндрична рачна пумпа, промената на волуменот при движење во едната и другата насока се разликува. Со цел да се обезбеди ист потиснат волумен на течност и во двете насоки на движење на рачката, се применува пумпа со два цилиндра (види *Сл. 2.1б*).

Во овој случај, при движење на клипот во било која насока, во едниот цилиндер се обавува процесот на всисување, а во другиот потискување. Ако работните површини и ѓдови се исти и во едниот и во другиот цилиндер, исти ќе бидат и потиснатите и всисаните волумени (израз (2-2)).

При тоа, доколку се делува со иста сила врз рачката, ист ќе биде и притисокот p , што делува на работната површина на соодветниот клип. За случајот на *Сл. 2.1б*), вредноста на силата, за да се оствари потребниот притисок p , може да се определи од условот - сумата на моментите од дејствувачките сили (со занемарување на триењето и подпритисокот во другиот цилиндер) да биде 0:

$$\sum_z M = 0$$

Според тоа, силата со која треба да се делува врз рачката ќе биде:

$$F_G = Ap \frac{a}{b} \quad (2-5)$$

каде што се: $A = \pi D^2 / 4$ - работна површина на клипот, F_G - сила врз рачката за да се постигне притисокот p , a и b - краци на дејствувачките сили.

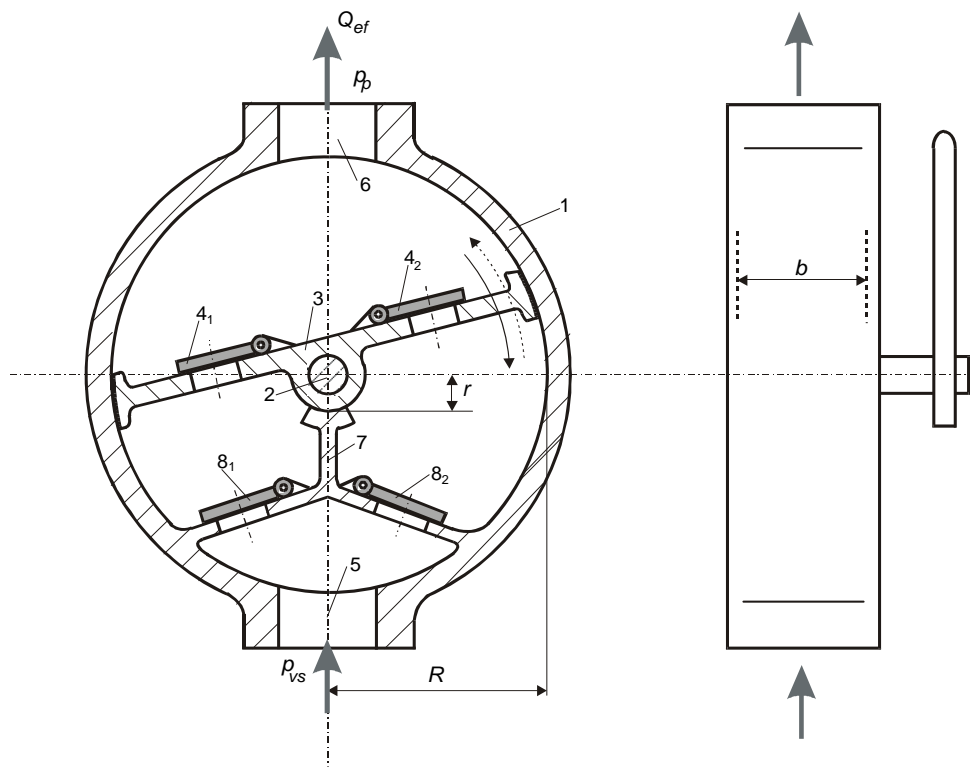
Разгледуваните типови на рачни клипни пумпи сеуште наоѓаат примена како помошни уреди и обично постигнуваат притисок до 50 bar и релативно мали протоци. Со посебно обрнување внимание на квалитетот на изработка и изведбата на кинематиката на погонот на рачната пумпа, се реализираат изведби со $p = 150$ bar. Обично овие пумпи се со дијаметар на клипот $D = 40 \div 50$ mm.

Како посвршен тип на рачна пумпа може да се смета рачната крилна пумпа, прикажана на *Сл. 2.2*.

Во овој тип на пумпа, карактеристични се следниве главни составни елементи: тело на пумпата **1**, вратило **2**, на кое се монтирани две крила **3**, кои имаат скоро херметичен контакт со внатрешниот дел на телото **1**, потисни вентили **4₁** и **4₂**, изведени во самите крила, всисни вентили **8₁** и **8₂**, поставени на преградата **7**, висен канал **5** и потисен канал **6**.

При наизменично движење на рачката на пумпата, во една или спротивна насока, крилата **3** ќе вршат лачно движење на определен агол φ околу оската на вратилото и со тоа наизменично го менуваат волуменот на коморите образувани од просторот помеѓу крилата и преградата **7**. На пример, доколку крилата се движат во назначената насока со полна стрелка, волуменот на левата комора се зголемува,

притисокот во комората се смалува во однос на притисокот во резервоарот, вентилот 8_1 се отвора под дејствие на создадената разлика на притисоци и течноста се всисува во левата комора преку всисниот канал **5**. При тоа, волуменот на десната комора се смалува, притисокот се зголемува, вентилот 4_2 се отвора под дејствие на зголемениот притисок, а течноста се потискува преку горната комора во потисниот канал **6**. За оваа насока на движење, вентилите 8_2 и 4_1 се затворени под дејствие на притисокот на работната течност. Во спротивна насока на движење (испрекинатата стрелка), всисувањето се обавува во десната комора, а потискување во левата, при што се отвораат вентилите 8_2 и 4_1 .



Сл. 2.2: Шема на рачна крилна пумпа

Работниот волумен, т.е. волуменот на работна течност што се потиснува за едно еднострано пумпање (движење на рачката), е еднаков на волуменот опишан со движењето на едното крило со работна висина $R - r$ (во прикажаниот случај на Сл. 2.2, тоа е вкупното смалување на волуменот на десната комора). Доколку, аголот на задвижување на рачката (крилото) во прикажаната насока изнесува φ^0 , потиснатиот волумен за едно лачно задвижување ќе изнесува:

$$q = \pi(R^2 - r^2)b \frac{\varphi^0}{360^0} \quad (2-6)$$

каде што се: R - радијус на внатрешниот дел на телото **1** (цилиндерот), r - радијус на главчината (види Сл. 2.2), b - ширина на крилата (цилиндерот).

Ако се вршат n еднострани пумпања (движења на рачката) во единица време, средниот пресметковен (теоретски) проток што го дава пумпата (во m^3/s или l/s , односно dm^3/s) може да се определи со изразот:

$$Q_T = qn = \pi(R^2 - r^2)b \frac{\varphi^0}{360^0} n \quad (2-7)$$

Ефективниот проток што би го дала пумпата се определува со земање во предвид на волуменските загуби, т.е. волуменскиот коефициент на корисно дејствие η_v :

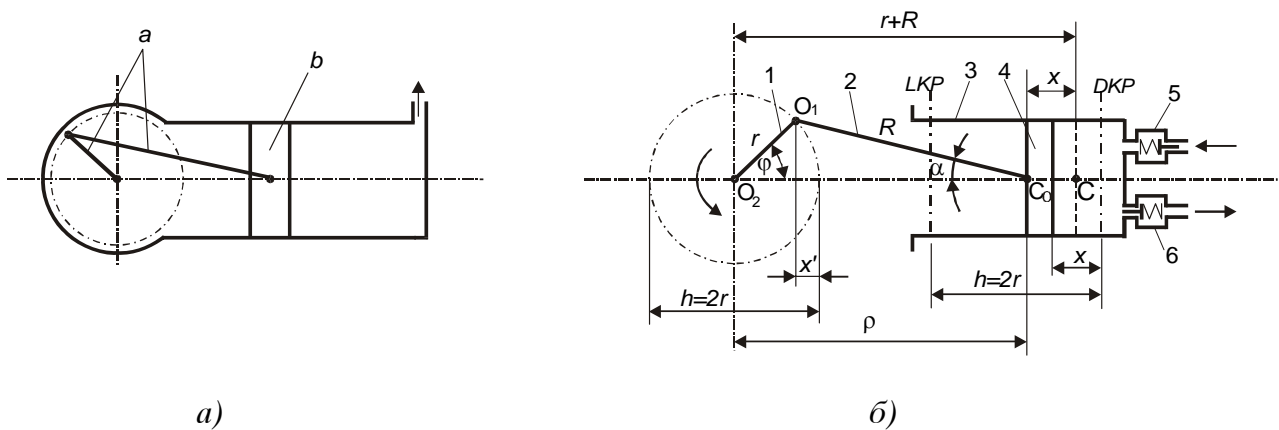
$$Q_{ef} = Q_T \eta_v \quad (2-8)$$

Кај рачните крилни пумпи, еден од проблемите е обезбедувањето херметичност помеѓу крилата и телото (цилиндрот) на пумпата. Од овие причини, тие се применуваат обично за притисоци до 5 bar.

2.2. ЕДНОЦИЛИДРИЧНИ ПУМПИ СО МЕХАНИЧКИ ПОГОН - ШЕМАТСКИ ПРИКАЗ И ОСНОВНИ ПОИМИ

За поголеми вредности на притисок и проток се применуваат пумпи со механички погон. Типичен пример на волуменска пумпа со механички погон претставува едноцилиндричната клипна пумпа, чијшто погон се базира на кривајниот механизам, односно неговата модификација (види *Сл. 2.3*). Во овој случај, наизменичното праволиниско (транслаторно) движење на клопот **b** (*Сл. 2.3a*) е овозможено преку кривајниот механизам **a**, при што клипот ја има улогата на лизгачот во класичните кривајни механизми.

На *Сл. 2.3б* прикажана е пресметковната шема на едноцилиндрична клипна пумпа со механички погон преку криваен механизам. Очигледно е дека, при ротација на кривајата **1** околу оската на погонското вратило **0₂**, клипот **4** (којшто е зглобно поврзан со клипњачата **2**) ќе врши наизменично праволиниско движење во цилиндрот **3**. При тоа, за секој вртеж на кривајата, клипот ќе обавува два óда, од кои едниот ќе служи за процесот на всисување, а другиот за потискување на работната течност. За обезбедување на овие процеси, цилиндрот, покрај другото е снабден со два вентила со самодејствување - всисен вентил **5** и потисен **6**. Всисниот вентил е поврзан преку всисен цевовод со резервоарот на работна течност, а потисниот вентил со притисната линија.



Сл. 2.3: а) Принципиелна шема и б) Пресмејковна шема на едноцилиндрична клипна пумпа со погон преку криваен механизам

При ротација на кривајата во горната половина на кинематскиот круг (агол на ротација $\varphi = 0 \div \pi$), клипот се движи во лево, а волуменот на работната комора се зголемува. Како резултат, во цилиндерот се создава вакуум и работната течност под дејствие на создадената разлика на притисоци помеѓу резервоарот и цилиндерот ($\Delta p_{vs} = p_0 - p_{vs}$) ги совладува хидрауличните отпори во всисната линија, го отвора всисниот вентил **5** и го исполнува цилиндерот. На тој начин, под дејствие на создадената разлика на притисоци Δp_{vs} , е обезбеден процесот на всисување.

Овдека со p_0 е осначен притисокот што владее во резервоарот од којшто се всисува работната течност, а со p_{vs} притисокот што владее во всисниот приклучок на цилиндерот (т.е. притисокот во цилиндерот при процесот на всисување). За отворен резервоар, p_0 е атмосферски притисок ($p_0 = p_a$), при што p_{vs} ќе биде вакуум.

Кога клипот се движи во десно (ротација на кривајата во долната половина на кинематскиот круг - $\varphi = \pi \div 2\pi$), волуменот се смалува, притисокот се зголемува и течноста се потискува, преку потисниот вентил **6**, во потисната линија.

Големината на максималниот пат на клипот при еден процес (всисување или потискување) е наречен од на клипот, h . Одот h е еднаков на патот што ќе го измине клипот при соодветниот процес од една крајна положба до друга (според Сл. 2.3б од **LKP** до **DKP** при процесот на всисување и обратно при процесот на потискување) и е еднаков на двојната вредност на радијусот на кривајата, r :

$$h = 2r$$

Промената на волуменот на работната комора при работниот процес (потискувањето) го претставува работниот волумен на едноцилиндричната клипна

пумпа - q , кој обично се изразува во m^3 /вртеж, или dm^3 /вртеж (односно l /вртеж) - или само во m^3 , dm^3 т.е. l . Според тоа, работниот волумен ќе изнесува:

$$q = hA = 2rA \quad (2-9)$$

каде е: $A = \frac{\pi D^2}{4}$ - работна површина на клипот, т.е. површина на челото на клипот со дијаметар D .

За единица време, кривајата (вратилото) ќе направи n вртежи (vr/s или vr/min); па според тоа, средниот пресметковен проток (безвлијание на волуменските загуби ќе биде:

$$Q_T = qn = 2rAn \quad (2-10)$$

Q_T се изразува во m^3/s , или l/min и т.н.

Кај едноцилиндричните клипни пумпи со криваен механизам, може да се уочи можноста за регулација на големината на работниот волумен, а со тоа и протокот на пумпата; што може да се реализира со промена на големината на радијусот на кривајата r , што технички може да се изведе со различни конструктивни решенија на кривајниот механизам.

2.3. ВАКУМЕТРИСКА ВИСИНА НА ВСИСУВАЊЕ - ВСИСНА ВИСИНА

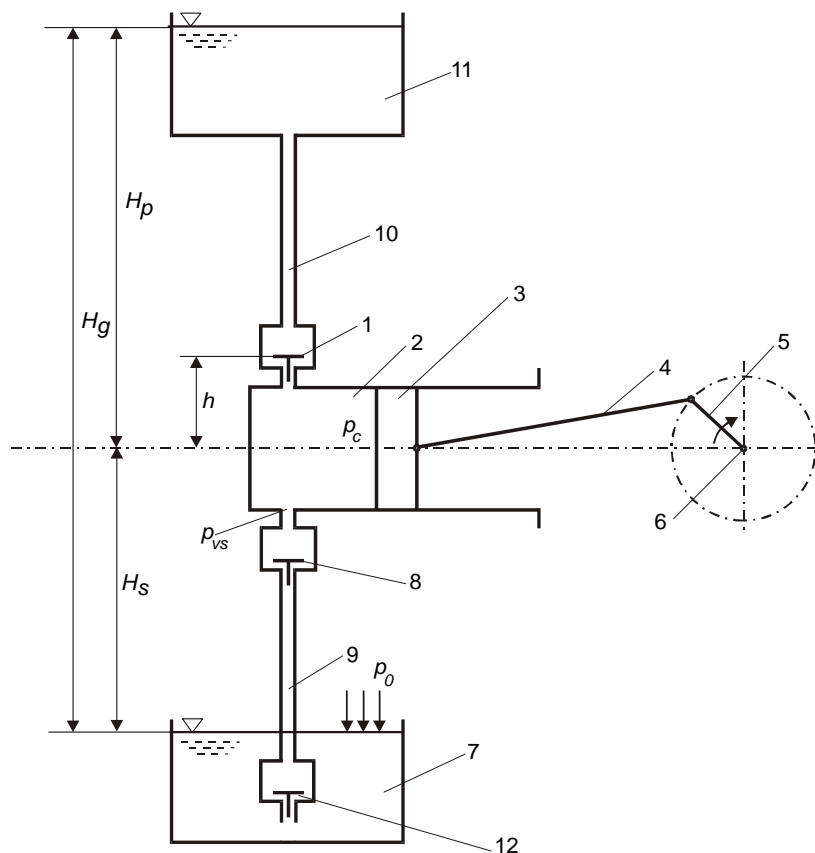
Еден од најважните процеси при функционирањето на пумпите секако дека е всисниот процес, во којшто во основа треба да се обезбеди надежно всисување на течност од соодветниот всисен резервоар и целосно исполнување на работните комори на пумпата со работна течност. При тоа, потребно е да се обезбедат соодветни надежни всисни карактеристики на пумпата.

При дефинирањето на всисните карактеристики, во дадениов случај, анализирана е т.н. самовсисна пумпа, т.е. пумпа во која во секој момент е обезбедено самополнење низ доводниот (всисен) цевовод. Од *Сл. 2.4* можат да се согледаат некои всисни параметри кои се карактеристични за волуменските пумпи. Во овој случај анализирана е едноцилиндрична пумпа со механички погон. Меѓутоа, добиените изрази и врски можат да се применат, во најголема мерка, за било која волуменска пумпа. Па дури, набљудувајќи го енергетскиот биланс, не навлегувајќи во конструкцијата на пумпата, изразите кои ја карактеризираат состојбата на струјната енергија (всисна висина, потисна висина, напор на пумпата, линиски и локални загуби и слично) можат да се применат за било кој тип на пумпа (вклучувајќи ги и турбо-пумпите).

Големината на притисокот во всисниот приклучок (всисен притисок - p_{vs}) зависи од всисната висина H_s и вкупните хидраулични загуби при струењето на течноста во всисната линија H_{ws} :

$$p_{vs.abs.} = f(H_s, H_{ws})$$

Во овој случај, хидрауличните загуби H_{ws} ги опфаќаат покрај линиските и локалните загуби и т.н. инерцијални загуби (за кои ќе стане збор во едно од наредните поглавја).



Сл. 2.4: Шема за уочување на некои енергетски карактеристики кај едноцилиндрична пумпа

Според тоа, под дејство на создадената разлика на притисоци:

$$\Delta p_{vs} = p_0 - p_c = p_0 - p_{vs} \quad (2-11)$$

течноста ќе струи (ќе биде подигната) од резервоарот **7** низ цевоводот **9** во цилиндерот **2**. При тоа, под дејство на Δp_{vs} , се совладуваат сите хидраулични загуби во всисната линија, вклучувајќи ги и загубите при отворањето на соодветните вентили (всисниот вентил **8** и неповратниот вентил **12**), како и веќе наведените инерцијални загуби во всисната линија и цилиндерот (условени од промената на забрзувањето на клипот).

При услови на непостоење на неповратниот вентил **12**, ако резервоарот **7** се наоѓа под пумпата (како на *Сл. 2.4*), при пуштањето на пумпата во погон, најпрвин ќе биде всисуван и потискуван воздухот што се наоѓа во всисната линија; при тоа, нивото на течноста постепено ќе се подига во всисниот цевовод према цилиндерот. При вакви услови, за определена потисна висина H_p , може да дојде до состојба при која притисокот на воздухот при процесот на негово потискување во цилиндерот ($p_{p.voz.}$) не е доволен за да се совлада силата од притисокот на столбот на течност ($H_p - h$) што делува врз потисниот вентил **1**; односно за услови кога:

$$\frac{p_{p.voz.}}{\rho g} < H_p - h$$

вентилот **1** нема да може да се отвори и пумпата нема да стапи во работа.

За да се избегне ваквата состојба, потребно е всисниот цевовод да биде исполнет со работна течност пред пумпата да се пушти во погон. За да се задржи течноста во всисната линија и при неработење на пумпата, на почетокот од овој цевовод (во самиот всисен резервоар) се инсталира неповратниот вентил **12**.

За да се обезбеди надежен режим на всисување, исто така потребно е да се дефинира соодветна вредност на висината на всисување, односно всисната висина H_s . Дозволената всисна висина, $H_{s.doz.}$, се определува како висинска положба на пумпата во однос на резервоарот, од којшто се црпи работната течност, при која е обезбедена работа на пумпата без да се нарушат нејзините основни технички карактеристики.

Всисната висина зависи од износот на струјнатите енергии во соодветните карактеристични пресеци. Од Бернулиевата (Bernouilli) равенка, поставена меѓу нивото во резервоарот (пресек "0") и влезниот приклучок на пумпата ("v"):

$$\frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_v}{\rho g} + \frac{v_v^2}{2g} + H_s + H_{ws}$$

се добива всисната висина во m, односно m столб на течност (m S.T.):

$$H_s = \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \frac{v_v^2}{2g} - H_{ws} \quad (2-12)$$

каде се: p_0 - притисок над нивото во долниот резервоар (ако е отворен кон атмосферата, $p_0 = p_a$); p_v - притисок на струјниот влез на пумпата, $p_v = p_{vs}$; v_v - брзина на влезот на пумпата; ρ - густина на работната течност; $\gamma = \rho g$; H_{ws} - хидраулични загуби во всисната линија.

Во литературата за хидрауличните волуменски машини често се среќава и изразот:

$$H_s = H_s^* - H_{ws} \quad (2-12a)$$

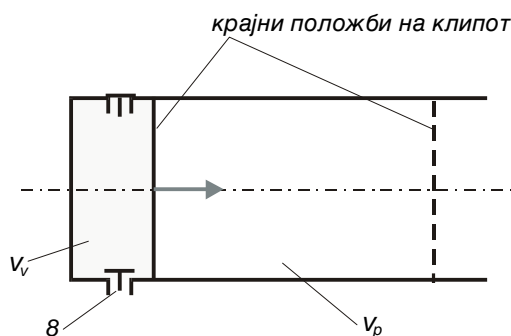
Каде е: $H_s^* = \frac{p_0}{\gamma} - \left(\frac{p_v}{\gamma} + \frac{v_v^2}{2g} \right)$ - теоретска всисна висина со занемарени хидраулични загуби.

Од изразот (2-12) се заклучува дека всисната висина во секој случај е помала од притисокот што владее во резервоарот (изразен во m S.T.). Доколку се земе во предвид влијанието на кавитациониот притисок, или притисокот на наситена пара, практички може да се уочи максималната теоретска гранична вредност на всисната висина (без земање во предвид на струјните големини):

$$H_{sg} = \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_k}{\gamma} \quad (2-13)$$

H_{sg} претставува максимална вредност што всисната висина би можела да ја има при занемарување на струјните параметри и хидрауличните загуби, а при тоа да не дојде до појавата на кавитација. Во стварност, како што се гледа од понатамошното излагање, дозволената всисна е секако помала од оваа вредност, $H_{s.doz.} < H_{sg}$

Вредноста што големината H_{sg} може да се согледа ако се анализира почетокот на процесот на всисување во цилиндерот на едноцилиндрична пумпа, која работи без претходно подхранување (долевање на работна течност), види Сл. 2.5..



Сл. 2.5: Промена на волуменот на воздухот во цилиндерот при процес на всисување кај пумпа без претходно подхранување

Според Сл. 2.5., во почетокот на процесот на всисување, цилиндерот се исполнува со воздух и волуменот на работната комора се зголемува од волумен V_v на волумен $V_v + V_p$. При тоа, притисокот се смалува од вредност p_0 (притисок во резервоарот) на вредност p_k . Од тука, ако со доволна точност, се земе дека процесот се обавува по закон на изотерма ($pV = const$), односно:

$$p_0 V_v = p_k (V_v + V_p),$$

на едноставен начин се добива вредноста на максималната теоретска гранична вредност на всисната висина H_{sg} :

$$H_{sg} = \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_k}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} \left(1 - \frac{1}{1 + V_p/V_v} \right)$$

Ако во резервоарот владее атмосферски притисок, $p_0/\gamma = p_a/\gamma \approx 10$ m воден столб, се добива вредноста:

$$H_{sg} = 10 \left(1 - \frac{1}{1 + V_p/V_v} \right)$$

Од последново произлегува, дека, доколку во резервоарот владее атмосферски притисок, во секој случал $H_s < 10$ m.

Кавитациониот притисок p_k претставува притисок на наситена пара на работната течност при определена работна температура, т.е. притисок при којшто работната течност почнува да испарува при одредена температура. Вредностите на p_k при различни температури за различни работни флуиди дадени се на *Сл. 1.13* и во *Табела 3*, од каде може да се согледа дека кавитациониот притисок е функција од температурата и типот на работната течност - $p_k = p_k(T, \text{тип на работна течност})$. Од тука, очигледно е дека при определен притисок p_0 и $H_{sg} = H_{sg}(T, \text{тип на работна течност})$.

Според изразот (2-12) очигледно е дека, за да се избегне појавата на кавитација, вистинската всисна висина треба да биде помала од максималната теоретска гранична висина ($H_s < H_{s.g}$).

Формирањето и следователното затворање на меури од пара во работната течност, заради соодветни динамички и статички влијанија врз неа, е познато како кавитација. Кај хидрауличните машини, кавитацијата претставува таква појава кога, при соодветна работна температура, притисокот во струјниот процес се смали то тaa мера, што ја достигнува вредноста на притисокот на наситена пара на работната течност (кавитационен притисок p_k). При тоа, во работната течност се создаваат меури (или уште наречени каверни) исполнети со пара. Кога каверните стапат во процес со зголемен притисок, настанува нивно затворање, односно исполнување со околната работна течност. Брзината на затворање на каверните зависи од брзината на промена на притисокот. Доколку порастот на притисокот се обавува во кусо време, затворањето на каверните е манифестирано со хидраулички удари. Кај волуменските пумпи, во кои промената на притисокот се остварува за многу кусо време, опасноста од кавитација може да биде значајно изразена.

Кавитацијата во волуменските пумпи е пратена со пулсации на притисокот на течноста на излез од пумпата (потисниот приклучок), што се манифестира со шумови при нејзината работа. Овие пулсации се условени воглавно од обратното струење на течноста од потисната страна на пумпата (полнење на каверните со течност), што е пропратено со хидраулични удари. Како резултат на овие наизменични удари се јавуваат и пулсации во потисната страна на пумпата и потисниот вод. Нивната амплитуда може да достигне понекогаш и таква големина, што може да предизвика и хаварија на пумпата и потисниот вод. Сидовите на деловите од пумпата, покрај кои се манифестирала појавата на кавитација, после определен период на време стануваат сипкасти, т.е. нивните површини даваат слика на претерана ерозија предизвикана од хидрауличните удари при затворањето на каверните.

При појава на кавитација, покрај шумовите при работа, се манифестира и значајно смалување на коефициентот на корисно дејствие на пумпата. Од овие

причини, многу важно е да се дефинира и знае т.н. кавитациона карактеристика на една пумпа, за што подетално ќе стане збор во поглавјето за волуменскиот коефициент на корисно дејствие кај волуменските пумпи (поглавје 3.4.2.).

Од погоре изложеното, како заклучок се наметнува дека притисокот при процесот на всисување секогаш треба да биде поголем од кавитациониот $p_v > p_k$. Односно, за да не дојде до кавитација, потребно е да постои т.н. кавитационен вишок на всисниот притисок:

$$\Delta p_{kv} = p_v - p_k \quad (2-14)$$

Во тој случај всисната висина, од изразот (2-12), може да се изрази како:

$$H_s = \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_k}{\gamma} - \frac{\Delta p_{kv}}{\gamma} - \frac{v_v^2}{2g} - H_{ws} \quad (2-15)$$

односно, со изразот (2-13):

$$H_s = H_{sg} - \frac{\Delta p_{kv}}{\gamma} - \frac{v_v^2}{2g} - H_{ws}$$

Во литература за хидрауличните машини, најчесто се дефинира вкупен кавитационен вишок или само кавитационен вишок, со кој се зема во превид и единечната кинетичката, т.е.:

$$\Delta h_k = \frac{\Delta p_{kv}}{\gamma} + \frac{v_v^2}{2g} \quad (2-16)$$

При што изразот изразот (2-15) се трансформира во:

$$H_s = \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_k}{\gamma} - \Delta h_k - H_{ws} \quad (2-17)$$

Очигледно е дека за да не дојде до кавитација, кавитациониот вишок Δh_k треба да биде поголем или еднаков на одредена вредност $\Delta h_{k.min}$:

$$\Delta h_k \geq \Delta h_{k.min}$$

Вредноста на $\Delta h_{k.min}$ се определува по експериментален пат, што ќе биде објаснето во поглавјето за волуменскиот коефициент на корисно дејствие и кавитационата карактеристика на волуменските пумпи (поглавје 3.4.2).

Со воведување на пимот за $\Delta h_{k.min}$, максимална вредност што всисната висина може да ја има за да не дојде до кавитација:

$$H_{s.max} = \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_k}{\gamma} - \Delta h_{k.min} - H_{ws} \quad (2-18)$$

Од тука, очигледно е дека, за да не дојде до појава на кавитација, висината, или висината на која треба да се постави пумпата во однос на резервоарот од кој црпи работна течност, во секој случај треба да биде помала од вака дефинираната максимално дозволена висина:

$$H_s < H_{s,\max}$$

Како што беше наведено на почетокот од ова поглавје, во овој случај анализирана е едноцилиндрична пумпа со механички погон. Меѓутоа, добиените изрази и врски можат да се применат, во најголема мерка, за било која волуменска пумпа.

2.4. КИНЕМАТСКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ ЕДНОЦИЛИНДРИЧНА КЛИПНА ПУМПА СО МЕХАНИЧКИ ПОГОН

2.4.1 БРЗИНА НА КЛИПОТ

Од пресметковната шема, прикажана на *Сл. 2.3б*), следи дека при завртување на кривајата **1** во назначената насока за агол на ротација $\varphi = \omega t$, при оппделено време t , клипот ќе измине пат x при неговото праволиниско движење во цилиндерот еднаков на:

$$x = (r + R) - \rho$$

Односно, ако радијусот на положба ρ се изрази преку проекциите на радијусот на кривајата r и клипњачата R , се добива:

$$x = (r + R) - (r \cos \varphi + R \cos \alpha) \quad (2-17)$$

каде α е аголот што во дадениот момент го зафаќа клипњачата во однос на оската на клипот (види *Сл. 2.3б*).

Брзината на клипот во дадениот момент се определува како прв извод на патот по времето t :

$$v_k = \frac{dx}{dt} \quad \text{или} \quad v_k = \frac{dx}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{dx}{d\varphi} \quad (2-18)$$

Каде $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ ја претставува аголната брзана на ротационото движење на кривајата.

Од друга страна, од *Сл. 2.3б*) очигледно е дека аголот α се менува со промена на ротација φ . Односно, преку висината на кинематскиот триаголник ΔO_2CO_1 , за било кој агол на ротација φ , дефинирана е врската:

$$R \sin \alpha = r \sin \varphi$$

од каде се добива зависноста $\alpha = \alpha(t)$, т.е.:

$$\sin \alpha = \frac{r}{R} \sin \varphi \quad \text{како и} \quad \cos \alpha = \sqrt{1 - \frac{r^2}{R^2} \sin^2 \varphi}$$

Користејќи ги гореизведените зависимости за $\alpha = \alpha(t)$, може да се добие и изводот на патот x по аголот φ :

$$\frac{dx}{d\varphi} = r \left(\sin \varphi + \frac{r}{2R} \frac{\sin 2\varphi}{\cos \alpha} \right),$$

и со негова замена во изразот (2-18), се добива изразот за брзината на клипот:

$$v_k = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{r}{2R} \frac{\sin 2\varphi}{\cos \alpha} \right) \quad (2-19)$$

За мали вредности на аголот α , што е многу чест случај во овие конструкции, брзината v_k со доволна точност може да се определи со изразот:

$$v_k \approx r\omega \left(\sin \varphi + \frac{r}{2R} \sin 2\varphi \right) \quad (2-19a)$$

Како што може да се види од изразот за брзината, промената на v_k е по закон на сума на полусоида и синусоида.

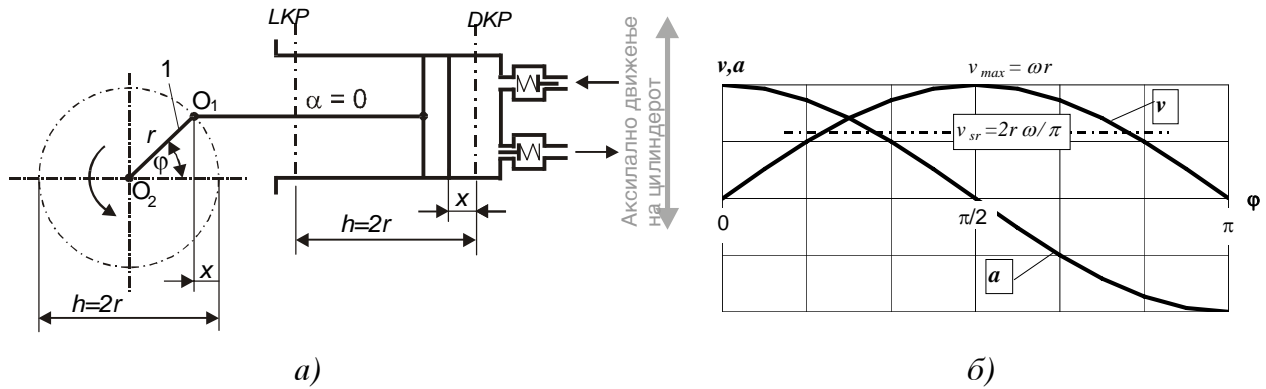
Често пати, за поедноставнување на перметките, се користи концептот на т.н. "клипњача со бескрајна должина" (или "аксијално-клипен" концепт). Во овој случај, види *Сл. 2.6a*, $R \gg r$ и $\alpha = 0$, при што изминатиот пат на клипот може да се изрази преку проекцијата на опишаниот лак на кривајата **1** по оската на цилиндерот:

$$x = r - r \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi) \quad (2-20)$$

Аналогно за брзината на клипот се добива изразот:

$$v = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega r \sin \varphi \quad (2-21)$$

Како што може да се види во глава 4 и глава 5, овој концепт одговара на радијално-клипните машини со рамно насочување и аксијално-клипните машини.



Сл. 2.6: а) Аксијално-клиџен концевии и б) Брзина и забрзување на клиџоии при аксијално-клиџен концевии

Доколку аголот на ротација се изрази како зависност од патот, добиена од изразот (2-20):

$$\cos \varphi = 1 - \frac{x}{r}, \quad \text{односно} \quad \sin \varphi = \sqrt{\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}},$$

изразот на брзината на клипот го добива следниот облик:

$$v = \omega r \sqrt{\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}} \quad (2-22)$$

Според изведените изрази за брзина на клипот, може да се уочи дека таа има нерамномерен карактер, т.е. со промена на аголот на ротација φ , се менува и брзината v . При тоа, ако се анализира изразот (2-21), можат да се извлечат следниве заклучоци (види Сл. 2.6):

- Во крајните (неутралните) положби, $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$, брзината е $v = 0$.
- Во средната положба на клипот ($\varphi = \pi/2$), брзината е $v = v_{max} = \omega r$.

Средната брзина за агол на ротација од 0 до π се добива како:

$$v_{sr} = \frac{\int_0^{\pi} \omega r \sin \varphi d\varphi}{\pi} = \frac{2r\omega}{\pi} \quad (2-23)$$

За $\omega = 2\pi n \text{ s}^{-1}$, и n врт/s, средната брзина изнесува $v_{sr} = 4rn$ m/s.

Нерамномерноста на брзината може да се претстави со коефициентот на нерамномерност на брзината, дефиниран како однос на амплитудата на брзината и нејзината средна вредност:

$$\Delta_v = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{sr}} \quad (2-24)$$

Во овој случај, на едноцилиндрична пумпа, $v_{\min} = 0$, коефициентот на нерамномерност на брзината ќе биде:

$$\Delta_v = \omega r \frac{\pi}{2\omega r} = \frac{\pi}{2} \quad (2-24a)$$

2.4.2 ПРОТОК И НЕГОВА НЕРАМНОМЕРНОСТ

Со изразот (2-10) дефиниран е т.н. среден теоретски (пресметковен) проток Q_T , кој што претставува средна промена на волуменот на работната комора за единица време.

Меѓутоа, за инфинитезимален временски интервал dt , клипот со работна површина A ќе измине пат dx , при што волуменот ќе се промени за:

$$dq = A dx,$$

Односно, со замена на $dx = \omega r \sin \varphi dt$ од изразот за брзина (2-21), промената на волуменот ќе биде:

$$dq = Ar \sin \varphi d\varphi \quad (2-25)$$

При тоа, промената на волуменот за единица време ќе го даде теоретскиот проток во даден момент (текушт теоретски проток) Q_T' :

$$Q_T' = \frac{dq}{dt} = Ar\omega \sin \varphi = vA \quad (2-26)$$

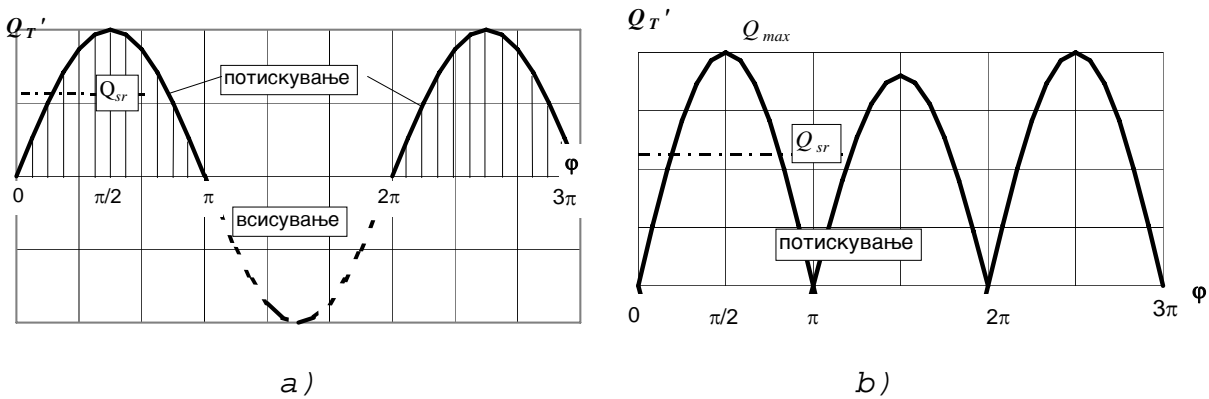
Од изразот (2-26) очигледен е заклучокот дека, поради движењето на клипот во цилиндерот, протокот на работната течност се менува во текот на еден од со иста законитост како и брзината на клипот.

Од друга страна, земајќи во предвид дека брзината на флуидот е идентична со брзината на клипот, според законот за континуитет, текуштиот проток може да се претстави како производ на брзината на клипот и неговата работна површина (челото на клипот):

$$Q_T' = vA = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{r}{2R} \sin 2\varphi \right) A \quad (2-27)$$

За случај кога $R \gg r$, кога состојбата се приближува кон концептот на "бескрајно долга клипњача" (види Сл. 2.6), вториот член може да се занемари и изразот за текушт проток се сведува на изразот (2-26).

Од изведените изрази за Q_T' очигледно е дека протокот, исто како и брзината, има нерамномерен карактер. Кај едно-цилиндрична пумпа со еднократно дејствие (како на Сл. 2.3), оваа нерамномерност е уште повеќе потенцирана, бидејќи процесот на потискување за секои 180° завртување на кривајата се заменува со процес на всисување (види Сл. 2.7а). При тоа, по целата должина на одот на клипот, протокот ја менува својата вредност. И тоа, за крајните положби ($\varphi=0$ и $\varphi=\pi$) $Q_T'=0$, а за средната положба ($\varphi=\pi/2$) $Q_T'=Q_{\max}$ (види Сл. 2.7а).



Сл. 2.7: Промена на притокој кај едноцилиндрична клипна пумпа со а) еднократно и б) двократно дејствие

При тоа, средната вредност на протокот го претставува средниот пресметковен проток, види израз (2-10):

$$Q_{sr} = Q_T = 2rAn$$

Максималниот проток одговара за агол на ротација $\varphi = \pi/2 + 2k\pi$ ($k=0,1,2,\dots$) и изнесува:

$$Q_{\max} = Ar\omega$$

Аналогно како за брзината и во овој случај може да се дефинира коефициент на нерамномерност на протокот, $\Delta_Q = \Delta$:

$$\Delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{sr}} \quad (2-28)$$

За едноцилиндрична пумпа со еднократно дејствие, овој коефициент изнесува:

$$\Delta = \frac{Q_{\max}}{Q_{sr}} = \pi \quad (2-28a)$$

Оваа вредност покажува дека кај оваа пумпа, нерамномерноста на протокот е двојно поголема од нерамномерноста на брзина (спореди со израз (2-24а)).

Ваквата нерамномерност во најголем број на случаи е недозволена, па затоа се пристапува кон примена на посебни уреди за урамнотежување на протокот. Некои од овие уреди се разработени во ова поглавје.

Уреди за урамнотежување на протокот

Современите волуменски пумпи се карактеризираат со повеќе работни комори, што овозможува многу поголема рамномерност на протокот во споредба со едноцилиндрните пумпи. Кај нив може да се оствари и повеќекратно дејствие (за еден вртеж се остваруваат повеќе процеси на потискување и всисување), што овозможува дополнително смалување на коефициентот на нерамномерност.

За принципите на функционирање на пумпите со повеќе работни комори ќе стане збор во наредните глави, а во ова поглавје се третираат само некои од најбитните можности за урамнотежување на протокот кај едноцилиндрната пумпа (види *Сл. 2.8*).

На *Сл. 2.8a*) дадена е шема на едноцилиндрна пумпа со двократно (двострано) дејствие, во која за еден вртеж на вратилото се остваруваат два процеси на всисување и два на потискување, т.е. процесот на потискување се обавува наизменично во левата и во десната комора на цилиндерот. При тоа, промената на волуменот (а со тоа и протокот) во десната комора ќе биде помала во однос на левата, за волуменот на клипњачата (види дијаграм на *Сл. 2.7б*).

Според тоа, средниот теоретски проток во пумпа со двократно дејствие изнесува:

$$Q_{sr} = Q_T = q_1 n + q_2 n = 2rn(2A - A_d) \quad (2-29)$$

каде што се: $A = \pi D^2 / 4$ - површина на челото на клипот, $A_d = \pi d^2 / 4$ - површина на пресокот на клипњачата.

Ако е $A_d \ll A$, средниот теоретски проток може приближно да се изрази како:

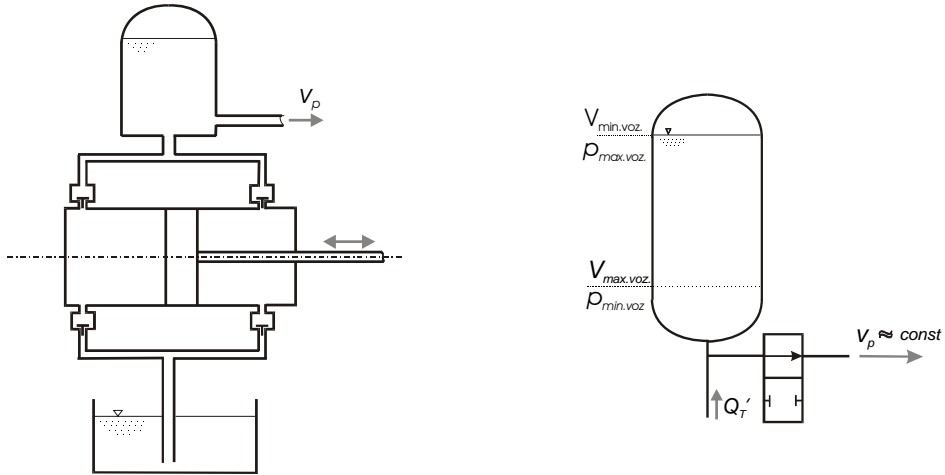
$$Q_{sr} \approx 4Arn$$

Нерамномерноста на протокот изразена преку соодветниот коефициент:

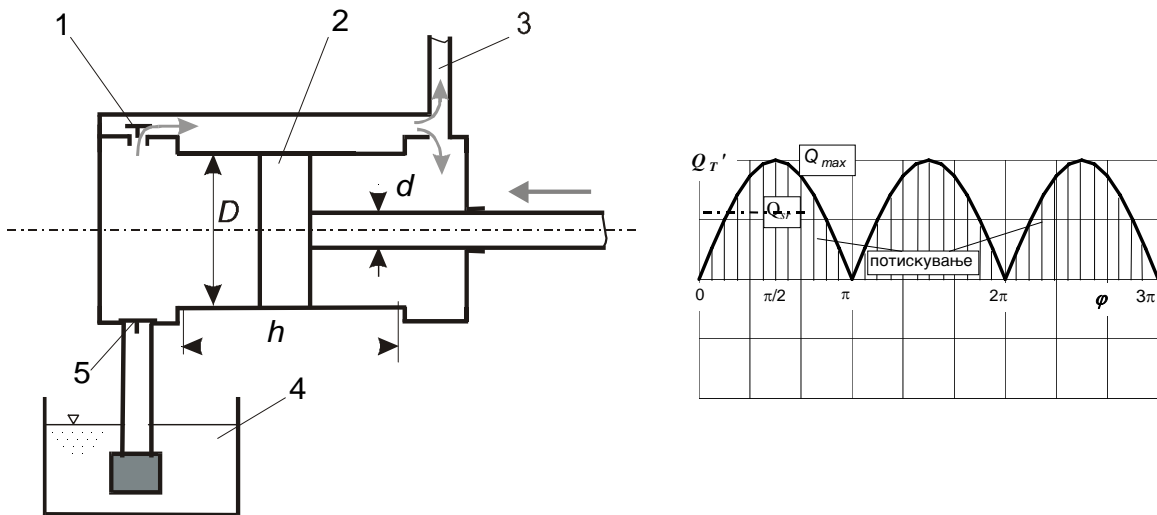
$$\Delta = \frac{Q_{\max}}{Q_{sr}} = \frac{Ar\omega}{4Arn} = \frac{\pi}{2} ,$$

е двојно помала одколку кај едноцилиндрна пумпа со еднократно дејствие (спореди со израз (2-28a)).

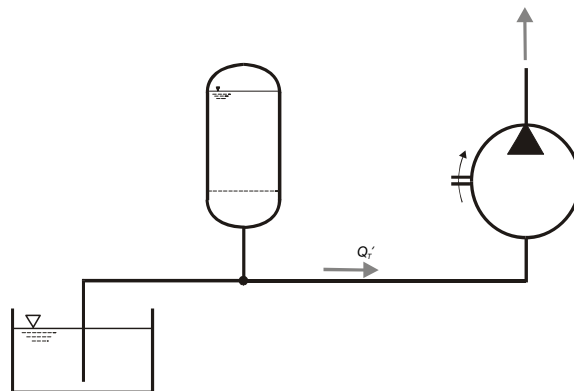
Ефектот на двојно смалување на коефициентот на нерамномерност може да се постигне и со конструкција на т.н. едноцилиндрна пумпа со диференцијален цилиндар (клип), види *Сл. 2.8б*).



а) Едноцилиндрична пумпа со двоспрано дејствие и хидрауличен акумулајтор приклучен во пошиснајта линија



б) Пумпа со двоспрано дејствие и диференцијален клип



в) Хидрауличен акумулајтор приклучен во всисна линија

Сл. 2.8: Уреди за урамнојезување на прошокој кај едноцилиндрична пумпа

Во овој случај, промената на протокот може да се движи по иста законитост при двата бода на клипот (и во десно и во лево), со што и потиснатите протоци ќе бидат еднакви (види дијаграм на Сл. 2.8б).

При тоа, кога клипот **2** се движи во лево. Течноста се потискува преку вентилот **1** во потисниот вод **3** и истовремено ја исполнува комората во цилиндерот десно од клипот. Кога **2** се движи во десно, **1** е затворен, а од десната комора на цилиндерот се потиснува претходно доведената течност при ход на **2** во лево.

За да се остварат исти протоци (работни волумени) при двата бода, потребно е дијаметарот на клипот D и дијаметарот на клипњачата d да бидат во определен сооднос. Ако се направи анализа на волуменот што се потиснува во потисниот вод, при движење на клипот лево и десно, ќе се добијат следниве врски:

$$\text{бд во лево} \quad q_1 = \frac{\pi D^2}{4} h - \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} h$$

$$\text{бд во десно} \quad q_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} h$$

каде h е бд на клипот во една насока на движење од една крајна положба до друга.

Од условот за еднакви потиснати волумени $q_1 = q_2$, произлегува дека дијаметрите треба да јо задоволат следната врска:

$$D^2 = 2d^2$$

Хидрауличниот акумулатор, или уште наречен воздушно своно, се применува многу често како ефикасен уред за урамнотежување на протокот (види Сл. 2.8 а) и в). Примената на хидрауличниот акумулатор овозможува протокот, а со тоа и моќноста на пумпата, да се ограничи на големина која одговара на средната моќност на потрошувачот на хидрауличната енергија. Примената на акумулаторите особено е корисна кај хидрауличните системи со голема промена на протокот, кој во некои случаи за повеќе пати ја надминуваат средната вредност на протокот во системот. Според тоа, очигледна е потребата на примена на акумулаторите за системи со едноцилиндрична пумпа, но исто така, тие можат да се применат и во системи со пумпи со повеќе работни комори, а во кои не е пожелно постоење на "шпицеви" на протокот".

Во основа, примената на хидрауличните акумулатори овозможува акумулирање на хидрауличната енергија, во периоди кога потрошувачите (извршните компоненти) во хидрауличниот систем не ја трошат, и пренесување на акумулираната енергија до истите, кога се вклучуваат во работа. На тој начин, се овозможува дури и прекин во работата на пумпата во системи кои имаат периодична работа. Покрај тоа, акумулаторите се применуваат и во машини за кои е потребно обезбедување на компензација на волуменските загуби (истекувања), нашле примена и како извор на енергија во случај на хаварија, а служат и за амортизирање на евентуалните хидраулични удари. Подетален опис на принципот на работа на хидрауличните акумулатори, како и начините на нивната примена, дадени се во предметот *Хидраулични и пнеуматски компоненти на автоматиката*, а овдека ќе биде даден осврт на нивната примена како уреди за урамнотежување на протокот.

Хидрауличните акумулатори претставуваат затворени садови, со различни конструкции (види *Сл. 2.9*), во чишто горни делови најчесто е зтворен воздух (поретко неутрален гас), кој благодарение на својата компресибилност ги балансира пулсациите на протокот. Во зависност од потребата, како уреди за урамнотежување на протокот, можат да се инсталираат во потисната или всисната линија (види *Сл. 2.8*) или во двете.

Ако акумулаторот е инсталиран во потисниот во (*Сл. 2.8a*), волуменот на затворениот воздух се компримира (при зголемување на проток) и се шири (при смалување на протокот). Како резултат, волуменот на воздухот се менува од $V_{\max.voz.}$ до $V_{\min.voz.}$ и обратно (види скица на *Сл. 2.8a*).

При состојба $V_{\max.voz.}$ (одговара на притисок $p_{\min.voz.}$), во акумулаторот ќе има минимален волумен на течност - $V_{\min.tec.}$.

При состојба $V_{\min.voz.}$ ($p_{\max.voz.}$), во акумулаторот ќе има максимален волумен на течност - $V_{\max.tec.}$.

Како резултат, акумулаторот ќе прими $\Delta V = V_{\max} - V_{\min}$ волумен течност, при пораст на протокот на пумпата Q_T' , и го враќа истиот ΔV , при смалена вредност на Q_T' .

Притисокот во акумулаторот исто така се менува од p_{\min} до p_{\max} и повторно до p_{\min} и т.н. (види на *Сл. 2.8a*). Амплитудата на порастот на притисокот зависи од големината на корисниот волумен на акумулаторот. Така, при доволно голем волумен на акумулаторот, пулсациите на притисокот можат да бидат занемарливо мали.

Неравномерноста на притисокот може да се вреднува преку т.н. коефициент на неравномерност на притисокот, дефиниран како:

$$\delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{sr}} \quad (2-30)$$

каде е $P_{sr} = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}$.

Очигледно дека, при големи вредности на δ , се јавуваат и значајни пулсации на брзината на течноста во потисната линија, $v_p \neq const$. Со смалувањето на δ се смалуваат и пулсациите на v_p .

Така, искуството покажало дека за $\delta \leq 0,025$, со доволна точност може да се смета дека $v_p \approx const$.

Слична анализа може да се направи и при приклучување на акумулаторот во всисната линија (види *Сл. 2.8в*), со тоа што, промената на притисокот се јавува при од на клипот во спротивна насока.

Според погоре изложеното, пресметката на акумулаторот се сведува на определување на неговите димензии (волумен), за состојба кога пресметаниот коефициент на неравномерност на притисокот не поминува определена, претходно зададена, дозволена вредност, т.е.:

$$\delta < \delta_{doz}$$

Ако се претпостави дека процесот на компресија на воздухот се обавува по изотерма, важи познатата законитост:

$$p_{\max} V_{\min} = p_{\min} V_{\max} = p_{sr} V_{sr}$$

Или со трансформација на овој израз се добива:

$$\frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{sr}} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{sr}}$$

каде се: $V_{sr} = (V_{\max} + V_{\min})/2$ и $p_{sr} = (p_{\max} + p_{\min})/2$.

Оттука, знаејќи ја релацијата (2-30), средниот волумен на акумулаторот се добива како:

$$V_{sr} = \frac{\Delta V}{\delta} \quad (2-31)$$

каде е: $\Delta V = V_{\max} - V_{\min}$, а $\delta < \delta_{doz}$.

За практични пресметки можат да се применат и следниве изрази:

$$V_{sr} = 22Ah \quad - \text{ за пумпи со еднократно дејствие,}$$

$$V_{sr} = 9Ah \quad - \text{ за пумпи со двократно дејствие,}$$

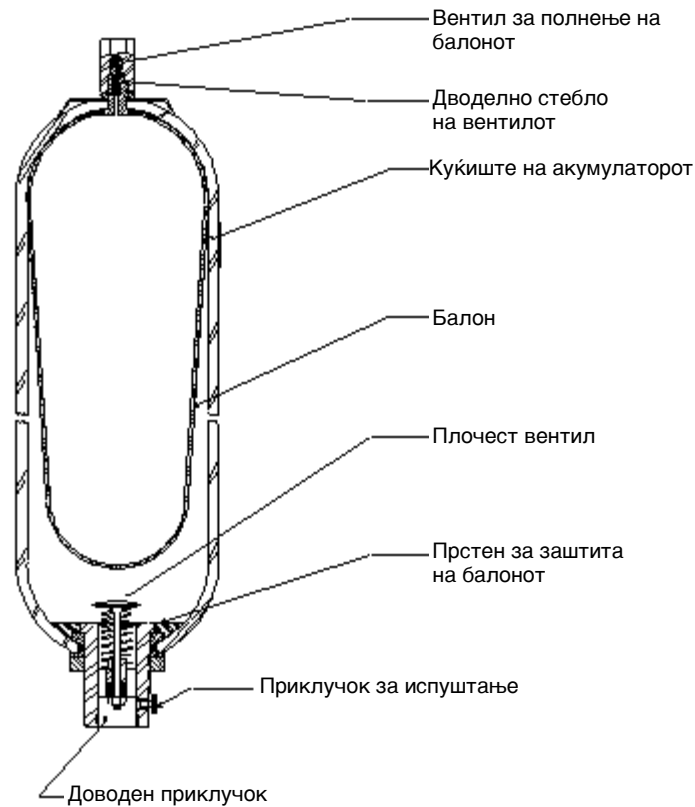
$$V_{sr} = 0,5Ah \quad - \text{ за пумпи со трократно дејствие.}$$

Каде се: A и h челна површина на клипот и негов бд.

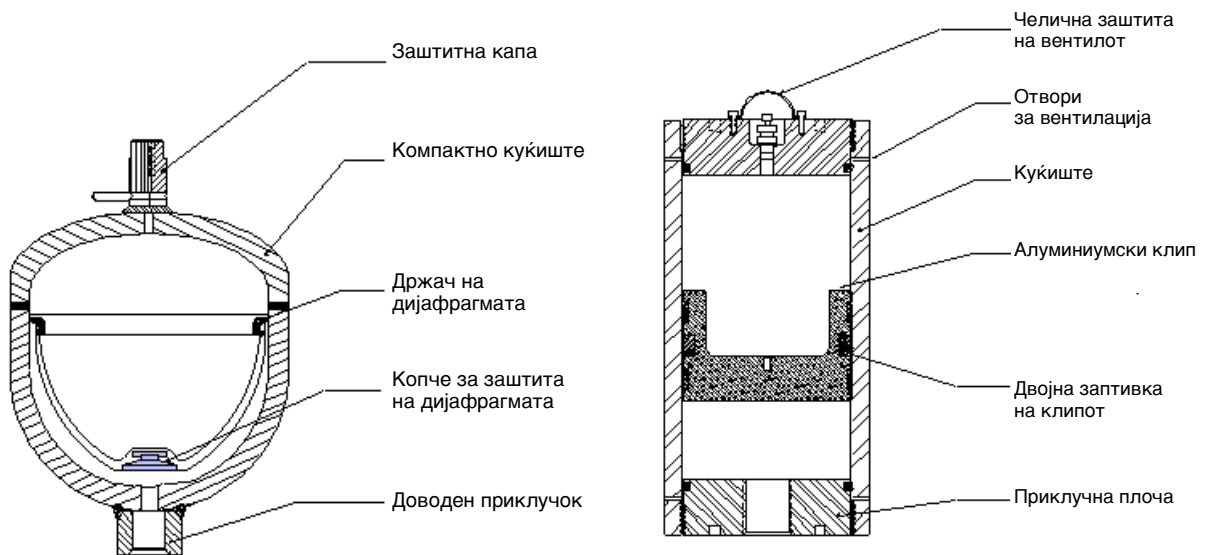
Од последниве изрази очигледно е дека со зголемување на кратноста, односно бројот на работните комори, значајно се смалува на волуменот на акумулаторот; што е и поврзано со значајно помалиите вредности на коефициентот на нерамномерност на протокот Δ , посебно коментирани во главите за хидраулични волуменски машини со поголем број на работни комори.

Во случај кога акумулаторот се инсталира во всисната страна, види *Сл. 2.8в*), може да се усвои поголема вредност на коефициентот на нерамномерност на притисокот, $\delta_{doz,vs} > \delta_{doz,pot}$. Така на пример, за вредности на всисната висина $H_s \leq 5 \text{ m}$, може да се усвои вредност $\delta_{doz} \approx 0,05$. Меѓутоа, доколку се големува всисната висина H_s , или должината на всисниот цевовод, потребно е соодветно и да се смали δ_{doz} .

За хидрауличен акумулатор со воздух, приклучен во всисната линија, карактеристично е дека со текот на времето количеството на воздух во акумулаторот се зголемува, заради одделување на воздух од неговата растворена состојба во работната течност. Од друга страна, во акумулатор инсталиран во потисната линија, количеството на воздух се смалува со текот на времето, заради неговото растворање во течноста под дејствие на високиот притисок. Од овие причини, потребно е периодично одведување/доведување на воздух во акумулаторот (или да се употребува неутрален гас). Најчесто, за да се спречи периодичното одведување/доведување на воздух, акумулаторите се изведуваат со конструкција која овозможува разделување на воздушниот простор од просторот на течноста. Последново најчесто се реализира со гумена мембрана (балон) - види *Сл. 2.9а*). На *Сл. 2.9* прикажани се типични конструкции на хидраулични акумулатори.



а) Акумулатор со балон



б) Акумулатор со дијафрагма

в) Акумулатор со клип

Сл. 2.9: Типични конструкции на хидраулични акумулатори

2.4.3 ЗАБРЗУВАЊЕ НА КЛИПОТ

Со првиод извод на брзината по времето се добива забрзувањето на клипот. Според тоа ако брзината се изразува со изразот (2-19a), забрзувањето ќе биде:

$$a_k = \frac{dv_k}{dt} = r\omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{r}{R} \cos 2\varphi \right) \quad (2-32)$$

При дефинирањето на забрзувањето земено е дека $\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{dv}{d\varphi}$.

За случај на "бескрајно долга клипњача", $R \gg r$ и $\alpha = 0$, види израз за брзина (2-21), забрзувањето се добива како:

$$a = \frac{d}{dt} (\omega r \sin \varphi) = \omega r \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega^2 r \cos \varphi \quad (2-33)$$

Ако во изразот (2-33), $\cos \varphi$ се замени според изразот (2-20), се добива зависноста на забрзувањето од патот:

$$a = \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right) \quad (2-33a)$$

Со анализа на изразот (2-33) можат да се уочат следниве закључоци:

$a = a_{\max} = \omega^2 r$ за $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$ - при крајните положби на клипот,

$A = 0$ за $\varphi = \frac{\pi}{2}$ - при средната положба на клипот.

Промената на забрзувањето, за размотруваниот случај на "бескрајно долга клипњача", прикажана е на *Сл. 2.6*.

Во практиката, односот на должините на палецот на кривајата и клипњачата најчесто е $\frac{r}{R} \leq 0,2$, па со доволна точност може да се применува изразот (2-32).

2.5. ИНЕРЦИЈАЛНИ ЗАГУБИ

Нерамномерноста на брзината и забрзувањето на клипот се пренесуваат на течноста. Со тоа, нерамномерноста на брзината, протокот и забрзувањето на работната течност во цилиндерот предизвикуваат нерамномерност на овие големини и во цевната магистрала. Применувајќи го законот за континуитет, $Q = Q_c$, брзината и забрзувањето на течноста во цевоводот ќе бидат:

$$v_c = v \frac{A}{A_c} \quad \text{и} \quad a_c = \frac{dv_c}{dt} = \frac{dv}{dt} \frac{A}{A_c} = a \frac{A}{A_c}$$

каде се:

A , a , v - површина на челото на клипот, забрзување и брзина на течноста во цилиндерот.

A_c , a_c , v_c - површина на пресекот на цевката, забрзување и брзина на течноста во цевоводот.

Ако a и v се изразат со изразите (2-32) и (2-19a) следи:

$$\begin{aligned} v_c &= \frac{A}{A_c} r \omega \left(\sin \varphi + \frac{r}{2R} \sin 2\varphi \right) \\ a_c &= \frac{A}{A_c} r \omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{r}{R} \cos 2\varphi \right) \end{aligned} \quad (2-34)$$

Или, ако a и v се изразат преку поедноставните изрази (2-33a) и (2-22), се добиваат изразите:

$$\begin{aligned} v_c &= \frac{A}{A_c} \omega r \sqrt{\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}} \\ a_c &= \frac{A}{A_c} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right) \end{aligned} \quad (2-34a)$$

Како резултат на промената на забрзувањето и брзината на течноста, се менуваат и инерцијалните сили и брзинскиот напор во цевоводот, што влијае врз вкупните загуби на енергија и во крајна линија може да го наруши нормалниот режим на работа на пумпата.

Вкупната сила на инерција се определува како сума на производи на поедините маси на течност (во цилиндерот и посматраниот цевовод) и соодветните забрзувања:

$$F_{i.vk.} = m_i a_i = m a + m_c a_c \quad (2-35)$$

каде се:

m и a - маса и забрзување на течноста во цилиндерот,
 m_c и a_c - маса и забрзување на течноста во цевоводот.

Инерцијалната сила се јавува како дополнителна енергетска загуба, и нејзиното влијание е особено значајно при стартувањето на процесот на всисување на работната течност.

Така, за маса на течноста во всисната линија:

$$m_c = V_c \rho = A_c l_c \rho,$$

каде се: l_c и A_c - должина и пресек на цевоводот, ρ - густина на течноста, соодветната сила на инерција се определува како:

$$F_{i.c} = m_c a_c = A_c l_c \frac{A}{A_c} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right) \rho$$

Единиичната инерцијална сила $h_{l.c}$ во m столб на течност (m с.т.), дефинирана како инерцијален напор, се добива ако $F_{i.c}$ се подели со A_c и ρg :

$$h_{l.c} = \frac{F_{i.c}}{A_c \rho g} = \frac{L}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right),$$

каде е: $L = l_c \frac{A}{A_c}$ - сведена должина на всисниот цевовод.

Од силата на инерција која делува врз течноста во цилиндерот, $F_{i,x}$, произлегува соодветен инерцијален напор:

$$h_{l,x} = \frac{x}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right)$$

каде е: x - патот што го поминал клипот.

Според тоа за анализираниот всисен режим, вкупниот инерцијален напор во m с.т. изнесува:

$$h_l = h_{l,c} + h_{l,x} = \frac{(L+x)}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right) \quad (2-36)$$

Од тука произлегува дека, вкупниот напор (во m с.т.) што треба да го оствари пумпата при старување на процесот на всисување, $H_{w.t.s}$, треба да ги содржи (покрај всисната висина H_s и хидрауличните загуби $H_{w.s}$) и инерцијалните загуби h_l :

$$H_{w.t.s} = H_s + H_{w.s} + h_l \quad (2-37)$$

$H_{w.t.s}$ претставуваат вкупни всисни енергетски загуби кои треба да бидат совладани од пумпата, односно од расположивата разлика на притисок $(p_0 - p_{vs}) / \rho g$. Од тука, произлегува дека, за да може да се оствари всисниот процес, односно исполни пумпата со течност, потребно е да биде исполнет условот:

$$\frac{p_0 - p_{vs}}{\rho g} > H_{w.t.s} \quad (2-37a)$$

каде се: p_0 - притисок што владее во резервоарот од кој се всисува течноста,

p_{vs} - притисок што владее во цилиндерот при процесот на всисување (Сл. 2.4).

Во спротивно, кога не е исполнет условот (2-37a), се јавува одвојување на течноста од клипот, при негово максимално забрзување, т.е. при максимални инерцијални загуби $h_{l,max}$. Со смалување на забрзувањето, течноста нагло се доближува до клипот предизвикувајќи удари во пумпата.

Покрај одвојувањето на течноста од клипот, големите инерцијални загуби можат да предизвикаат и зголемување на опасноста од кавитација, што во крајна линија резултира во смалување на протокот (види поглавје 3.4.2), пулсации на притисокот и бучава при работата на пумпата. При многу изразена појава на кавитација можна е и хаварија на машината.

Силите на инерција имаат влијание и при процесот на потиснување на работната течност. Така, при одредени услови (како што се: мал проток, мал пресек на цевоводот, а голема аголна брзина) може да се појави "негативен" притисок на челото на клипот при потисниот режим. Ваквата состојба е можна за случај кога е $a = -a_{max}$, при што се манифестираат недозволени варирања на притисокот и хидраулични удари.

Според тоа, се наметнува заклучокот дека инерцијалните загуби h_l учествуваат во вкупните загуби што треба да бидат совладани и во потисниот режим. Инерцијалните

загуби на потисната страна, $h_{1,p}$, можат да се определат на соодветен начин како за всисната страна, т.е. со примена на изразот (2-36).

Од изразот (2-36) се согледува дека аголната брзина, која се јавува како ω^2 , претставува еден од основните фактори кои влијаат на големината на инерцијалните загуби. Очигледно дека, со смалување на ω се смалуваат и инерцијалните загуби h_l . Со анализа може да се установи граничната вредност на ω , за да се избегнат претходно опишаните негативни појави.

Исто така, аголната брзина влијае и на брзината на струење на течноста - види израз (2-34), а со тоа и на всисната висина - израз (2-15). Од тука, вредноста на максимално дозволената всисна висина $H_{s,max}$ (израз (2-18)) се зголемува со смалување на ω .

Од горенаведените причини, се согледува дека едноцилиндричните клипни пумпи треба да работат со што е можни помала аголна брзина. Така, номиналниот број на вртежи кај овие пумпи обично изнесува $n = 300$ до 500 vr/min .

Радијусот на кривајата r учествува исто така во изразот (2-36), односно влијае на големината на h_l . Очигледно дека инерцијалните загуби се смалуваат со смалување на овој параметар. Од овие причини, потребно е да се избере оптимална вредност на r , односно оптимална вредност на односот h/D . Кај едноцилиндричните пумпи овој однос обично изнесува $h/D = 1,5$ до 2 ; каде се h и D од и дијаметар на клипот.

Смалување на инерцијалните загуби, особено значајно за надежен всисен режим, може да се оствари со инсталирање на хидрауличен акумулатор во близина на пумпата (види *Сл. 2.8*). На тој начин, може да се постигне значајно скратување на должината на цевоводот на која владее нерамномерното струење.

Овие загуби битно се смалуваат кај пумпите си повеќекратно дејствие, т.е. пумпите со повеќе работни комори. Во овие пумпи, нерамномерноста на протокот и брзината на струење на течноста се многу помали, што влијае и на значајното смалување на h_l .

2.6. НАПОР НА ПУМПАТА

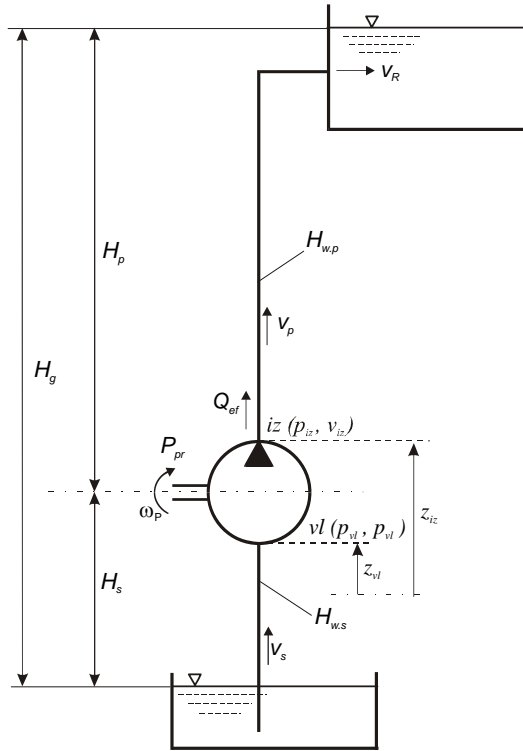
За да може подобро да се согледа вкупната енергија што треба да биде совладана со пумпата, во ова поглавје се дадени дефиниции за некои енергетски големини (види *Сл. 2.10*). Соодветните дефиниции се однесуваат не само за едноцилиндрична клипна пумпа, туку и за било кој друг тип (вклучувајќи ги и турбопумпите). Едноставно анализирана е енергетската состојба вон пумпата, не навлегувајќи при тоа во нејзината конструкција и во процесите кои се обавуваат во неа.

Енергијата која пумпата ја оддава на работната течност треба да биде доволна за да се подигне течноста на определена висина и совладаат сите хидраулични загуби и потребни разлики на притисок.

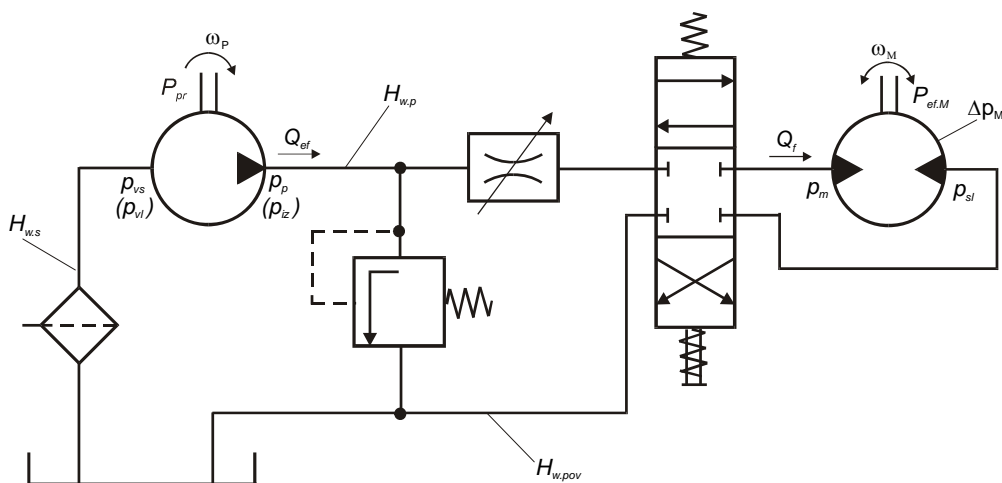
Висината на која треба да се подигне течноста, односно вкупната висинска разлика помеѓу нивото на резервоарот од кој се всисува течноста и нивото на резервоарот во кој се пумпа течноста (види *Сл. 2.10a*), се нарекува геодетска висина H_g .

Од тука, геодетската висина претставува збир на всисната висина H_s (види поглавје 2.3) и потисната висина H_p (од пумпата до резервоарот во кој се пумпа течноста):

$$H_g = H_s + H_p$$



а) Пумпа за транспорт на флуид



б) Пумпа во хидрауличен пренос

Сл. 2.10: Енергетски висини и карактеристики на пумпите

Според тоа, енергијата потребна за совладување на сите хидраулични загуби и висинските и притисните разлики, може да се изрази во висински единици (m c.t.) како:

$$H = H_w + H_g \quad (2-38)$$

H_w претставуваат вкупни хидраулични загуби (линиски и локални), односно се збир на сите хидраулични загуби во определен струен ток. За случај на транспорт на флуид, *Сл. 2.10a*, вкупните хидраулични загуби изнесуваат:

$$H_w = H_{w.s} + H_{w.p} \quad (2-39)$$

каде се:

$$H_{w.s} = H_{w.s.lin} + H_{w.s.lok} = \lambda \frac{l_s}{d_s} \frac{v_s^2}{2g} + \sum \xi \frac{v_s^2}{2g} \quad \text{- загуби во всисната линија;}$$

$$H_{w.p} = H_{w.p.lin} + H_{w.p.lok} = \lambda \frac{l_p}{d_p} \frac{v_p^2}{2g} + \sum \xi \frac{v_p^2}{2g} \quad \text{- загуби во потисната линија;}$$

$H_{w.s.lin}$ и $H_{w.p.lin}$ - линиски загуби од триење при струењето на флуидот во всисната и потисната линија;

$H_{w.s.lok}$ и $H_{w.p.lok}$ - локални загуби во поедините инсталирани компоненти во всисната и потисната линија (проширувања и стеснувања, колена, вентили, распоредници и слично);

λ и ξ - коефициенти на линиски и локални отпори.

Определувањето на поедините линиски и локални отпори, како и соодветните коефициенти, се врши според основите дадени во предметот Механика на флуиди.

Често пати, некои автори посебно ја потенцираат локалната загуба при нагло проширување на целоводот ($\xi = 1$), особено за истекување во мали резервоари или истекување во атмосферата, при што енергетската висина се изразува како:

$$H = H_w + H_g + \frac{v_R^2}{2g}$$

каде, v_R е брзина на истекување во потисниот резервоар, *Сл. 2.10a*.

Во овој случај треба да се внимава, загубата заради нагло проширување $v_R^2/2g$ (доколку е посебно потенцирана) по грешка да не биде повторно пресметнувана во состав на вкупните хидраулични загуби H_w .

За случаи кога инерцијалните загуби се значајни (како кај едноцилиндричната клипна пумпа), секако дека истите треба да бидат земени во предвид при определувањето на вкупните загуби, односно тие ќе бидат:

$$H_w = H_{w.s} + H_{w.p} + h_l \quad (2-39a)$$

каде се:

$$h_l = h_{l.s} + h_{l.p} \quad \text{- вкупни инерцијални загуби во всисната и потисната линија (види поглавје 2.5).}$$

Доколку се работи за хидрауличен пренос во кој течноста се всисува од еден резервоар и враќа во истиот (види *Сл. 2.10б*), при што $H_g = 0$, енергијата потребна за совладување на сите хидраулични загуби и притисните разлики ќе биде:

$$H = H_{w.s} + H_{w.p} + \frac{\Delta p_M}{\rho g} \quad (2-40)$$

каде е: $\Delta p_M = p_m - p_{sl}$ - пад на притисокот во извршната компонента (хидрауличниот мотор).

Во овој случај, *Сл. 2.10б*, секако дека притисокот на сливната страна од хидромоторот треба да биде доволен за совладување на хидрауличните загуби во повратната линија:

$$p_{sl} = \rho g H_{w.pov}$$

Од погоре изложеното очигледно е дека енергијата која пумпата ја оддава на работната течност треба во потполност да одговара на дефинираната специфична енергија H (изразена во висински единици m c.t.). Односно, пумпата треба да направи таков напор, кој ќе овозможи совладување на сите висински и притисни разлики и хидраулични загуби. Од тука, оваа специфична енергија е позната како напор на пумпата.

Спорд тоа, напорот на пумпата H , или според некои автори манометарската висина H_m , може да се изрази како:

$$H = H_m = \frac{p}{\rho g} \quad (2-41)$$

Каде p претставува енергија предадена на течноста од пумпата, или уште наречена притисен напор на пумпата, и претставува разлика на енергиите помеѓу струјниот излез (iz) и влез (vl) на пумпата (види *Сл. 2.10*) изразени во притисни единици:

$$p = p_{iz} - p_{vl} + \rho \frac{v_{iz}^2 - v_{vl}^2}{2} + \rho g (z_{iz} - z_{vl}) \quad (2-42)$$

каде: p , v и z се притисок, брзина и положба во соодветните пресеци iz и vl .

Доколку дијаметрите на струјните приклучоци се еднакви, $D_{iz} = D_{vl}$, и ако се занемари висинската разлика меѓу нив, $\Delta z = z_{iz} - z_{vl} \approx 0$, со доволна точност може да се усвои дека притисниот напор изнесува:

$$p = p_{iz} - p_{vl} = p_p - p_{vs} = \Delta p$$

Според претходно изложеното, моќноста што пумпата ја оддава на флуидот ќе биде:

$$P_{ef} = p Q_{ef} = \rho g H Q_{ef} \quad (2-43)$$

каде, Q_{ef} претставува проток што го всисува и потиснува пумпата.

Моќноста што треба да се доведе на вратилото на пумпата, односно приведената моќност P_{pr} , треба да биде поголема од ефективната моќност P_{ef} , заради загубите (волуменски, механички и хидраулички) кои владеат во внатрешноста на пумпата, односно:

$$P_{pr} = \frac{P_{ef}}{\eta_{tot}} = \frac{pQ_{ef}}{\eta_{tot}} \quad (2-44)$$

η_{tot} е вкупен, или тотален, коефициент на корисно дејствие, кој го зема во предвид порастот на моќноста заради споменатите загуби во пумпата. За наведените загуби и соодветните коефициенти на корисно дејствие ќе стане детално збор во наредната глава 3.

2.7. ИНДИКАТОРСКИ ДИЈАГРАМ ЗА ЕДНОЦИЛИНДРИЧНА КЛИПНА ПУМПА

Работниот циклус на едноцилиндричната клипна пумпа може да се претстави со т.н. индикаторски дијаграм, на којшто графички е прикажана промената на притисокот во цилиндерот при различни положби на клипот $p = p(x)$, за еден вртеж на кривајата т.е. вратилото. Индикаторскиот дијаграм за едноцилиндрична клипна пумпа, која всисува течност од резервоар во којшто владее атмосферски притисок ($p_0 = p_a$), е даден на *Сл. 2.11*.

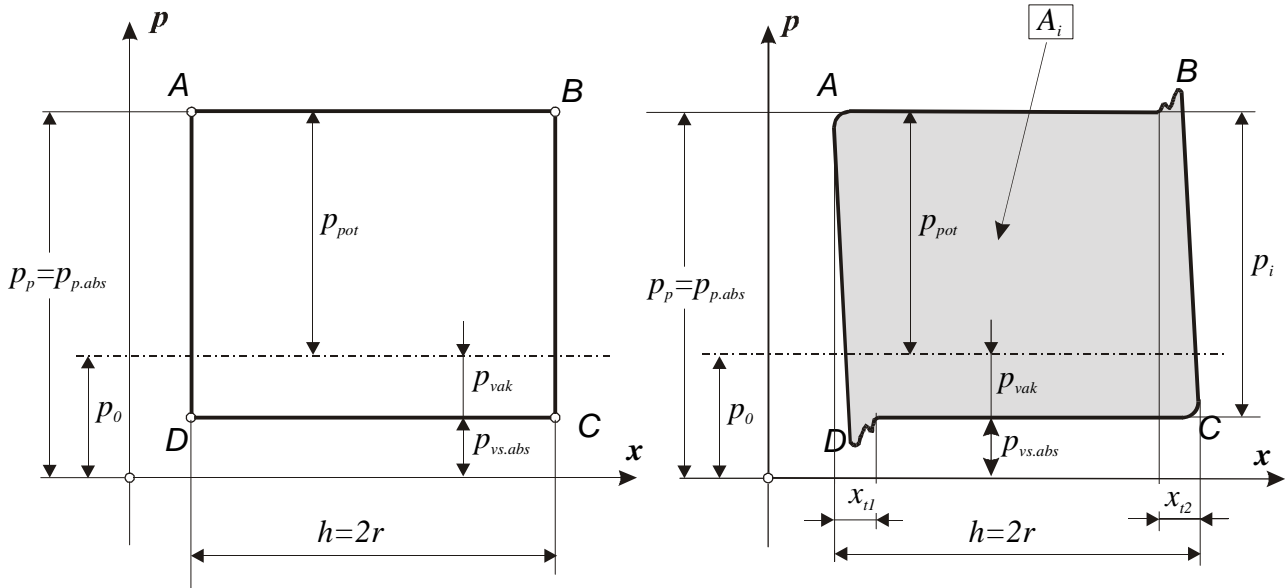
На *Сл. 2.11a* прикажан е индикаторски дијаграм за идеален процес; т.е. случај кога течноста е идеално нестислива, занемарени се волуменските загуби и вентилите не доцнат при нивното отворање и затворање. Во овој случај, се согледува следното:

- Процесот на всисување е карактеризиран со отсечката *DC*, а процесот на потискување со отсечката *BA*.
- Линиите на зголемување и смалување на притисокот, *CB* и *AD*, се вертикални отсечки, заради претпоставката дека течноста е идеално некомпесибилна и нема доцнеже на вентилите.

На *Сл. 2.11б* прикажан е индикаторски дијаграм за реален случај, кога е земено во предвид дека течноста сепак има определена стисливост, а вентилите манифестираат определено доцнење при нивното отворање и затворање. При тоа се согледува следното:

- Линиите на зголемување и смалување на притисокот, *CB* и *AD*, имаат благи наклони, бидејќи за соодветните процеси се потребни определени времиња t_1 и t_2 (заради компресибилноста на течноста), на кои одговара соодветен пат на клипот x_{t1} и x_{t2} .
- Пулсациите на притисокот, на почетокот на процесот на всисување (состојба *D*) и почетокот на потиснување (состојба *B*), се предизвикани од доцнењето на вентилите, а исто така и од инерцијата на течноста од претходниот процес.

Заградената пивршина со индикаторскиот дијаграм, исенчената површина A_i , ја претставува работата предадена од страна на клипот при еден вртеж на вратилото.



а) идеален ѓроцес

б) реален ѓроцес

Сл. 2.11: Индикаторски дијаграм на едноцилиндрична клијна ѓумпа

Ако работата A_i се подели со обод на клипот $h = 2r$, се добива средниот индикаторски притисок:

$$p_i = \frac{A_i}{h} = p_{vak} + p_{pot} \quad (2-45)$$

Анализата на индикаторскиот притисок доведува до заклучок, дека тој претставува разлика на абсолютните потисен и всисен притисок:

$$p_i = \Delta p = p_{p.abs} - p_{vs.abs} = p_p - p_{vs} \quad (2-45a)$$

Односно, за случај кога во всисниот резервоар владее атмосферски притисок, $p_0 = p_a$ (како во овој случај), индикаторскиот притисок ќе биде:

$$p_i = (p_{pot} + p_0) - (p_0 - p_{vak}) = p_{pot} + p_{vak}$$

каде се:

p_{pot} - надпритисок на потисната страна,

p_{vak} - вакуум што владее во всисната страна (види Сл. 2.11б).

Според претходно изложеното, соодветно може да се дефинира и индикаторската моќност P_i во Nm/s, која очигледно е еднаква на теоретската снага P_T :

$$P_i = p_i Q_T = \Delta p Q_T \quad (2-46)$$

каде е:

$Q_T = Ahn$ во m^3/s - теоретски проток на пумпата, види израз (2-10),

p_i во N/m^2 - индикаторски притисок.

Г Л А В А

ТРЕТА

3. РАБОТНИ ПАРАМЕТРИ И КАРАКТЕРИСТИКИ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ ВОЛУМЕНСКИ МАШИНИ ШТО СЕ ПРИМЕНУВААТ ВО ХИДРАУЛИЧНИТЕ ПРЕНОСИ

3.1. ОСНОВНИ ПОИМИ

Волуменските пумпи што најчесто се применуваат во хидрауличните преноси се разликуваат од пумпите со едноставна конструкција (види глава 2), во тоа што имаат повеќе работни комори, создаваат поголем притисок (до 700 bar, во некои случаи и поголем) и работат со поголем број на вртежи (во специјални конструкции и до 30000 vr/min).

При изборот на аголната брзина, потребно е да се земат во предвид низа фактори, при што во крајна линија одлучува намената на пумпата, односно хидрауличниот пренос. Пумпите со мал број на вртежи се посигурни во експлоатацијата и имаат долг работен век. Од друга страна, овие пумпи имаат поголеми габарити и помал волуменски коефициент на корисно дејствие, во споредба со соодветни пумпи со поголема аголна брзина (а иста моќност). Од друга страна, пумпите со голем број на вртежи имаат помали габарити (со тоа и маси), но затоа нивниот работен век е помал; а покрај тоа, заради големите брзини, се зголемуваат и хидрауличните загуби во каналите на машината и цевоводите, како и опасноста од кавитација.

Доколку долговечноста на пумпата претставува одлучувачки фактор, бројот на вртежи е обично помал од 5000 vr/min. За случаи кога се потребни мали габарити, а долговечноста е во втор план, се применуваат брзоодни пумпи. Така на пример, во ракетните и авионските хидраулични системи се користат аксијално-клипни пумпи со $n = 20000$ до 30000 vr/min (приклучени директно на брзовречкото вратило на гасната турбина), при што е задоволен условот за мал габарит и мала маса.

Потребно е да се напомене дека, кај пумпите со поголеми аголни брзини, се отежнува и проблемот на динамичко урамнотежување на ротирачките делови. Исто така, кај некои самовсисни пумпи (на пример, запчестите), со зголемување на аголната брзина, се зголемуваат и волуменските загуби, заради зголемувањето на влијанието на центрифугалната сила врз течноста во меѓузубните простори (види глава 7).

Ценејќи ги претходно наведените предности и недостатоци, во поглед на брзината на ротација, очигледно дека е потребно да се бара оптимално решение за секој посебен случај на конструкција.

Доколку се направи соодветна анализа во поглед на големината на бројот на вртежи кај хидромоторите, лесно се доаѓа до заклучок дека изложените констатации се однесуваат и за овие машини.

Според дефинициите дадени во претходните глави, преносот на работната течност, како и преобразбата на нејзината енергија во хидрауличните волуменски машини, се остварува со потискување на течноста од работни комори со помош на потискувачи, кои можат да имаат различни облици (клипови, крила, запчести и т.н.). Според тоа, под работна комора се подразбира затворен простор во којшто наизменично се обавува просторот на всисување (зафаќање) и потискување (истискување) на работната течност.

Во зависност од карактерот на процесот на потискување на работната течност, може да се согледа следнава основна класификација на хидрауличните волуменски машини (пумпи и хидромотори):

- ◆ Неротациони хидраулични волуменски машини, во кои течноста се потискува (кај пумпа), односно истискува (кај хидрауличен двигател), во неподвижни работни комори.

Во оваа основна група спаѓаат следниве пумпи и хидраулични двигатели:

- едноцилиндрични пумпи,
- мембрански пумпи,
- неротациони повеќецилиндрични пумпи и хидромотори (најчесто радијално-клипни со вентилски развод),
- хидраулични цилиндри, т.е. хидраулични двигатели со наизменично праволиниско движење,
- актуатори, односно осцлаторни хидромотори со лачно движење.

- ◆ Ротациони волуменски машини, во коишто работните комори (како и деловите што ги образуваат) вршат ротационо движење.

Во зависност од видот на движење на потискувачите, ротационите волуменски машини можат да се поделат во две основни подгрупи:

- Ротационо-транслаторни, со потискувачи кои покрај ротационото, вршат и наизменично праволиниско (транслаторно) движење.

Во оваа подгрупа спаѓаат следниве конструкции на хидраулични волуменски машини:

- ротационо-клипни (радијални и аксијални),
- ротационо-крилни.
- Чисто ротациони, во кои потискувачите вршат само ротационо движење.

Како чисто ротациони најчесто се среќаваат следниве конструкции:

- запчести,
- завојни,
- конструкции со профилирани ротирачки клипови.

Према начинот на развод (распделување) на работната течност, се разликуваат пумпи и хидромотори со:

- вентилски развод и
- без вентилски развод.

Истата класификација (во конструктивна смисла) и за пумпите и за хидромоторите, ја дава идејата една иста машина да може да се користи било како пумпа, било како хидромотор. Ваквата хидраулична машина е позната како реверзибилна (обратна) машина, а според терминологијата на ISO за хидрауличните волуменски машини (види Табела 1.1) е усвоен терминот пумпа-мотор. Пумпа-мотор претставува хидраулична волуменска машина која е конструирана да работи и како пумпа и како хидромотор. Во повеќето случаи волуменска машина која има безвентилски развод, може да се изведе како пумпа-мотор; што овозможува една иста машина да се користи и како пумпа и како хидромотор, без било каква доработка.

Хидраулични волуменски машини со вентилски развод (со самодејствувачки разводни вентили), како и автоматизираните пумпи со променлив проток, спаѓаат во групата на нерезибилен машини - работат исклучиво или како пумпа или како хидрауличен двигател.

Ако се направи структурна анализа (види анализи за приклучаните конструкции во наредните глави), може да се согледа дека секоја пумпа, односно хидромотор, ги има воглавно следниве подсклопови/механизми: за проток, за развод на работната течност и механизми за регулација на протокот и притисокот.

Секоја хидраулична волуменска машина ги има веќе наведените основни процеси (види глава 2):

- висување и потискување, кај пумпа;
- зафаќање и истискување, кај хидрауличен двигател.

Во работните комори се зафаќа определен волумен на работна течност во влезниот простор (всисна страна, кај пумпа); зафатениот волумен потоа се пренесува со работните комори према излезниот простор (потисна страна, кај пумпа), каде течноста се потискува/истискува под дејствие на соодветниот потискувач (клип, крило, профилен елемент и слично).

Според изложените дефиниции во претходната глава, за пумпите со едноставни конструкции, кај хидрауличните волуменски машини можат да се согледаат следниве основни параметри:

q - работен волумен	
Q - проток:	Q_T - теоретски проток на волуменска машина, Q_{ef} - ефективен проток на пумпа, Q_f - фактичен проток на хидромотор.
p - притисок:	p_p - потисен притисок на пумпа, p_{vs} - всисен притисок, p_M - работен (влезен) притисок на хидромотор, p_{sl} - сливен притисок на хидромотор, p_{vl} - притисок на струен влез, p_{iz} - притисок на струен излез.

M - торзионен (вртежен) момент:	M_T - теоретски момент, M_{pr} - приведен момент на вратило од пумпа, M_{ef} - ефективен момент на хидромотор.
P - моќност:	P_T - теоретска моќност, P_{pr} - приведена моќност на вратило на пумпа, P_{ef} - ефективен момент на хидромотор.
ω - аголна брзина n - број на вртежи	
η - коефициент на корисно дејствие:	η_v - волуменски, η_m - механички, η_h - хидраулички, η_t - вкупен (тотален).

Често пати, покрај определена големина/параметар се додава соодветен индекс, во зависност од тоа, дали се работи за пумпа (p), или мотор (m); на пример: ω_M - аголна брзина на хидромотор, ω_p - аголна брзина на пумпа.

Според основните дефиниции дадени во глава 1, кај волуменските машини се согледуваат следниве влезни и излезни големини:

◆ Пумпа, види *Сл. 3.1а*:

- Влезни големини - параметри на доведената (приведената) механичка енергија :

M_{pr} - приведен момент,

ω_p - аголна брзина.

- Излезни големини - параметри на создадената енергија на струењето (токот):

Q_{ef} - ефективен проток,

$\Delta p_p = p_p - p_{vs}$ - создадена притисна разлика.

- Струен влез:

Q_{ef} - ефективен проток,

$p_{vs} = p_{vl}$ - всисен (влезен) притисок.

- Струен излез:

Q_{ef} - ефективен проток,

$p_p = p_{iz}$ - потисен (излезен) притисок.

◆ Хидромотор (хидрауличен двигател), види *Сл. 3.1б*:

- Влезни големини - параметри на доведената расположива хидраулична енергија:

Q_f - фактичен проток,

$\Delta p_M = p_M - p_{sl}$ - расположива притисна енергија.

- Излезни големини - параметри на ефективната механичка енергија на вратилото на хидромоторот:

M_{ef} - ефективен момент на вратилото на хидромоторот,

ω_M - аголна брзина на хидромоторот;

односно, параметри на механичката енергија на клипњачата на цилиндерот:

F_{ef} - ефективна сила,

v_C - брзина на клипњачата.

- Струен влез:

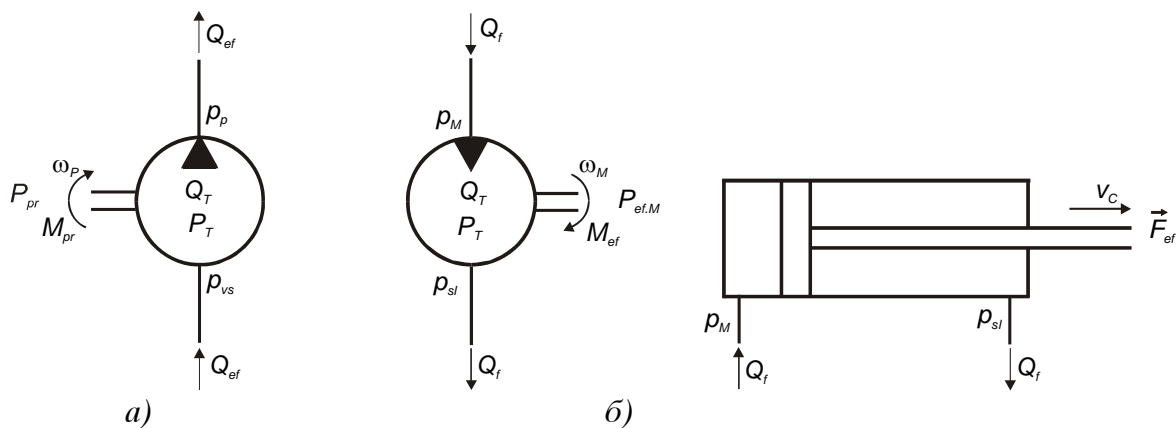
Q_f - фактичен проток,

p_M - влезен (работен) притисок на хидромоторот.

- Струен излез:

Q_f - фактичен проток,

$p_{sl} = p_{iz}$ - излезен (сливен) притисок на хидромоторот.



Сл. 3.1: Влезни и излезни големини кај а) пумпа и б) хидромотор

Функционалната зависност на основните големини од притисниот напор:

$$Q = Q(p), \quad P = P(p), \quad \eta = \eta(p),$$

при константни број на вртежи, температура и вискозност на работната течност:

$$n = const, \quad T = const, \quad \nu = const,$$

е позната како карактеристика на ена пумпа/хидромотор.

Најчесто, под карактеристика на пумпа/хидромотор се подразбира графичката зависност на основните големини од притисокот (притисен напор, или разлика на притисоци), при константни вредности на горе-наведените параметри.

Подетална анализа на поедините големини и карактеристики на хидрауличните волуменски машини е дадена во наредните поглавја од оваа глава.

3.2. РАБОТЕН ВОЛУМЕН НА ХИДРАУЛИЧНА ВОЛУМЕНСКА МАШИНА И ПРЕСМЕТКОВЕН (ТЕОРЕТСКИ) ПРОТОК

При ротацијата на вратилото на една пумпа, волуменот на нејзините работни комори се менува; при што, за време на работниот процес (циклус) тој се смалува, и течноста што го исполнува се потискува во потисната магистрала. Кај хидрауличен мотор, при работниот процес, волуменот на работните комори се зголемува - течноста ги исполнува работните комори, предавајќи ја својата енергија.

За еден вртеж на вратилото, секоја од работните комори ќе помине низ работниот процес на машината. На пример, кај повеќе-цилиндрична пумпа, за еден вртеж, во секој од цилиндрите ќе се обави работниот процес на потискување.

Наведената промена на волуменот на работните комори, при работниот процес (за еден вртеж) е позната како работен волумен на хидрауличната волуменска машина и се изразува со изразот:

$$q = Vz \quad (3-1)$$

каде се:

q - работен волумен, изразен во m^3/vr или dm^3/vr (или само dm^3);

$V = q_1$ - волумен на една работна комора, што се менува за време на работниот процес за еден вртеж;

z - вкупен број на работни комори.

Сумарната промена на работниот волумен за единица време е наречена среден пресметковен проток, или теоретски проток Q_T . За Q_T често се среќава и називот идеален или геометриски проток. Средниот теоретски проток се добива како производ на работниот волумен q и бројот на вртежи за единица време n :

$$Q_T = qn = Vz n \quad (3-2)$$

Q_T како и секој волуменски проток на работната течност се изразува во m^3/s , односно кај волуменските пумпи/хидромотори најчесто во dm^3/s или dm^3/min (односно l/min).

Во најголем број од стандардите од оваа област, работниот волумен изразен како:

$$q = \frac{Q_T}{n} \quad \text{во } l \text{ односно } dm^3,$$

се зема како основен параметар на хидрауличната волуменска машина.

Кога се зборува за работните процеси, не треба да се идентификува нивниот број со бројот на вртежи. Во оваа насока, се разликуваат:

- хидраулични машини со еднократно дејствие, при кои за еден вртеж се остварува еден работен процес (на пример, едно потискување и едно всисување кај пумпа) - во овој случај бројот на вртежи за единица време е ист со бројот на работните процеси;

- хидраулични машини со повеќекратно дејствие, кај кои за еден вртеж се остваруваат повеќе работни процеси (на пример, 2, 3, или повеќе потискувања кај пумпа).

Според тоа, под работен процес (циккус) се подразбира еднозначна промена на волуменот на една работна комора:

- од V_{\max} до V_{\min} , кај пумпа и
- од V_{\min} до V_{\max} , кај хидромотор.

Очигледно, дека кај пумпа со повеќекратно дејствие се остваруваат повеќе всисувања и повеќе потискувања, при еден вртеж на вратилото. Истото се однесува и за хидрауличен мотор - повеќе зафаќања (работни процеси) и повеќе истискувања на работната течност, за еден вртеж.

Според тоа, за хидраулични волуменски машини со повеќекратно дејствие, работниот волумен ќе изнесува:

$$q = Vz k_c \quad (3-1a)$$

каде,

k_c е број на работни процеси за еден вртеж на вратилото ($k_c = 2, 3, \dots$ - дво-кратно, тро-кратно, и т.н. дејствие).

3.3. СПЕЦИФИЧЕН ВОЛУМЕН И РЕГУЛАЦИОНЕН ПАРАМЕТАР

При пресметка на динамичките карактеристики на една волуменска машина, многу често, погодно е средниот теоретски проток Q_T да се изрази во зависност од промената на аголот на ротација:

$$Q_T = w \frac{d\varphi}{dt} \quad (3-3)$$

каде се:

$\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ - аголна брзина на ротацијата на вратилото во rad/s:

w - специфичен волумен во m^3/rad (dm^3/rad), и претставува средна вредност на работниот волумен, q , пресметана за еден радијан ротација на роторот на машината.

Од оваа дефиниција, очигледно е дека w може да се определи според изразот:

$$w = \frac{q}{2\pi} \quad (3-4)$$

Според тоа, очигледно дека теоретскиот проток може да се претстави како:

$$Q_T = w\omega \quad (3-5)$$

при што, $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = 2\pi n$ во rad/s.

Специфичниот волумен, w , се јавува како основен параметар при определување на критериумите за механичка сличност на хидрауличните волуменски машини со различни конструкции, и има предност над работниот волумен, q , при оценка на машината. При статички пресметки обично се користи q , а при динамички, w .

Во однос на можностите за регулација, хидрауличните волуменски машини се класифицираат во две основни групи (види дефиниции во поглавје 1.1):

- со променлив работен волумен, или регулациони волуменски машини, при кои:
 $q \neq const$, $w \neq const$, $\Rightarrow Q_T \neq const$;
- со константен работен волумен, или нерегулациони волуменски машини, при кои:
 $q = const$, $w = const$, $\Rightarrow Q_T = const$ (при $n = const$).

Според тоа, работниот/специфичниот волумен, како и теоретскиот проток, кај регулационите машини можат да се менуваат помеѓу минимална и максимална вредност; на пример, q_{\min} и q_{\max} за работниот волумен. При тоа, вредностите на овие големини (текушти вредности) можат да се определат преку бездимензионалниот коефициент на регулација $\bar{\varepsilon}$:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{w_{tek}}{w_{\max}} = \frac{q_{tek}}{q_{\max}} \quad (3-6)$$

каде се:

w_{tek} и q_{tek} - текушти (регулирани) вредности на специфичниот и работниот волумен, односно вредности во даден момент;

w_{\max} и q_{\max} - максимални вредности на специфичниот и работниот волумен.

Многу често бездимензионалниот коефициент на регулација $\bar{\varepsilon}$, се изразува преку соодветни регулирани големини ε , кои го карактеризираат специфичниот (односно работниот) волумен:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{tek}}{\varepsilon_{\max}} \quad (3-7)$$

Во изразот (3-7) ε_{tek} и ε_{\max} се текушта и максимална вредност на регулираната големин; на пример, ексцентрицитетот кај радијално-клипните и крилните, $\varepsilon = e$ mm (види глава 4 и 6), при што следи:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{e_{tek}}{e_{\max}},$$

или аголот на наклон да дискот кај аксијално-клипните машини, $\varepsilon = \tan \gamma$ или $\varepsilon = \sin \gamma$ (види глава 5), при што следи:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\tan \gamma_{tek}}{\tan \gamma_{\max}}, \text{ односно } \bar{\varepsilon} = \frac{\sin \gamma_{tek}}{\sin \gamma_{\max}}$$

Границите на бездимензионалниот коефициент на регулација се:

- $\bar{\varepsilon}(+1,-1)$ - кај регулационите машини,
- $\bar{\varepsilon} = 1$ - кај нерегулационите машини.

Според тоа, средниот пресметковен (теоретски) проток на една хидраулична волуменска машина може да се прикаже со општиот израз:

$$Q_T = \bar{\varepsilon} q n = \bar{\varepsilon} w \omega \quad (3-8)$$

каде се: $q = q_{\max}$, $w = w_{\max}$.

3.4. ВОЛУМЕНСКИ ЗАГУБИ И ВОЛУМЕНСКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ КАЈ ВОЛУМЕНСКИТЕ ПУМПИ

3.4.1. ВОЛУМЕНСКИ ЗАГУБИ

Теоретскиот пресметковен проток Q_T , или уште наречен геометриски проток, претставува промена на волуменот на работните комори за единица време, односно проток што би го дала пумпата кога не би постоеле волуменски загуби.

Вистинскиот (ефективниот) проток, Q_{ef} , што го потиснува (исто така и всисува) пумпата е помал од теоретскиот за волуменските загуби, кои се јавуваат при нејзината работа:

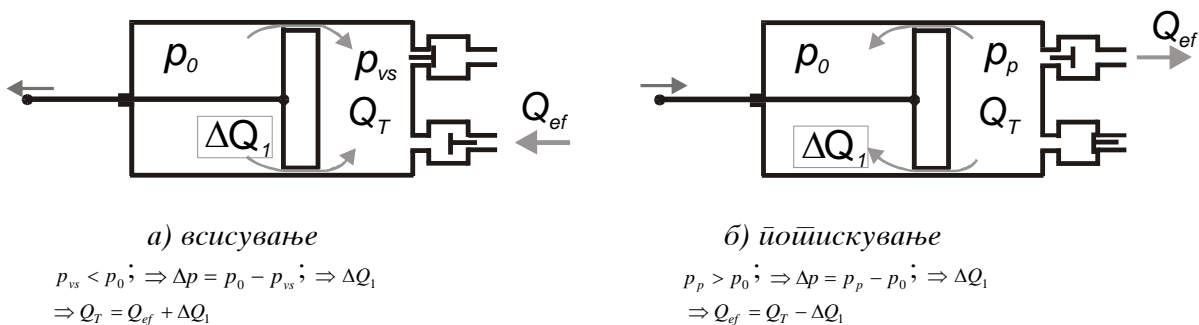
$$Q_{ef} = Q_T - \Delta Q_p \quad (3-9)$$

Под Q_{ef} се подразбира проток на течнота на една пумпа, при определена вредност на пораст на притисокот Δp , аголна брзина ω , и други услови кои влијаат на вкупните волуменски загуби на пумпата ΔQ_p .

Вкупните волуменски загуби на една волуменска пумпа можат да се дефинираат како:

$$\Delta Q_p = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 \quad (3-10)$$

ΔQ_1 претставуваат непосредни (директни) истекувања на течнота, под дејствие на разлика на притисок, од работен во неработен простор (види Сл. 3.2). Директните волуменски загуби уште се нарекуваат процепни загуби, бидејќи се јавуваат како истекувања на течнота низ процепите помеѓу движечките и недвижечките делови, од простор со поголем притисок во простор со помал притисок (види Сл. 3.2).



Сл. 3.2: Процепни (директни) волуменски загуби во цилиндерој на волуменска клијна пумпа

Директните волуменски загуби се неизбежни, а нивната големина зависи од димензиите на зазорите помеѓу движечките и недвижечките делови, како и квалитетот на изработка на истите.

Бидејќи внатрешните зазори во машината неизбежно имаат локални стеснувања и проширувања, а сидовите што ги формираат истите можат периодично да се менуваат (како резултат и хидрауличните отпори периодично се менуваат за еден вртеж), се јавуваат значајни проблеми при аналитичкото определување на ΔQ_1 . Од овие причини, се користат емпириски изрази на зависност на директните волуменски загуби од создадената разлика на притисок во пумпата. Експериментите покажале дека ΔQ_1 се менуваат практички правопропорционално со промената на притисната разлика Δp_p (види дијаграм Сл. 3.4б):

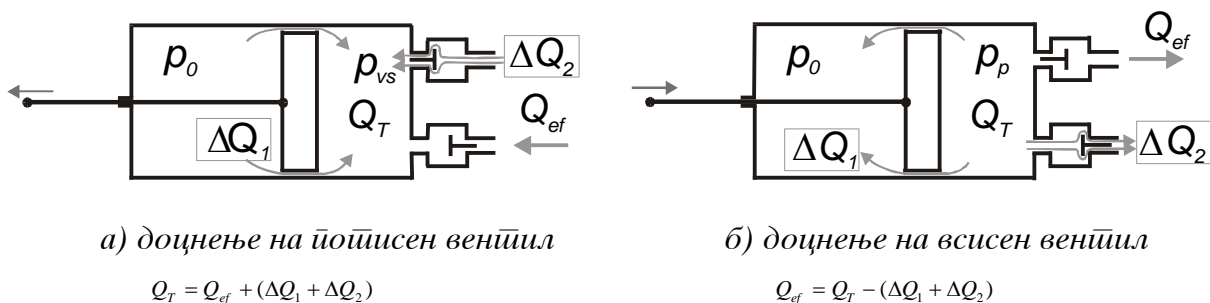
$$\Delta Q_1 = k_1 \Delta p_p \quad (3-11)$$

Коефициентот на пропорционалност k_1 се добива со мерења за секоја пумпа посебно.

ΔQ_2 се така наречени условени волуменски загуби. Тие најчесто може да се појават заради непотполното исполнување на работните комори со течност, при нивното поминување низ процесот на всисување (во литературата често се среќава поимот всисни волуменски загуби).

Причините за појава на ΔQ_2 можат да се класифицираат во три групи:

- некоректно дефиниран всисен режим:
големи хидраулични загуби во всисната линија, можни кавитациони процеси, удел на воздух во течноста, влијание на центрифугалната сила врз течноста (особено кај чисто ротационите машини - запчестите на пример) и т.н.;
- загуби на течност условени од збивање на работната течност во мртви (штетни) простори и деформирани детали;
- загуби на течност низ всисните и потисните вентили (при вентилски развод), заради нивната нехерметичност и доцнење при нивното затворање (види Сл. 3.3).



Сл. 3.3: Условени волуменски загуби заради доцнење на *поисен* (а) и *всисен* (б) вентил

Очигледно дека условените волуменски загуби се причинети од лошо изведена конструкција или неправилно определен всисен режим.

Како основни причини за недоволното исполнување на работните комори, при нивното поминување низ всисен режим, се јавуваат малиот притисок на влезот од пумпата (p_{vs}) и релативно големите отпори во всисните канали ($H_{wt.s}$). Кај ротационите машини (особено крилните и запчестите), покрај наведените отпори, треба да се земе во предвид и влијанието на центрифугалната сила - види глава 7.

Тоталните отпори во всисната линија $H_{wt.s}$, кои ги вклучуваат и инерцијалните загуби - види израз (2-37), во зависност од големината на апсолутниот притисок на влезот, можат да доведат до кавитационен режим на работа.

Значајно влијание на појавата на условените волуменски загуби ΔQ_2 , како и појавата на кавитација, има аголната брзина ω . Појавата на кавитацијата, како што е објаснето во поглавје 2.3, директно зависи од притисокот во всисната страна p_{vs} . Со зголемување на аголната брзина ω , се зголемува и брзината на течноста што се всисува, v_{vs} . При одредена вредност на ω , брзината v_{vs} може да порасне до толкава мера, да p_{vs} ја достигне вредноста на притисокот на наситена пареа p_k , што во крајна линија се манифестира со појава на кавитација. Исто така, со порастот на v_{vs} се зголемуваат и хидрауличките загуби во всисната линија $H_{w.s}$, како и тоталните отпори во всисната линија $H_{wt.s}$, така да при одредена вредност на аголната брзина (односно број на вртежи), во пумпата нема да биде всисано доволно количество на течност за исполнување на работните комори. На тој начин, значително ќе се намали и ифективниот проток на пумпата Q_{ef} - види дијаграм $Q_{ef} = Q_{ef}(n)$ на Сл. 3.4а.

Од претходно изложеното, очигледно е дека појавата на условените волуменски загуби ΔQ_2 е непожелна. Конструкцијата на пумпата и изборот на нејзиниот режим на работа треба да се дефинираат така да овие загуби се сведат на минимум, односно потполно се отстранат.

Промената на теоретскиот и ефективниот проток, како и промената на волуменските загуби можат да се согледаат од волуменските карактеристики за една волуменска пумпа, генерално прикажани на Сл. 3.4.

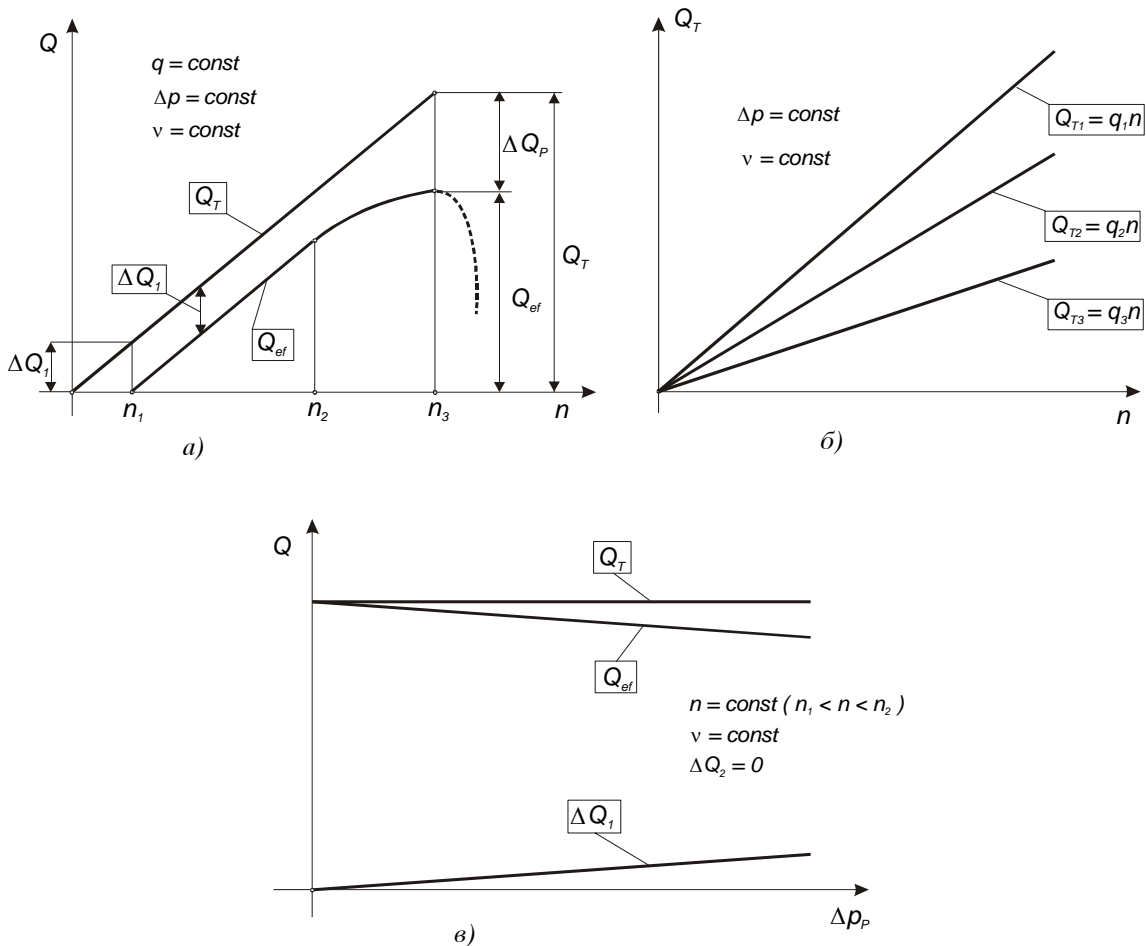
На Сл. 3.4а дадена е зависноста на протокот од бројот на вртежи на пумпата, при константни притисок и вискозност. Во овој случај третирана е нерегулациона пумпа, па бидејќи $q = const$, теоретскиот проток Q_T е во правопрпорционална зависност од n (види израз (3-2)). Доколку пумпата работеше како регулациона, работниот волумен q ќе се јавеше како параметар, односно за $Q_T = Q_T(q, n)$ ќе се добиеше лепенца на полуправи како на Сл. 3.4б.

Од дијаграмот на Сл. 3.4а се согледуваат следниве заклучоци:

- За $n = n_1 = n_{min}$, пресметковниот проток ќе биде еднаков на директните волуменски загуби, $Q_{Tmin} = qn_1 = \Delta Q_1$.
Доколку $n < n_1$, пумпата нема да го развие потребниот притисок.
- Со зголемување на n се зголемува и Q_T ($Q_T = qn$).

- Кога n се наоѓа во определени граници, $n_1 < n < n_2$, волуменските загуби ќе бидат еднакви само на процепните загуби, $\Delta Q = \Delta Q_1 = k_1 \Delta p_p = const$, и практички не зависат од бројот на вртежи.
Со тоа, во ова подрачје, ефективниот проток може да се земе дека има право-пропорционална зависност, како и теоретскиот проток: $Q_{ef} = Q_T - k_1 \Delta p = kn$.
- Доколку n се зголеми над одредена вредност, $n > n_2$, веќе се манифестираат условените волуменски загуби ΔQ_2 , односно: $\Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2$, а ефективниот Q_{ef} проток не покажува право-пропорционална зависност од n .
- За $n > n_3$, се манифестира кавитационен режим и Q_{ef} опаѓа нагло со порастот на n , прикажано со испрекинатата линија на Сл. 3.4а.

Од дијаграмот на Сл. 3.4а, очигледно е дека пумпата во никој случај не сме да работи со $n > n_3$. Сигурна аголна брзина е онаа која одговара на $n \leq n_2$.



Сл. 3.4: Карактеристики на процепните и волуменските загуби на волуменска пумпа

На *Сл. 3.4в* прикажана е зависноста на теоретскиот и ефективниот проток од создадената разлика на притисок во пумпата Δp_p . Често пати оваа зависност се дава од притисниот напор, $Q = Q(p)$, или само од потисниот притисок $Q = Q(p_p)$.

Во овој случај, n е избран во подрачјето $n_1 < n < n_2$, за кое $\Delta Q = \Delta Q_1$.

Од дијаграмот на *Сл. 3.4в* се согледува:

- $Q_T = qn = const$.
- $\Delta Q = \Delta Q_1 = k_1 \Delta p_p$ - право-пропорционално зголемување со порастот на Δp_p .
- $Q_{ef} = Q_T - k_1 \Delta p_p$ - право-пропорционално смалување со порастот на Δp_p .

3.4.2. ВОЛУМЕНСКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ И КАВИТАЦИОНА КАРАКТЕРИСТИКА НА ВОЛУМЕНСКА ПУМПА

Волуменскиот коефициент на корисно дејствие на пумпата, $\eta_{v.p.}$, ги карактеризира волуменските загуби и покажува во релативен износ за колку се разликува ефективниот (Q_{ef}) од теоретскиот проток на пумпата (Q_T). Соодветно, тој се изразува како однос на наведените протоци, односно однос на ефективната и теоретската моќност:

$$\eta_{v.p.} = \frac{Q_{ef}}{Q_T} = \frac{P_{ef}}{P_T} \quad (3-12)$$

При што, ефективната и теоретската моќност предадени на флуидот се изразени како (види израз (2-43)):

$$P_{ef} = p Q_{ef} \approx \Delta p_p Q_{ef} \quad P_T = p Q_T \approx \Delta p_p Q_T \quad (3-13)$$

каде, p го претставува притисниот напор на пумпата (види израз (2-42)), а Δp_p создадената разлика помеѓу излезниот и влезниот притисок.

Според изразот (3-12), доколку се познати средниот пресметковен проток Q_T (добиеен од промената на волуменот на работните комори) и волуменскиот коефициент на корисно дејствие $\eta_{v.p.}$, може да се пресмета средниот ефективен проток на нерегулациона пумпа со изразот:

$$Q_{ef} = Q_T \eta_v = qn \eta_v = w \omega \eta_v \quad (3-14)$$

Односно, за регулациона пумпа:

$$Q_{ef} = \bar{\varepsilon} w \omega \eta_v \quad (3-15)$$

каде се: $w = w_{\max}$ - максимална вредност на специфичниот волумен; $\bar{\varepsilon}$ - регулационен параметар (види израз (3-6)).

Согласно изразите (3-9) и (3-10), волуменскиот коефициент на корисно дејствие изнесува:

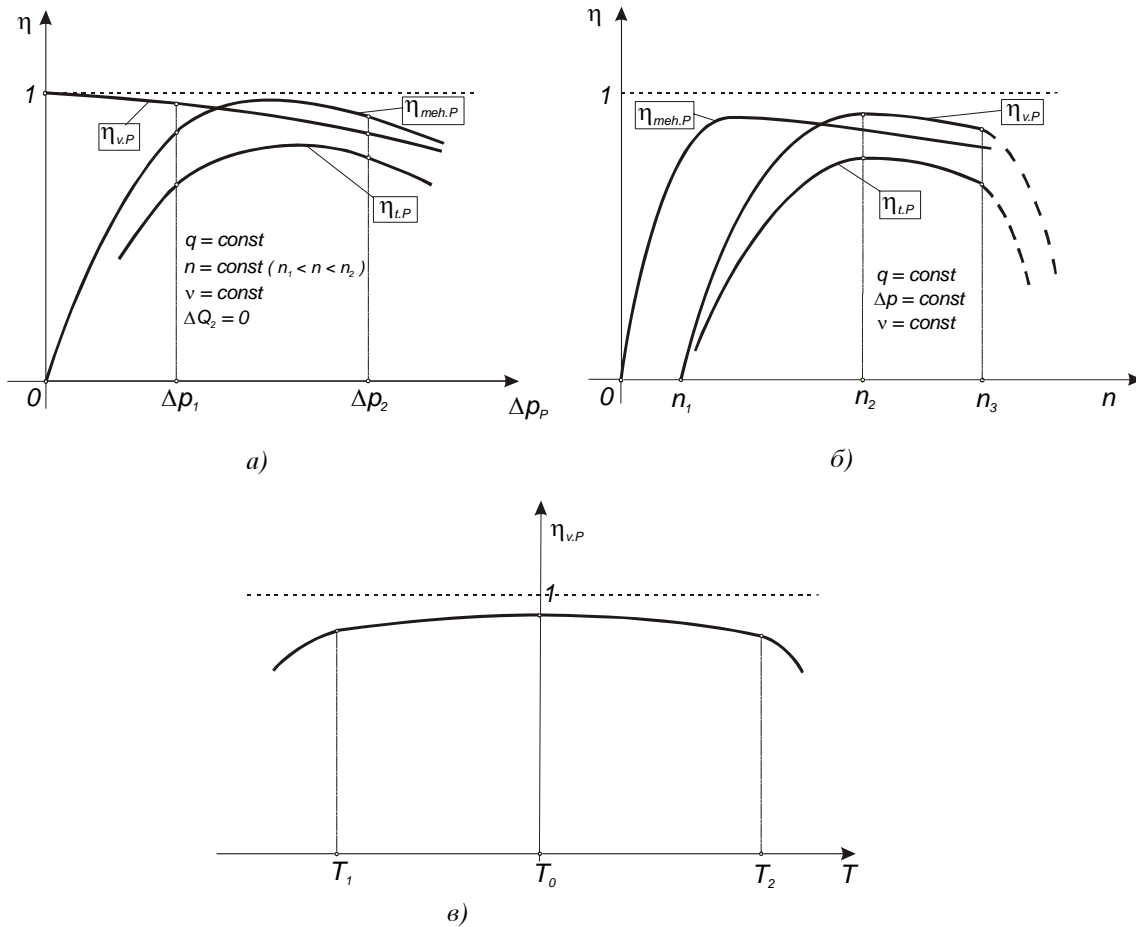
$$\eta_{v.P} = 1 - \frac{\Delta Q_P}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_1 + \Delta Q_2}{Q_T} \quad (3-16)$$

Доколку пумпата работи без условени волуменски загуби, следи:

$$\eta_{v.P} = 1 - \frac{\Delta Q_1}{Q_T} = 1 - \frac{k_1 \Delta p_P}{qn} \quad (3-16a)$$

Од изразот (3-16), очигледно е дека, со смалување на Q_T се смалува и $\eta_{v.P}$, а за вредност $Q_T = \Delta Q_P = \Delta Q_1$ (види Сл. 3.4a) следи $\eta_{v.P} = 0$.

На Сл. 3.5 прикажани се зависимости на $\eta_{v.P}$ од основните влијателни параметри, за нерегулациона волуменска пумпа ($q = const$).



Сл. 3.5: Зависности на коефициентите на корисно дејствие за волуменска пумпа

Покрај зависноста на $\eta_{v.p.}$, на *Сл. 3.5a)* и *Сл. 3.5б)* дадени се и дијаграмите на проментата на механичкиот ($\eta_{meh.p.}$) и вкупниот ($\eta_{t.p.}$) коефициент на корисно дејствие, за кои ќе стане збор во понатамошното излагање.

На *Сл. 3.5a)* прикажана е промената на волуменскиот коефициент на корисно дејствие $\eta_{v.p.}$ во зависност од порастот на притисокот на пумпата Δp_p , за случај кога не постојат условени волуменски загуби ($\Delta Q_2 = 0$). Согласно дискусијата кон *Сл. 3.4в)*, како и изразот (3-16a), очигледно дека $\eta_{v.p.}$ покажува скоро правопрпорционална зависност (испрекинатата линија ја претставува вредноста на $\eta_{v.p.}$ за идеален случај).

Ако се анализира зависноста на $\eta_{v.p.}$ од бројот на вртежи на пумпата, *Сл. 3.5б)*, се согледуваат следниве констатации:

- Со порастот на n , во граници $n_1 < n < n_2$, се манифестира и зголемување на $\eta_{v.p.}$. Ова однесување е очигледно, ако се земе во предвид дека при отсуство на условените загуби ($\Delta Q_2 = 0$), Q_{ef} е правопрпорционален со порастот на n (види *Сл. 3.4a)*), а директните волуменски загуби ΔQ_1 практички зависат само од порастот на притисокот (види израз (3-16a)).

Од тука, очигледно е дека минималниот број на вртжи на пумпата ($n_{min} = n_1$) се определува во зависност од нејзината херметичност, а максималниот дозволен ($n_{max.dozv.} \approx n_2$) од способноста на исполнување на работните комори со течност. Со смалување на n , Q_T се смалува ($Q_T = qn$); за тоа време, бидејќи директните волуменски загуби ΔQ_1 се задржуваат практички константни (*Сл. 3.4a)*), Q_{ef} и $\eta_{v.p.}$ се смалуваат исто така, за да при $n = n_{min} = n_1$ се постигнат вредности: $Q_T = \Delta Q$, $Q_{ef} = 0$ и $\eta_{v.p.} = 0$. Додека, при $n \approx n_2$ следи $\eta_v = \eta_{max}$.

- При понатамошно зголемување на n во границите $n_2 < n < n_3$, се јавува смалување на $\eta_{v.p.}$, поради појавата на условените волуменски загуби ($\Delta Q_2 \neq 0$). Со порастот на n во ова подрачје, ΔQ_2 значително се зголемуваат, како резултат на што $Q_{ef} = Q_{ef}(n)$ не покажува правопрпорционална зависност - види дијаграм на *Сл. 3.4a)*, што во крајна линија доведува до смалување на $\eta_{v.p.}$ (израз (3-16)).
- Доколку бројот на вртежи се зголемува над одредена вредност, $n > n_3$, влијанието на ΔQ_2 е до таа мера што се манифестира нагло опаѓање на $\eta_{v.p.}$, што од друга страна е знак за појава на кавитационен режим на работа.

Механизмот на појавата на кавитација, како и условите за безкавитационен режим на работа на пумпата објаснети се во поглавјето 2.3.

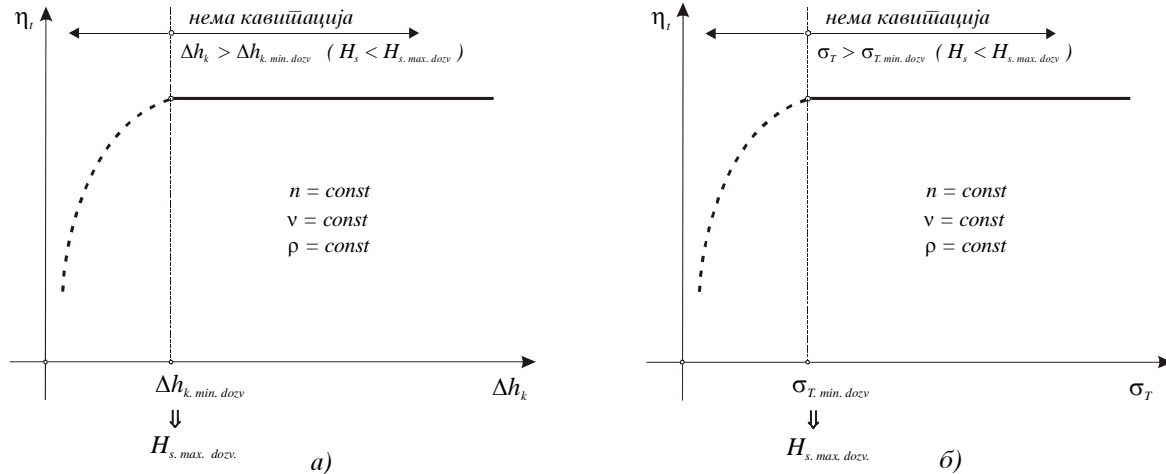
Во врска со оваа појава се дефинира и кавиатционата карактеристика на една пумпа, која во основа се претставува како графичка зависност на основните струјни големини на пумпата (Q_{ef} , p , $\eta_{v.p.}$, $\eta_{t.p.}$) од вкупниот кавитационен вишок Δh_k , при константни вредности на аголната брзина, вискозноста и густината на работната течност.

Во литературата од оваа област, многу често како кавитациона карактеристика се дава зависноста $\eta_t = \eta_t(\Delta h_k)$, добиена со мерења. Типичен дијаграм е прикажан на *Сл. 3.6a)*.

При тоа, важат изразите (2-16) и (2-17) дадени во поглавјето 2.3:

$$\Delta h_k = \frac{\Delta p_{kv}}{\gamma} + \frac{v_v^2}{2g} = \frac{p_v + \frac{\rho v_v^2}{2} - p_k}{\rho g} \quad (3-17)$$

$$H_s = \frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_k}{\gamma} - \Delta h_k - H_{ws}$$



Сл. 3.6: Кавитациони карактеристики на пумпа

Во литературата, често пати како кавитациона карактеристика на пумпа (волуменска и турбо-пумпа) се дава дијаграм на зависност на η_i од бездимензионален коефициент на кавитација σ_T - познат како коефициент на Thoma. Овој коефициент се дефинира со изразот:

$$\sigma_T = \frac{\Delta h_k}{H} = \frac{\frac{P_0}{\gamma} - H_s - \frac{P_k}{\gamma} - H_{w.s.}}{H} \quad (3-18)$$

каде е: H - напор на пумпата во м с. т. (види поглавје 2.6.).

Зависноста $\eta_i = \eta_i(\sigma_T)$ е дадена на Сл. 3.6б).

Од дијаграмот на Сл. 3.6 очигледно е дека пумпата ќе работи во безкавитационен режим кога се исполнети условите:

$$\Delta h_k \geq \Delta h_{k,min,docz}, \text{ односно } \sigma_T \geq \sigma_{T,min,docz}$$

при што е задоволен условот (2-18) од поглавје 2.3:

$$H_s \leq H_{s,max,docz}$$

каде е (види израз (2-18)):

$$H_{s,\max,\text{dozv}} = \frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_k}{\gamma} - \Delta h_{k,\min,\text{dozv}} - H_{ws}$$

Во ова подрачје, очигледно е дека се задржува $\eta_t = \text{const}$.

Во подрачјето на работа со кавитација, $\Delta h_k < \Delta h_{k,\min,\text{dozv}}$, односно $H_s > H_{s,\max,\text{dozv}}$, се манифестира нагло опаѓање на коефициентот на корисно дејствие (види *Сл. 3.6*).

Од претходно изложеното, како и заклучоците во поглавје 2.3., произлегува дека опасноста од појава на кавитационен режим на работа може да се избегне преку:

- Рационален избор на работниот режим: $H_s \leq H_{s,\max,\text{dozv}}$;
- Правилна конструктивна изведба;
- Примена на помошни пумпи, или други уреди, за напојување со кои би се зголемил притисокот во всисната страна ($p_{vs} > p_k$) - во случај на појава на кавитација во текот на експлоатација на пумпата.

Како ефикасен уред за зголемување на всисниот притисок, и обезбедување надежен всисен режим, се покажал ејекторот (види шематски приказ на *Сл. 3.7a*). Ејекторот претставува посебен вид на струјна пумпа, со помош на кој се обавува транспорт на флуид со искористување на промената на брзинскиот напор на струјниот ток.

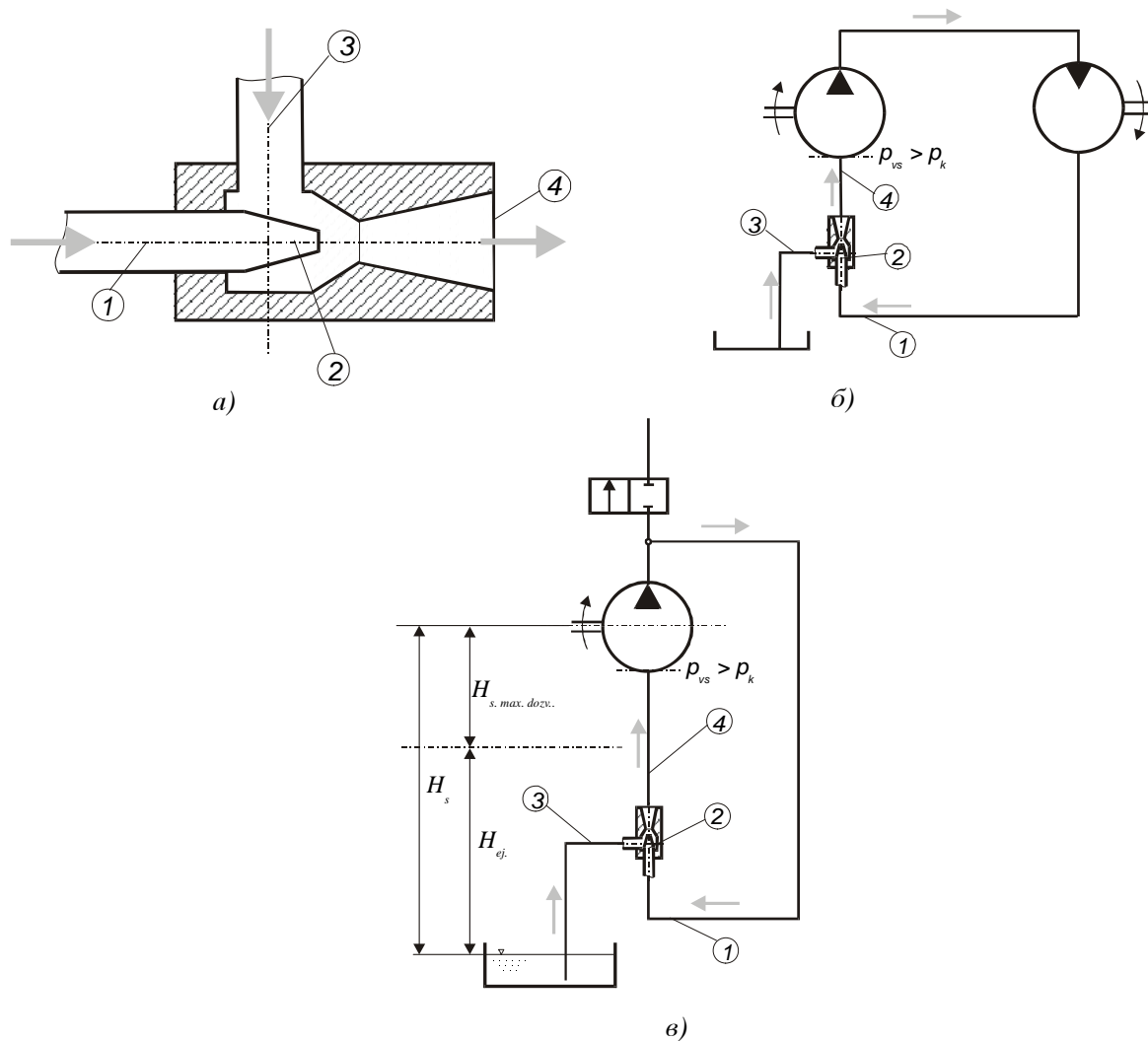
Според *Сл. 3.7a*) и *Сл. 3.7б*), поради конвергентноста на млазникот **2**, се зголемува брзинскиот напор, што предизвикува смалување на притисокот во тој пресек и всисување на работна течност од резервоарот преку каналот/цевоводот **3**. Всисаната течност струи према дивергентниот дел, во кој се зголемува нејзиниот притисок до вредност $p_{vs} > p_k$ (заради смалувањето на брзинскиот напор), за да потоа настапи во всисната страна на пумпата преку цевоводот **4** (види *Сл. 3.7б*)).

На *Сл. 3.7в*) прикажана е и шема на вградување на ејектор во всисен цевовод на пумпа за транспорт на флуид, за случај кога нивото на всисниот резервоар се наоѓа на висина $H_s > H_{s,\max,\text{dozv}}$ во однос на пумпата. Во овој случај, ејекторот, којшто игра улога на помошна напојна пумпа, овозможува всисување на течноста од резервоарот и нејзино подигање на висина H_{ej} , од каде се всисува течноста во пумпата од безбедната всисна висина $H_{s,\max,\text{dozv}}$. При тоа, вкупната всисна висина изнесува:

$$H_s = H_{ej} + H_{s,\max,\text{dozv}}$$

Вградувањето на ејекторот како на *Сл. 3.7в*) очигледно наоѓа примена за всисување на вода од длабоки бунари, за случај кога не е можно инсталирање (потопување) на пумпата на сигурна всисна висина, $H_s < H_{s,\max,\text{dozv}}$. Во вакви случаи, ејекторот се изведува во посебна всисна корпа (заедно со неповратниот вентил и филтерот) и најчесто се потопува во водата во бунарот.

Всисната висина игра една од најбитните улоги при определувањето на режимот на работа на пумпата. Од досега изложеното, за да се отстрани опасноста од кавитација, потребно е да биде исполнет условот $H_s < H_{s,\max,\text{dozv}}$, што честопати води кон состојба на инсталирање (потопување) на пумпата во самиот резервоар.



Сл. 3.7: Шема на ејектор и негово инсталлирање

Волуменските загуби и волуменскиот коефициент на корисно дејствие зависат и од вискозноста на работната течност. Со експеримент може да се покаже дека директите волуменски загуби во основа се смалуваат со зголемување на вискозноста (односно смалување на температурата), што резултира во покачување на волуменскиот коефициент на корисно дејствие. Меѓутоа, ова зголемување на вискозноста делува позитивно на η_v само до оној момент, додека позитивниот ефект од смалувањето на ΔQ_1 не е послаб од лошото полнење на работните комори (појава на ΔQ_2). На тој начин, η_v ќе биде најголем при таква вискозност, при која вкупните волуменски загуби ќе имаат минимална вредност, $\Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 = \min$.

Бидејќи вискозноста е обратно пропорционална од температурата, види израз (1-25), претходно кажното најдобро е да се илустрира како зависност на $\eta_{v.p.}$ од температурата на работната течност T , прикажна на Сл. 3.5в).

Според Сл. 3.5в), доколку T се смалува во однос на определена температура T_2 , $\eta_{v.p.}$ во основа ќе се зголемува. Меѓутоа, доколку T се снижува и понатаму, за $T < T_1$ (температура на лошо полнење) вискозноста на течноста се зголемува до таа мера, што предизвикува зголемување на вискозните отпори во всисната линија, што од друга

страна доведува до состојба на лошо полење на работните комори, односно смалување на $\eta_{v.p.}$. Од друга страна, доколку температурата се зголемува над определена вредност, $T > T_2$, вискозноста се смалила до таа мера, што се манифестира зголемување на ΔQ_1 , односно смалување на $\eta_{v.p.}$.

Согласно претходната дискусија во однос на *Сл. 3.5в*), работната температура на течноста (T_0) најдобро е да биде во подрачјето $T_1 < T < T_2$. Во хидрауличните преноси со минерални масла како работна течност, максималната вредност на работната температура обично не преминува 50°C .

Волуменскиот коефициент на корисно дејствие, при непроменети димензии на зазорите, ќе биде по правило поголем, доколку е помал односот на "општата димензија на зазорите" према единица пресметковен проток. Како резултат на ова, во основа пумпа со поголем Q_T , а непроменети зазори, ќе има и поголем $\eta_{v.p.}$. Од оваа причина, пумпите се избираат со максимално можен број на вртежи, при кој сеуште е обезбеден безкавитационен режим на работа.

Ако се работи за регулациона пумпа ($q \neq const$), доколку периметарот на зазорите не се менува при регулацијата, константни ќе останат и процепните загуби ($\Delta Q_1 = const$) за различни работни волумени ($q = Q_T / n$). Како резултат, $\eta_{v.p.}$ кај ваквите пумпи се смалува со смалувањето на работниот волумен - види израз (3-16).

Современите ротациони клипни пумпи, особено аксијално-клипните, имаат највисоки вредност на волумески коефициент на корисно дејствие, $\eta_{v.p.} = 0,96 \div 0,99$. Кај другите волуменски пумпи $\eta_{v.p.}$ има пониски вредности.

3.5. ВОЛУМЕНСКИ ЗАГУБИ И КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ ВО ХИДРАУЛИЧНИТЕ МОТОРИ

Доведената расположива хидраулична енергија (види поглавје 3.1 и *Сл. 3.1б*)) на хидромоторот се претвора во излезна ефктивна механичка енергија на неговото вратило, а еден дел се троши за совладување на отпорите од силите на триење во машината и волуменските загуби.

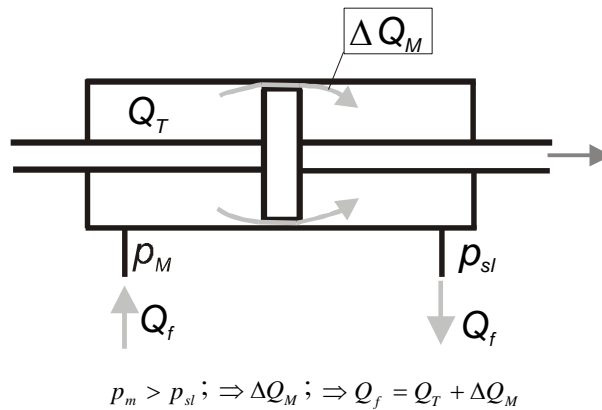
Вкупните волуменски загуби во хидромоторот, ΔQ_M , се разликуваат од соодветните загуби во пумпата, само во тоа што во моторот практички одсуствуваат условените волуменски загуби ($\Delta Q_2 = 0$) - бидејќи, притисокот на струјниот излез на хидромоторот е секогаш поголем од притисокот во резервоарот ($p_{sl} > p_0$, види *Сл. 3.1б*) и *Сл. 1.4*).

Според тоа, волуменските загуби во хидрауличниот двигател (мотор) се сведуваат само на дирекните загуби од истекување низ зазорите меѓу движечките и недвижечките делови:

$$\Delta Q_M = \Delta Q_1 \quad (3-19)$$

Волуменските загуби во хидромоторот се причина фактичниот проток (протокот што се доведува и одведува, види Сл. 3.8) да биде поголем од средниот теоретски проток:

$$Q_f = Q_T + \Delta Q_M \quad (3-20)$$



Сл. 3.8: Волуменски загуби во хидрауличен цилиндер

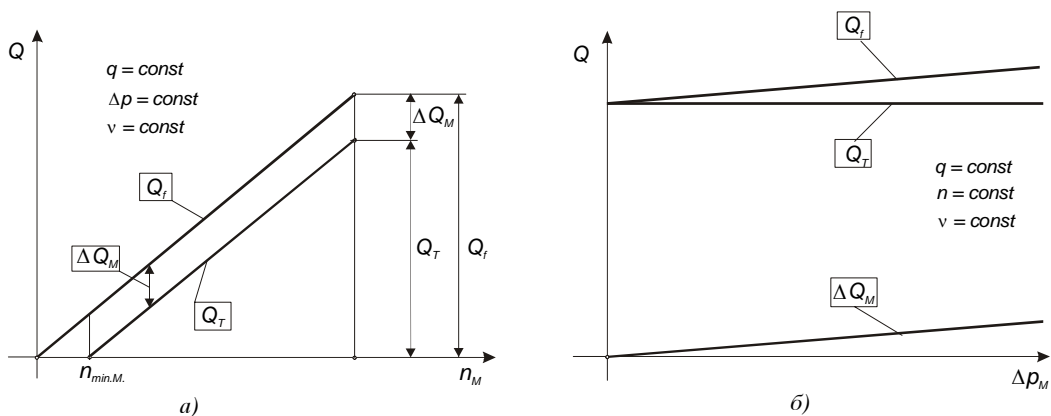
Волуменските загуби во хидромоторот, како директни процепни загуби, ги следат истите закони како за пумпа (види израз (3-11), па според тоа:

$$\Delta Q_M = \Delta Q_1 = k_1 \Delta p_M$$

Соодветно фактичниот проток на хидромоторот ќе биде:

$$Q_f = q_M n_M + k_1 \Delta p_M \quad (3-20a)$$

Според тоа, зависностите на протокот од промената на бројот на вртежи и падот на притисок на хидромоторот можат да се прикажат на соодветни дијаграми како на Сл. 3.9.



Сл. 3.9: Карактеристики на промената на бројот на вртежи и волуменските загуби на хидромотор

Волуменските загуби во хидромоторот, во основа, го смалуваат бројот на вртежи на неговото вратило во споредба со теоретскиот, $n_M < n_{T.M.}$ ($n_{T.M.}$ би бил број на вртежи на хидромоторот за $\Delta Q_M = 0$).

Волуменскиот коефициент на корисно дејствие на хидромоторот претставува однос на средниот теоретски проток Q_T и фактичкиот проток доведен во хидромоторот Q_f :

$$\eta_{v.M.} = \frac{Q_T}{Q_f} = \frac{Q_f - \Delta Q_M}{Q_f} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_T + \Delta Q_M} \quad (3-21)$$

Знаејќи дека средниот теоретски проток може да се изрази како $Q_T = w\omega$, фактичкиот проток на хидромоторот ќе биде:

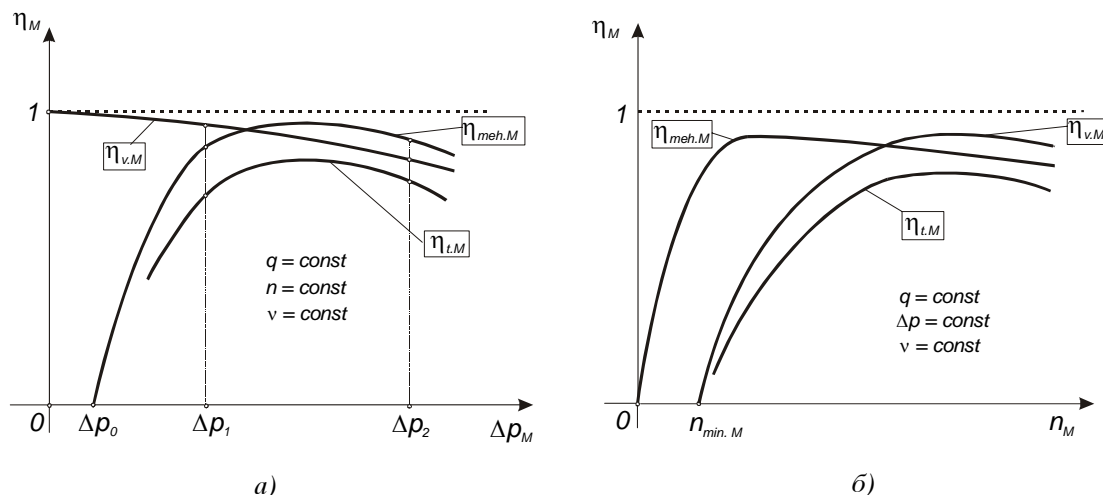
$$Q_f = \frac{Q_T}{\eta_{v.M.}} = \frac{q_M n_M}{\eta_{v.M.}} = \frac{w_M \omega_M}{\eta_{v.M.}} \quad (3-22)$$

Волуменскиот коефициент на корисно дејствие покажува слична промена како и промената на оваа големина за пумпа, со тоа што во овој случај отсуствува влијанието на условените волуменски загуби. На *Сл. 3.10a)* и *б)* дадени се зависностите на волуменскиот коефициент на корисно дејствие од промените на притисокот и бројот на вртежи. На оваа слика прикажани се и промените на механичкиот и тоталниот коефициент на корисно дејствие за хидромотор.

Според *Сл. 3.9a)* и *3.10б)*, ако протокот на влезот на хидромоторот изнесува $Q_f = \Delta Q_M$, при определено оптоварување на излезното вратило, истиот нема да работи, бидејќи вкупната доведена енергија ќе се троши само за совладување на волуменските загуби. Од тука, минималниот фактички проток на хидромоторот изнесува:

$$Q_{f.min.} = \Delta Q_M = q_M n_{min.M.}$$

Каде, $n_{min.M.}$ претставува минимален број на вртежи условен од волуменските загуби. Доколку една иста машина може да работи и како мотор и како пумпа, очигледно дека таа ќе има ист минимален број на вртежи во двата режима, $n_{min.M.} = n_1$ (види *Сл. 3.4a)*).



Сл. 3.10: Коефициенти на корисно дејствие кај хидромотор

3.6. ТЕОРЕТСКА МОЌНОСТ И МОМЕНТ НА ВОЛУМЕНСКА МАШИНА

Под теоретска (индикаторска) моќност на една хидраулична волуменска машина (пумпа или мотор) се подразбира онаа моќност која е еквивалентна на теоретскиот проток, при опретелен пораст или пад на притисокот (притисен напор). Како за секоја хидраулична машина - види изрази (1-14) и (2-46), теоретската моќност се определува како:

$$P_T = Q_T p = qnp \quad (3-23)$$

Каде со p е означен притисниот напор на машината, односно разлика на енергиите (изразени во притисни единици) помеѓу струјниот излез и слтујниот влез - доколку се работи за пумпа (види израз (2-42)), односно помеѓу струјниот влез и струјниот излез за хидромотор.

Доколку излезниот и влезниот приклучок се наоѓаат на иста висина ($z_{iz} = z_{vl}$) и имаат исти дијаметри ($D_{iz} = D_{vl}$), што е најчест случај кај хидрауличните волуменски машини, тогаш притисниот напор ќе биде еднаков на разликата/падот на притисок (види поглавје 2.6):

$$p = |p_{iz} - p_{vl}| = \Delta p$$

При тоа, за пумпа $\Delta p = p_p - p_{vs}$, за хидромотор $\Delta p = p_M - p_{sl}$.

Теоретската моќност во тој случај изнесува:

$$P_T = Q_T \Delta p \quad (3-24)$$

Според SI системот, за мерни единици во m^3/s за проток, и N/m^2 за притисок, моќноста се изразува во W (односно, Nm/s).

Во постарата литература сеуште се среќаваат мерни единици според стариот "технички систем", според кој моќноста се означува со N со единици во KS. На пример, доколку според "технички систем" Q_T е во l/min , а Δp во kp/cm^2 , моќноста може да се изрази како:

$$N_T = \frac{Q_T \Delta p}{450} \text{ во KS, односно } N_T = \frac{Q_T \Delta p}{612} \text{ во kW}$$

Знаејќи ја теоретската моќност P_T , теоретскиот вртежен (торзионен) момент потребен за погон на пумпата, или остварен од хидрауличниот мотор, ќе биде:

$$M_T = \frac{P_T}{\omega} \quad (3-25)$$

Или знаејќи дека аголната брзина е $\omega = 2\pi n \text{ s}^{-1}$:

$$M_T = \frac{Q_T \Delta p}{2\pi n} = \frac{q \Delta p}{2\pi} \quad (3-25a)$$

Според SI системот, за моќност изразена во W и аголна брзина во s^{-1} , основната мерна единица за M_T ќе биде Ws, односно Nm.

Според споменатиот "технички систем", ако е моќноста N_T во KS, а n во vr/min , теоретскиот момент се определува според изразот:

$$M_T = 716,2 \frac{N_T}{n} \text{ во крм}$$

Доколку се занемари триењето, теоретскиот торзионен момент може да се претстави како пропорционална зависност од притисниот напор Δp :

$$M_T = k_m \Delta p \quad (3-26)$$

Коефициентот на моментот k_m , којшто претставува специфичен момент за единица притисок, може да се определи од изразот (3-25). Знаејќи дека $P_T = w \omega \Delta p$, произлегува дека:

$$M_T = w \Delta p \quad (3-26a)$$

Односно, според дефиницијата за k_m , за $\Delta p = 1$, следи дека:

$$k_m = w \quad (3-27)$$

каде, како што е познато, $w = q/2\pi$ е специфичен волумен на машината.

Доколку хидрауличната машина е нерегулациона, $w = \text{const}$, изразот (3-26) ќе претставува правопрпорционална зависност.

Ако се работи за машина од регулационен тип, $w \neq \text{const}$, k_m ќе се менува со иста законитост како и w .

Кај пумпа, торзиониот момент го создава соодветниот притисок на течноста и е насочен спротивно од насоката на ротација на пумпата; односно, торзиониот момент се јавува како реактивен. На пумпата треба да ѝ се доведе соодветен торзионен (вртежен) момент, за да може да се оствари потребната енергија на работната течност.

Доколку се работи за хидрауличен мотор, насоката на вртежниот момент (создаден од енергијата на доведената течност) ќе се совпаѓа со насоката на ротација на вратилото; односно се јавува како активен момент, што врши корисна работа на вратилото на моторот.

3.7. МЕХАНИЧКИ ЗАГУБИ И МЕХАНИЧКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ

3.7.1 МЕХАНИЧКИ ЗАГУБИ

Процесот на преобразба на енергија во една хидраулична машина (механичка во хидраулична во пумпа, или хидраулична во механичка во мотор) е пропратен со загуби на енергија поради:

- триење на механичките делови, како и
- совладување на вискозните и инерцијалните отпори на течноста во каналите на машината.

Овие, во основа механички загуби на моќноста се карактеризираат со соодветен механички коефициент на корисно дејствие, η_{meh} .

Механичкиот коефициент на корисно дејствие, може да се дефинира како однос помеѓу теоретската (индикаторска) и доведената од надвор моќност, кај пумпа; т.е. однос помеѓу развиената моќност и теоретската, кај хидрауличен мотор.

Според Сл. 3.1, доведената (приведена) моќност на вратилото од пумпата означена е со P_{pr} , а ефективната моќност што се развива на вратилото од хидромоторот со $P_{ef.M}$. Соодветно се означени и вртежните (торзионите) моменти на вратилото на пумпата/хидро-моторот, M_{pr} и $M_{ef.M}$.

Според тоа, механичките загуби кај хидрауличната волуменска машина можат да се дефинираат како разлика помеѓу теоретската моќност и моќноста на вратилото на машината, во апсолутен износ (односно разлика во апсолутен износ на соодветните торзиони моменти):

$$\Delta P_{meh} = |P_T - P_{vratilo}| = |M_T - M_{vratilo}| \omega \quad (3-28)$$

Соодветно, механичките загуби за пумпа се определуваат како:

$$\Delta P_{meh.P} = P_{pr} - P_T \quad (3-28a)$$

односно,

$$\Delta M_{meh.P} = M_{pr} - M_T = \frac{\Delta P_{meh.P}}{\omega_P}$$

а механичките загуби за хидро-мотор (хидрауличен двигател):

$$\Delta P_{meh.M} = P_T - P_{ef.M} \quad (3-28b)$$

односно,

$$\Delta M_{meh.M} = M_T - M_{ef.M} = \frac{\Delta P_{meh.M}}{\omega_M}$$

Од овде произлегува дека, механичките загуби ја зголемуваат моќноста (односно моментот) на вратилото од пумпата, а ги смалуваат истите на вратилото од хидрауличниот мотор.

Соодветно, вртежниот момент на вратилото од пумпата ќе биде:

$$M_{pr} = M_{T.P} + \Delta M_{meh.P} \quad (3-29)$$

а моментот на вратилото од хидро-моторот:

$$M_{ef.M} = M_{T.M} - \Delta M_{meh.M} \quad (3-30)$$

Согласно изразот (3-26a), теоретските моменти на пумпата и хидромоторот се:

$$M_{T.P} = w_P \Delta p_P \quad \text{и} \quad M_{T.M} = w_M \Delta p_M \quad (3-31)$$

Доколку се работеше за регулациона пумпа/мотор, средниот теоретски момент се определува со изразот:

$$M_T = \bar{\varepsilon} w \Delta p \quad (3-32)$$

каде $\bar{\varepsilon}$ е регулациониот параметар на пумпата/хидромоторот, види израз (3-6).

На Сл. 3.11 прикажана е зависноста на торзиониот момент од промената на притисната разлика во нерегулациона хидраулична волуменска машина - пумпа и хидро-мотор.

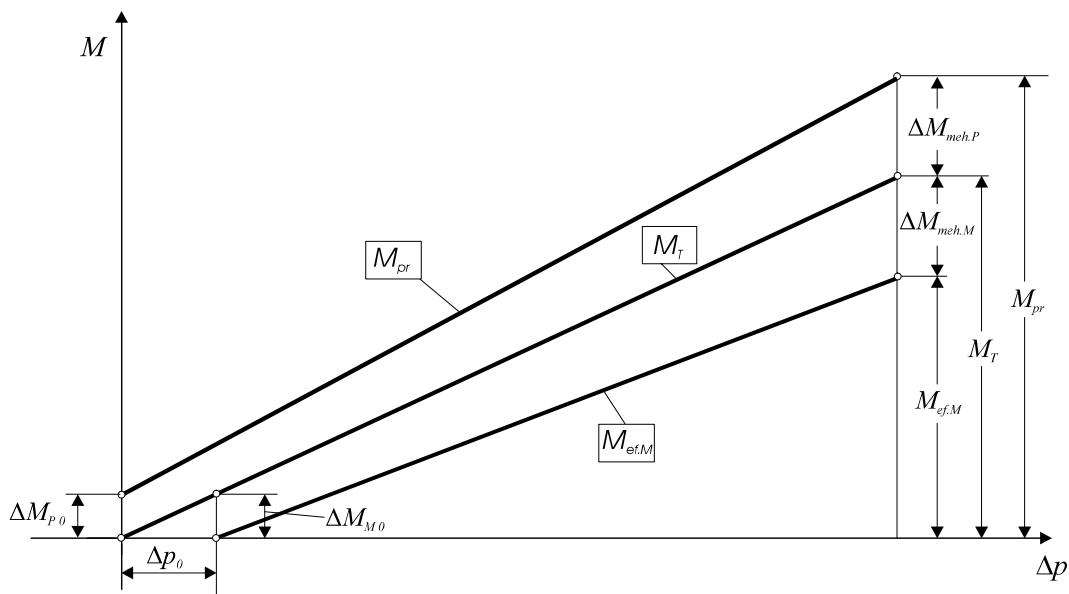
Доколку карактеристиките на пумпата и хидромоторот се такви, да остваруваат еднакви теоретски моменти:

$$M_{T.P} = M_{T.M} = M_T$$

според Сл. 3.11 очигледно е дека:

$$M_{pr} > M_T > M_{ef.M}$$

На Сл. 3.11 како и во текстот со $\Delta M_{meh.P}$ и $\Delta M_{meh.M}$ означени се загубите на моментот во пумпата и хидромоторот, причинети од триењето на механичките делови и вискозните и инерцијалните отпори на течноста.



Сл. 3.11: Промена на вртешниот момент и механичките загуби во зависност од притисниот напор кај волуменска пумпа и хидромотор

Од Сл. 3.11 се согледуваат следниве констатации:

- Во случај кога на пумпата се приведува момент $M_{pr} = \Delta M_{p0}$, на течноста нема да се оддава енергија ($\Delta p = 0$), бидејќи целата доведена енергија ќе се троши само за совладување на механичките загуби.
- Со зголемување на Δp се зголемува M_T (види израз (3-31)), но исто така се зголемуваат и механичките загуби $\Delta M_{meh.P}$ и $\Delta M_{meh.M}$, т.е. на вратилото од пумпата треба да се доведе поголем момент M_{pr} , а на вратилото од хидромоторот ќе се развива помал ефективен момент $M_{ef.M}$. При тоа, со зголемувањето на Δp ,

интензитетот на пораст на механичките загуби е поголем од интензитетот на пораст на M_T , поради зголемувањето на вискозните отпори на течноста во каналите на машината за поголеми вредности на Δp .

- Притисниот напор Δp_0 одговара на отпор на триење за случај на неоптеретен мотор. Односно, ако енергијата што флуидот ја предава на хидромоторот е еквивалентна на Δp_0 , тогаш истата ќе се потроши само за совладување на механичките загуби. Во тој случај теоретскиот момент е $M_T = \Delta M_{M0} = \Delta M_{meh.M}$, а ефективниот момент на хидромоторот $M_{ef.M} = 0$.
- Моментот на триење (механичките загуби) во основа нема директно влијание врз кинематските карактеристики на хидрауличната волуменска машина, а индиректното влијание се манифестира преку директните волуменски загуби ΔQ_1 , кои зависат од притисниот напор Δp (види израз (3-11)).

3.7.2 МЕХАНИЧКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ НА ВОЛУМЕНСКА ПУМПА

Според дефиницијата дадена во претходното поглавје 3.7.1, механичкиот коефициент на корисно дејствие на една волуменска пумпа претставува однос помеѓу теоретската моќност на пумпата и приведената моќност на нејзиното вратило:

$$\eta_{meh.P} = \frac{P_T}{P_{pr}} = \frac{M_T}{M_{pr}} \quad (3-33)$$

Знаејќи дека $P_T = \Delta p q \omega$ (види израз (3-23)) и $\omega = 2\pi n$, $\eta_{meh.P}$ може да се изрази како:

$$\eta_{meh.P} = \frac{\Delta p q}{2\pi} \frac{1}{M_{pr}} = \frac{\Delta p w}{M_{pr}} \quad (3-33a)$$

Односно, на вратилото од пумпата треба да се приведе вртежен момент:

$$M_{pr} = \frac{P_{pr}}{\omega} = \frac{M_T}{\eta_{meh.P}} = \frac{\Delta p q}{2\pi \eta_{meh.P}} = \frac{\Delta p w}{\eta_{meh.P}} \quad (3-34)$$

Механичкиот коефициент на корисно дејствие може да се прикаже и како зависност од механичките загуби $\Delta P_{meh.P}$, односно $\Delta M_{meh.P}$ (види изрази (3-28a) и (3-29)):

$$\eta_{meh.P} = 1 - \frac{\Delta P_{meh.P}}{P_{pr}} = 1 - \frac{\Delta P_{meh.P}}{P_T + \Delta P_{meh.P}} \quad (3-35)$$

односно,

$$\eta_{meh.P} = 1 - \frac{\Delta M_{meh.P}}{M_{pr}} = 1 - \frac{\Delta M_{meh.P}}{M_T + \Delta M_{meh.P}}$$

На *Сл. 3.5a*) прикажана е зависноста на $\eta_{meh.P}$ од притисниот напор на пумпата Δp_p . Од овој дијаграм може да се согледа следното:

- При зголемување на притисниот напор до некоја вредност Δp_1 , $\eta_{meh.P}$ расте, што е условено од непропорционалниот пораст на $\Delta P_{meh.P}$ во споредба со зголемувањето на P_T ; односно, P_T расте побрзо отколку $\Delta P_{meh.P}$.
- За притисоци во границите $\Delta p_1 < \Delta p < \Delta p_2$ механичкиот коефициент на корисно дејствие се стабилизира.
- За притисоци $\Delta p > \Delta p_2$, $\eta_{meh.P}$ опаѓа. Ова снижување на $\eta_{meh.P}$ е резултат на зголемувањето на механичките загуби, првенствено заради влијанието на зголемените вискозни отпори на течноста во - види дискусија кон *Сл. 3.11*. Во ова подрачје, приведената моќност P_{pr} се зголемува поинтензивно отколку теоретската моќност P_T .

На *Сл. 3.5б*) дадена е промената на $\eta_{meh.P}$ во зависност од бројот на вртежи на пумпата. Очигледно е дека до определен број на вртежи се манифестира зголемување на механичкиот коефициент на корисно дејствие, после што $\eta_{meh.P}$ опаѓа, во најголема мерка заради зголемувањето на отпорите на вискозно триење на течноста.

Кај хидрауличните волуменски машини, аналогно како кај турбомашините, може да се дефинира и хидрауличен коефициент на корисно дејствие η_h , којшто ги зема посебно во предвид хидрауличните загуби, односно загубите на вискозно триење на течноста во каналите и коморите на машината. Кај пумпа, хидрауличниот коефициент на корисно дејствие $\eta_{h.P}$ покажува (во релативен износ) за колку се разликува напорот на пумпата H од теоретскиот напор $H_t = H + H_{w.P}$:

$$\eta_{h.P} = \frac{H}{H_t} = \frac{H}{H + H_{w.P}}$$

каде се:

$H = p / \rho g$ - напор на пумпата изразен во висински единици, види израз (2-42).

$H_{w.P}$ - загуби во напорот заради совладување на вискозните отпори при струењето на течноста во каналите и коморите на пумпата (хидраулично загуби).

Хидрауличниот коефициент на корисно дејствие може да се изрази и како зависност од ефективната (корисната) моќност предадена на флуидот $P_{ef.P}$, види изрази (2-43) и (3-13), и моќноста потрошена за совладување на хидрауличните загуби ΔP_h :

$$\eta_{h.P} = \frac{P_{ef.P}}{P_{ef.P} + \Delta P_h}$$

Влијанието на ΔP_h е од битно значење кај хидрауличните турбомашини. Кај хидрауличните волуменски машини, во кои струењето на течноста во каналите на машината е со многу мали брзини, со цел да се избегнат усложнувања во пресметките, со доволна точност хидрауличните загуби се третираат како составен дел на вкупните механички загуби $\Delta P_{meh.P}$ (види поглавје 3.7.1). На тој начин и η_h не се определува посебно, туку во состав на вкупниот механички коефициент на корисно дејствие η_{meh} . Последниве констатации секако дека се однесуваат и за хидрауличните волуменски мотори.

3.7.3 МЕХАНИЧКИ КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ НА ХИДАРУЛИЧЕН МОТОР

Механичкиот коефициент на корисно дејствие на хидромоторот претставува однос помеѓу ефективната моќност развиена на вратилото на хидро-моторот и неговата теоретска (индикаторка) моќност:

$$\eta_{meh.M} = \frac{P_{ef.M}}{P_T} = \frac{M_{ef.M}}{M_T} \quad (3-36)$$

Доколку ефективната моќност се изрази преку механичките загуби - види израз (3-28б) и (3-30), $\eta_{meh.M}$ е претставен со изразот:

$$\eta_{meh.M} = 1 - \frac{\Delta P_{meh.M}}{P_T} = 1 - \frac{\Delta M_{meh.M}}{M_T} \quad (3-37)$$

Знаејќи дека $M_T = w_M \Delta p_M$ и $w_M = q_M / 2\pi$, ефективниот момент на вратилото од хидро-моторот ќе биде:

$$M_{ef.M} = M_T \eta_{meh.M} = w_M \Delta p_M \eta_{meh.M} = \frac{q_M}{2\pi} \Delta p_M \eta_{meh.M} \quad (3-38)$$

На *Сл. 3.10а*), покрај другите дијаграми на зависност на поедините коефициенти на корисно дејствие кај хидро-мотор, прикажана е зависноста помеѓу $\eta_{meh.M}$ и оптеретувањето на хидромоторот, изразено преку доведената притисна енергија (напор) Δp_M .

Во врска со зависноста $\eta_{meh.M} = \eta_{meh.M}(\Delta p_M)$ на *Сл. 3.10а*), можат да се истакнат следниве констатации:

- Трендот на промената на дијаграмот $\eta_{meh.M} = \eta_{meh.M}(\Delta p_M)$ е ист како за волуменска пумпа, односно важи претходно дадената дискусија за $\eta_{meh.P} = \eta_{meh.P}(\Delta p_P)$ во поглавјето 3.7.2. Единствена разлика е во почетната точка на $\eta_{meh.M}$, која во овој случај е од вредност $\Delta p_M = \Delta p_0$, односно за:

$$\Delta p_M \leq \Delta p_0 \quad \Rightarrow \quad \eta_{meh.M} = 0$$

- Почетната притисен напор Δp_0 одговара на отпор на триење без надворешно оптоварување на хидро-моторот, односно целокупната доведена енергија се троши само за совладување на механичките загуби - види исто дијаграм на *Сл. 3.11*, како и дискусијата кон истиот во поглавје 3.7.1.
- Експериментите кај регулационите хидро-мотори, $q_M \neq const$, покажале дека со смалување на работниот волумен q_M , вредноста на Δp_0 се зголемува. Од тука, при многу мала вредност на q_M , се јавува samozакочување на хидро-моторот ($\eta_{meh.M} = 0$).

На *Сл. 3.10б*) даден е и дијаграмот на принципиелната зависност на $\eta_{meh.M}$ од бројот на вртежи на хидромоторот n_M . Обликот на зависноста $\eta_{meh.M} = \eta_{meh.M}(n_M)$ е потполно ист како на соодветната зависност за пумпа - види дијаграм на *Сл. 3.5б*); па одтука, во потполност одговара дискусијата дадена во поглавје 3.7.2 и во овој случај.

3.8. СУМАРНИ ЗАГУБИ НА МОЌНОСТ И ВКУПЕН КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ

Од досега изведените изрази може да се прикаже билансот на моќност за секоја хидраулична машина (пумпа или хидро-мотор):

$$P_{vl} = P_{iz} + \Delta P_v + \Delta P_{meh} \quad (3-39)$$

каде се:

P_{vl} - влезна (доведена) моќност потрошена за работа во хидрауличната машина;

P_{iz} - излезна или корисна моќност;

$\Delta P_v = \Delta Q \Delta p$ - моќност потрошена заради волуменските загуби ΔQ , при определен притисен напор на пумпата/хидромоторот Δp ;

$\Delta P_{meh} = \omega \Delta M_{meh}$ - моќност потрошена за совладување на механичките загуби (вклучувајќи ги и хидрауличните).

За пумпа, влезната моќност се јавува како моќност приведена на вратилото на пумпата и може да се изрази преку соодветните механички големини, вртежен (торзионен) момент M_{pr} и аголната брзина ω_p (види *Сл. 3.1а*):

$$P_{vl,P} = \omega_p M_{pr} = P_{pr} \quad (3-40)$$

Излезната моќност, одговара на ефективната енергија предадена на работната течност и може да се изрази преку соодверните хидраулични големини (параметри на струјниот ток):

$$P_{iz,P} = Q_{ef} \Delta p_p = P_{ef,P} \quad (3-41)$$

Ако енергијата на флуидот се изрази преку соодветната моќност на струјниот излез и струјниот влез - види *Сл. 3.1а* и поглавје 3.1:

$$P_{fl,iz} = Q_{ef} p_p \quad \text{и} \quad P_{fl,vl} = Q_{ef} p_{vs},$$

тогаш очигледно дека, ефективната моќност на пумпата претставува разлика од вака дефинираните моќности:

$$P_{ef,P} = P_{fl,iz} - P_{fl,vl} = Q_{ef} (p_p - p_{vs}) \quad (3-41a)$$

Аналогно за хидро-мотор (види *Сл. 3.1б*).

Влезната моќност на хидро-моторот одговара на доведената расположива хидраулична енергија (види поглавје 3.1):

$$P_{vl,M} = P_{fl,vl} - P_{fl,iz} = Q_f (p_M - p_{sl}) = Q_f \Delta p_M \quad (3-42)$$

каде се:

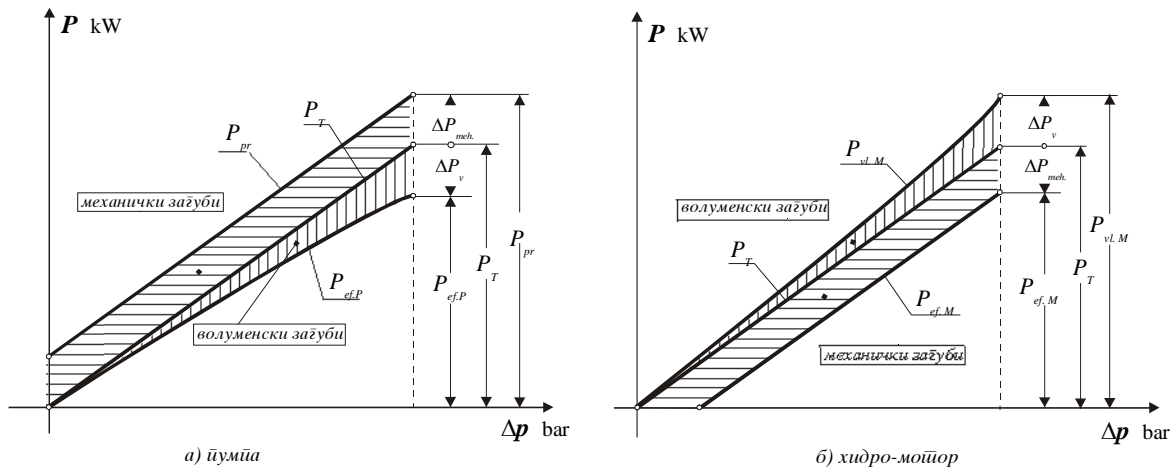
$P_{fl,vl} = Q_f p_M$ - моќност која одговара на енергијата на струјниот влез на хидро-моторот;

$P_{fl,iz} = Q_f p_{sl}$ - моќност која одговара на енергијата на струјниот излез на хидромоторот, (види поглавје 3.1 и *Сл. 3.1б*).

Излезната моќност на хидро-моторот одговара на ефективната механичка енергија на неговото вратило:

$$P_{iz.M} = \omega_M M_{ef.M} = P_{ef.M} \quad (3-43)$$

Промената на влезните и излезните (ефективните) моќности, како и загубите во моќност заради механичките и волуменските загуби, во зависност од притисниот напор во волуменска пумпа и хидромотор, прикажани се на принципиелните дијаграми на Сл. 3.12.



Сл. 3.12: Промена на моќносите во зависност од притиснокој во хидраулична волуменска машина

Вкупниот (тоталниот) коефициент на корисно дејствие на една хидраулична волуменска машина, η_t , ги опфаќа сите загуби на моќност. η_t се изразува како однос помеѓу излезната (ефективна) и влезната (доведената) моќност, односно производ на поедините коефициенти на корисно дејствие η_v и η_{meh} :

$$\eta_t = \frac{P_{iz}}{P_{vl}} = \frac{P_{ef}}{P_{dov}} = \eta_v \eta_{meh} \quad (3-44)$$

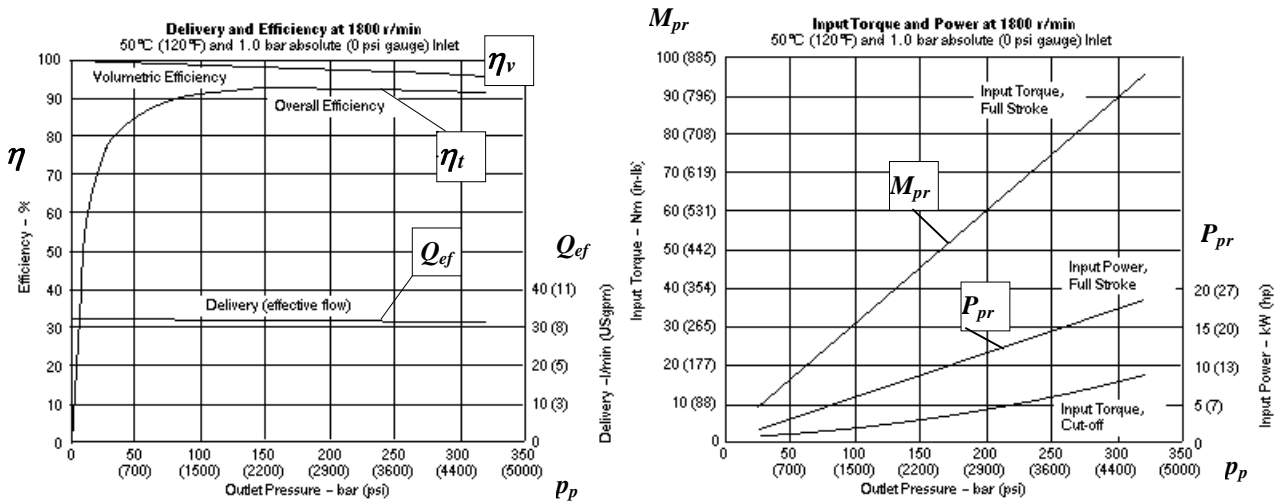
За пумпа тоталниот коефициент на корисно дејствие изнесува:

$$\eta_{t.P} = \eta_{v.P} \eta_{meh.P} = \frac{Q_{ef}}{Q_T} \frac{P_T}{P_{pr}} = \frac{P_{ef.P}}{P_{pr}} \quad (3-45)$$

Зависноста на тоталниот коефициент на корисно дејствие од притисниот напор, $\eta_{t.P} = \eta_{t.P}(\Delta p_p)$, и бројот на вртежи, $\eta_{t.P} = \eta_{t.P}(n)$, за волуменска пумпа, прикажани се на принципиелните дијаграми на Сл. 3.5 под а) и б), на кои се дадени и веќе дискутираните поединечни коефициенти на корисно дејствие.

На Сл. 3.13, како пример, прикажана е карактеристиката на конкретен тип волуменска пумпа (аксијално-клипна), како зависност на основните големини на

пумпата (проток, моќност и коефициент на корисно дејствие) од притисниот напор на истата. Дадените графички зависимости добиени се по експериментален пат. Производителите на хидраулични волуменски машини, покрај другото задолжително ги даваат овие дијаграми во своите каталози.

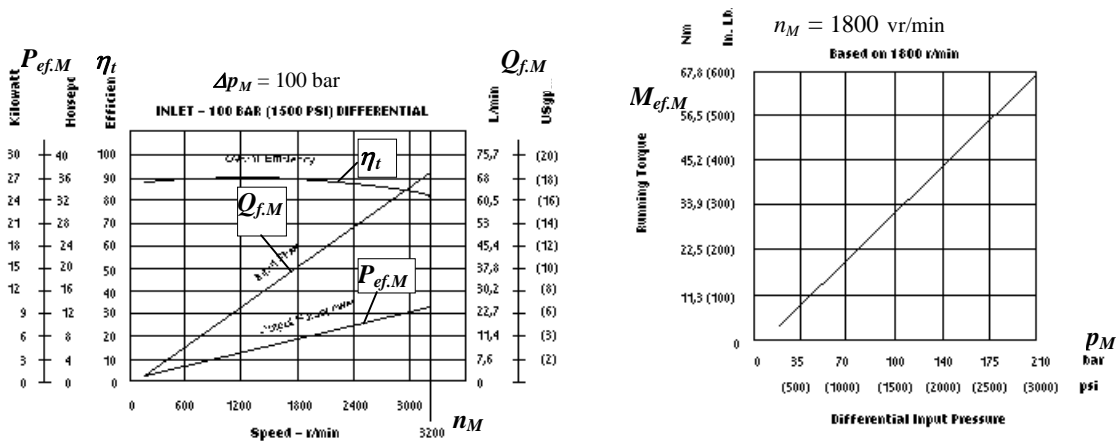


Сл. 3.13: Експериментални податоци на карактеристика на аксијално-клијна пумпа (Vickers)

За хидрауличен мотор, тоталниот коефициент се претставува како:

$$\eta_{t.M} = \eta_{v.M} \eta_{meh.M} = \frac{Q_T}{Q_f} \frac{P_{ef.M}}{P_T} = \frac{P_{ef.M}}{P_{vl.M}} \quad (3-46)$$

На принципиелните дијаграми на Сл. 3.10 прикажани се промените на тоталниот коефициент на корисно дејствие за хидро-мотор во зависност од притисниот напор и бројот на вртежи, $\eta_{t.M} = \eta_{t.M}(\Delta p_M)$ и $\eta_{t.M} = \eta_{t.M}(n)$, заедно со веќе дискутираните дијаграми за поедините механички и волуменски коефициент на корисно дејствие. Пример за карактеристиката на конкретен тип хидро-мотор даден е на Сл. 3.14, на која се прикажани промените на основните големини на хидромоторот во зависност од притисниот напор и бројот на вртежи.



Сл. 3.14: Експериментални податоци на карактеристика на конкретен тип хидро-мотор

Доколку се третира хидрауличен преносник од компактен тип, во којшто пумпата и хидромоторот се изведени во заедничко куќиште (како еден агрегат) - види глава 8 и соодветен симбол 2.6.1 во *Табела 1*, можат да се занемарат загубите на енергија во каналите што ги сврзуваат пумпата и хидромоторот. Во овој случај, вкупниот коефициент на корисно дејствие на преносникот, со доволна точност, може да се определи од изразот:

$$\eta_{t.pre} = \eta_{t.P} \eta_{t.M} = \frac{P_{ef.P}}{P_{pr}} \frac{P_{ef.M}}{P_{vl.M}} \quad (3-47)$$

Доколку пумпата и хидро-моторот во ваквиот преносник работат во услови кога:

$$\Delta p_P = \Delta p_M = \Delta p \quad \text{и} \quad Q_f = Q_{ef},$$

тоталниот коефициент на корисно дејствие на преносникот ќе биде:

$$\eta_{t.pre} = \frac{P_{iz.M}}{P_{vl.P}} = \frac{P_{ef.M}}{P_{pr}} = \frac{M_{ef.M} \omega_M}{M_{pr} \omega_P} \quad (3-48)$$

Според веќе изведените изрази, можат да се дефинираат корисните моќности во хидрауличните волуменски машини.

За пумпа, корисна моќност е моќноста што одговара на ефективната енергија предадена на течноста:

$$P_{kor.P} = P_{ef.P} = Q_{ef} \Delta p_P = \omega_P M_{pr} \eta_{t.P} \quad (3-49)$$

За хидрауличен мотор, корисна моќност е моќноста што одговара на ефективната механичка енергија развиена на неговото вратило:

$$P_{kor.M} = P_{ef.M} = M_{ef.M} \omega_M = Q_f \Delta p_M \eta_{t.M} \quad (3-50)$$

Влијанието на вискозноста врз волуменскиот коефициент на корисно дејствие е уочена во поглавјето 3.4.2; а за нејзиното учество во вискозните отпори (како дел од вкупните механички загуби), а со тоа и механичкиот коефициент на корисно дејствие, направени се основни анализи во поглавието 3.7. Основен заклучок што произлегува од изложените анализи е дека, за да се обезбеди што е можно поголем η , вискозноста на течноста треба да биде таква, што сумарните волуменски и механички загуби бидат минимални.

Со примена на *Димензионалната анализа* и соодветни експерименти, установено е дека загубите на моќност условени од вискозното триење на течноста (како составен дел на вкупните механички загуби) можат да се прикажат преку следната зависност од динамичката вискозност μ :

$$\Delta P_{meh} = k_1 \mu n^2$$

Соодветно, загубите на снага заради волуменските загуби како зависност од динамичката вискозност дадени се преку изразот:

$$\Delta P_v = k_2 \frac{\Delta p^2}{\mu}$$

каде се: k_1 и k_2 - коефициенти на пропорционалност; Δp - промена на притисокот;
 n - број на вртежи.

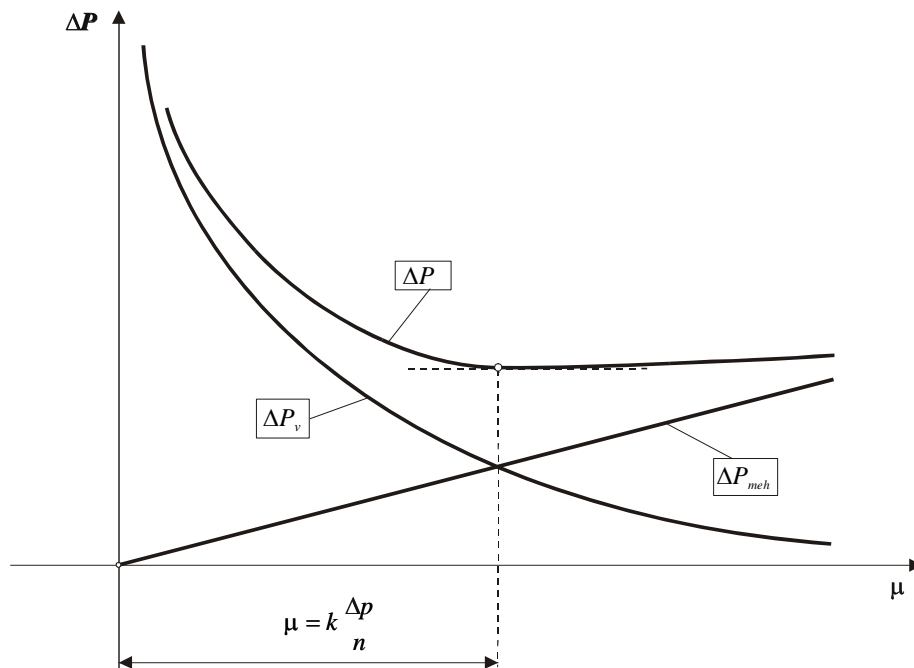
Графичкиот приказ на зависноста на ΔP_{meh} и ΔP_v од динамичката вискозност μ е даден на Сл. 3.15. На истиот дијаграм прикажана е и зависноста на вкупните загуби на моќност ΔP определени како:

$$\Delta P = \Delta P_{meh} + \Delta P_v = k_1 \mu n^2 + k_2 \frac{\Delta p^2}{\mu}$$

Загубите на моќноста ќе имаат минимална вредност, $\Delta P = \Delta P_{min}$, за случај кога:

$$\frac{d(\Delta P)}{d\mu} = 0, \quad \text{од каде следи} \quad \mu = k \frac{\Delta p}{n} \quad (\text{види Сл. 3.15})$$

$$\text{каде е: } k = \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}$$



Сл. 3.15: Зависноста на загубите на моќност од вискозноста на работната течност

Во практика, вкупниот коефициент на корисно дејствие, η_i , за современите пумпи што се применуваат во хидрауличните преноси, се движи од 0,75 до 0,96. При тоа, ротационо-клипните пумпи (особено аксијално-клипните) имаат највисоки вредности на η_i , па потоа следат крилните, па запчестите и завојните пумпи. Лици вредности на η_i имаат и хидрауличните мотори.

Обично хидрауличните машини се пресметнуваат да работат во оптимален режим на работа, којшто одговара на услови блиски до максималната вредност на вкупниот коефициент на корисно дејствие, $\eta_{t,opt} \approx \eta_{t,max}$. *Оптимальниот режим* на работа уште е познат како *пресметковен режим*. Меѓутоа, во хидрауличните системи, многу често, е потребно пумпата/хидромоторот да работи и при пониски вредности на η_t ($\eta_t < \eta_{t,max}$), што одговара на така наречен *нейресметковен режим*. Типичен пример на *нейресметковен режим* на една волуменска пумпа е при мал број на вртежи, како што е во случајот на работа на авионските мотори на мал број на вртежи ("мал гас" на моторот) - на пример, при рулање на авионот и слично. Очигледно дека ваквиот тип на хидраулични волуменски машини треба да бидат од регулационен тип.

3.9. ПРЕОДНИ ПРОЦЕСИ ВО ХИДРАУЛИЧНИТЕ ПРЕНОСИ

Покрај стационарните процеси, при кои во основа брзината на хидрауличниот двигател не се менува со промена на времето :

$$\frac{d\omega_M}{dt} = 0,$$

во хидрауличните преноси можат да егзистираат и нестационарни процеси, при кои:

$$\frac{d\omega_M}{dt} \neq 0$$

Нестационарните процеси, во основа, се јавуваат при преод од една состојба во друга; на пример, од застој кон движење (и обратно), од една брзина кон друга, од една насока на движење кон друга, а исто така и при промена на други механички и хидраулички големини (статички момент на оптоварување, момент на инерција на хидромоторот, нарушување на работниот притисок и други) - одтука, *нестационарните процеси* го добиле и називот *преодни процеси*.

Равенката на оптоварувањето на хидрауличниот пренос (мотор), при преодниот процес, ќе го има обликот:

$$M_{p.p} = M_{st} + J \frac{d\omega_M}{dt} \quad (3-51)$$

каде се:

$M_{p.p}$ - вкупен момент на оптоварување при преодниот процес;

M_{st} - момент на статичко оптоварување, вклучувајќи го и триењето во преносните механизми;

J - момент на инерција на движечките маси.

Ако се земат во предвид механичките загуби, моментот на спротивставување ќе биде $\frac{M_{st}}{\eta_{meh}}$; па според тоа, вкупниот момент на оптоварување ќе биде:

за период на на задвижување (стартување) на хидро-моторот,

$$M_{p.p} = \frac{M_{st}}{\eta_{meh}} + \frac{J}{\eta_{meh}} \frac{d\omega_M}{dt} \quad (3-52)$$

за период на кочење на хидро-моторот:

$$M_{p.p} = \frac{M_{st}}{\eta_{meh}} - \frac{J}{\eta_{meh}} \frac{d\omega_M}{dt} \quad (3-53)$$

3.10. ДИФЕРЕНЦИЈАЛНА РАВЕНКА НА ДВИЖЕЊЕТО НА ХИДРОСТАТСКИ ПРЕНОСНИК

Еден хидрауличен пренос се јавува како сложен динамички систем, што содржи во себе линеарни и нелинеарни фактори. Поради тоа, диференцијалната равенка, што го карактеризира системот, се јавува во општ вид како нелинеарна. Со цел да се поедностават динамичките анализи, често пати се пристапува кон линеаризација на овие равенки.

Овдека се посочени само некои основни елементи од динамиката на хидрауличните преноси, а деталното изучување на истите застапено е во предметите *Теорија на авиомајскојо уйравување* и *Динамика на објекти и процеси*.

За размотрување е земен еден елементарен линеарен динамички модел на хидропреносник, составен од нерегулиран хидрауличен двигател и приложено кон него оптоварување. При тоа, се занемаруваат влијанијата од нестабилноста (нерамномерноста) на протокот, сувото триење и еластичноста на течноста.

Равенката на движење на таков систем може да се претстави во вид на основната равенка од динамиката, опишана со II-от Newton-ов закон.

Применета за хидрауличен пренос со праволиниско движење (хидрауличен цилиндер како двигател - види *Сл. 1.3*), диференцијалната равенка ќе има облик:

$$m \frac{dv_c}{dt} = F_d - F_s \quad (3-54)$$

каде се:

- m - маса на движечките делови на хидрауличниот двигател, товарот и течноста, приведени кон клипњачата на хидрауличниот цилиндер;
- v_c - линерна брзина на клипњачата (клипот);
- F_d - движечка сила од притисокот, приведена на клипњачата;
- F_s - сила на отпор (се спротивставува на F_d), условена од оптоварувањето на хидро-цилиндерот (преносникот).

Доколку наведените сили се претстават како:

$$F_d = F_d^* + \Delta F_d \quad \text{и} \quad F_s = F_s^* + \Delta F_s$$

каде се:

F_d^* и F_s^* - вредности на силите F_d и F_s при воспоставен режим на работа (до почетокот на преодниот процес, или после неговото завршување);

За статички услови:

$$F_d^* = F_s^*$$

ΔF_d и ΔF_s - соодветни прирасти на движечката сила и силата на отпор.

Согласно воведените врски, диференцијалната равенка го добива следниов облик за статички услови:

$$m \frac{dv_c}{dt} = \Delta F_d - \Delta F_s \quad (3-55)$$

За оптоварен цилиндер, прирастот на движечката сила изнесува:

$$F_d = A \Delta p_M$$

каде се:

A - работна површина на цилиндерот;

$\Delta p_M = p_M - p_{sl}$ - пад на притисокот на клипот (види *Сл. 3.1б*).

Прирастот на силата на отпор, ΔF_s , во основа може да се претстави како функција од прирастот на брзината и вискозното триење на течнота (без влијание на позиционото оптоварување):

$$\Delta F_s = b \Delta v_c$$

каде се:

b - коефициент на вискозно триење (вкупна динамичка вискозност за целиот од h);

Δv_c - прираст на брзината на клипот.

Со замена на воведените зависимости, диференцијалната равенка (3-55) добива облик:

$$m \frac{dv_c}{dt} = A \Delta p_M - b \Delta v_c \quad (3-56)$$

Доколку се работеше за хидрауличен пренос со ротационо движење (види *Сл. 1.4*), диференцијалната равенка на динамиката на хидро-преносникот има облик (без влијание на позиционото оптоварување):

$$J \frac{d\omega_M}{dt} = w_M \Delta p_M - f_r \Delta \omega_M \quad (3-57)$$

Диференцијалната равенка се однесува (како и во претходниот случај) само за динамички систем со еден степен слобода, т.е. излезот на хидромоторот е чврсто соединет со оптеретувањето. При тоа, поедините големини ги имаат следниве значења:

Δp_M - пад на притисокот во хидромоторот;

$J = J_M + \frac{J_T}{i^2}$ - момент на инерција на ротационите делови;

J_M и J_T - моменти на инерција на роторот на хидромоторот и оптоварувањето;

i - степен на пренос на редукторот (меѓу моторот и оптоварувањето);

$w_M = \frac{q_M}{2\pi}$ - специфичен волумен на хидромоторот;

f_{tr} - коефициент на вискозно триење, сведен на оската на вратилото.

Г Л А В А

ЧЕТВРТА

4. РАДИЈАЛНО-КЛИПНИ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ

4.1. ОСНОВНИ ПОИМИ И ПРИНЦИП НА ФУНКЦИОНИРАЊЕ НА РОТАЦИОНИТЕ РАДИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ

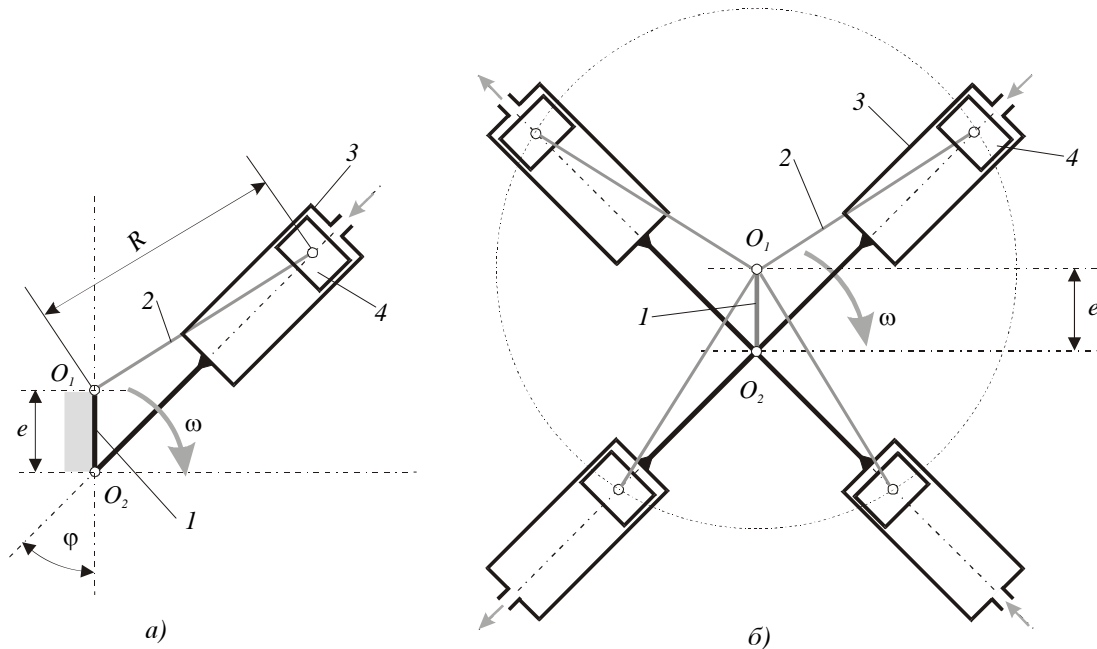
Ротационите радијално-клипните хидраулични машини се јавуваат како типичен претставник на ротационо-транслаторните, односно ротационо-клипните волуменски машини. Тие се изведуваат со повеќе работни комори (цилиндри), кои вршат ротационо движење; а потискувачите на работната течност, изведени како клипови (плунжери), покрај ротацијата обавуваат и транслаторно (наизменично праволиниско) движење. При тоа, оските на цилиндрите, односно клиповите, се нормални на оската на ротација на роторот, или во некои случаи заклопуваат со неа агол поголем од 45° .

Како кинематска основа за овој тип хидраулични машини се јавува едно-цилиндричната пумпа со криваен механизам (види *Сл. 2.3*). При тоа, кинематската шема е видоизменета на тој начин што кривајата 1 е неподвижна (види *Сл. 4.1a*), а цилиндерот 3 ротира со константна аголна брзина околу оската O_2 . При тоа, клипњачата 2 заедно со клипот 4 ротира околу оската O_1 . Поради ексцентрицитетот помеѓу оските на ротација, $e = \overline{O_1O_2}$, клипот ќе обавува и наизменично праволиниско движење во цилиндерот.

При тоа, поради промената на насоката на движење на клипот, за секој поминат агол на ротација $\varphi = \pi$, наизменично се зголемува и намалува волуменот на работната комора (цилиндерот), со што и наизменично се остваруваат процесите на всисување и потискување на работната течност. Во секој од процесите, клипот ќе помине од (пат од една крајна положба до друга):

$$h = 2e$$

Наведениот кинематски принцип овозможува изведување на конструкција со повеќе цилиндри, како што е прикажано на Сл. 4.1б. Во овој случај, цилиндрите 3 се ѕвездасто распоредени, а нивните оски се сечат во заедничката оска O_2 . При тоа, во оваа кинематска шема е запазен основниот принцип од Сл. 4.1а, цилиндрите да ротираат околу O_2 , а клиповите заедно со клипњачите околу O_1 , овозможувајќи на тој начин и транслаторно движење на клиповите во цилиндрите.



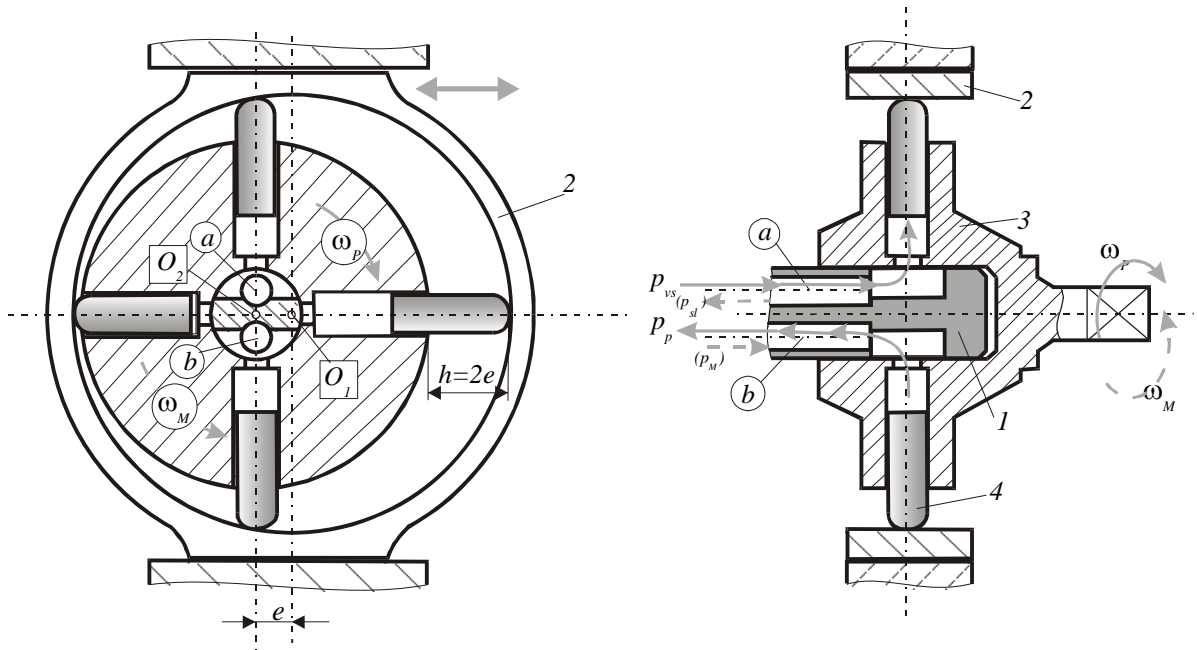
Сл. 4.1: Кинематски шема на ротациона радијално-клипна пумпа

Кинематската шема на Сл. 4.1б ја овозможува и реалната конструкција на радијално-клипната ротациона пумпа и хидро-мотор. На Сл. 4.2 и Сл. 4.3 прикажани се принципиелната и конструктивната шема на ротационата радијално-клипна машина, според кои ќе биде објаснет и принципот на функционирање (дејствие) на овој вид хидраулична машина.

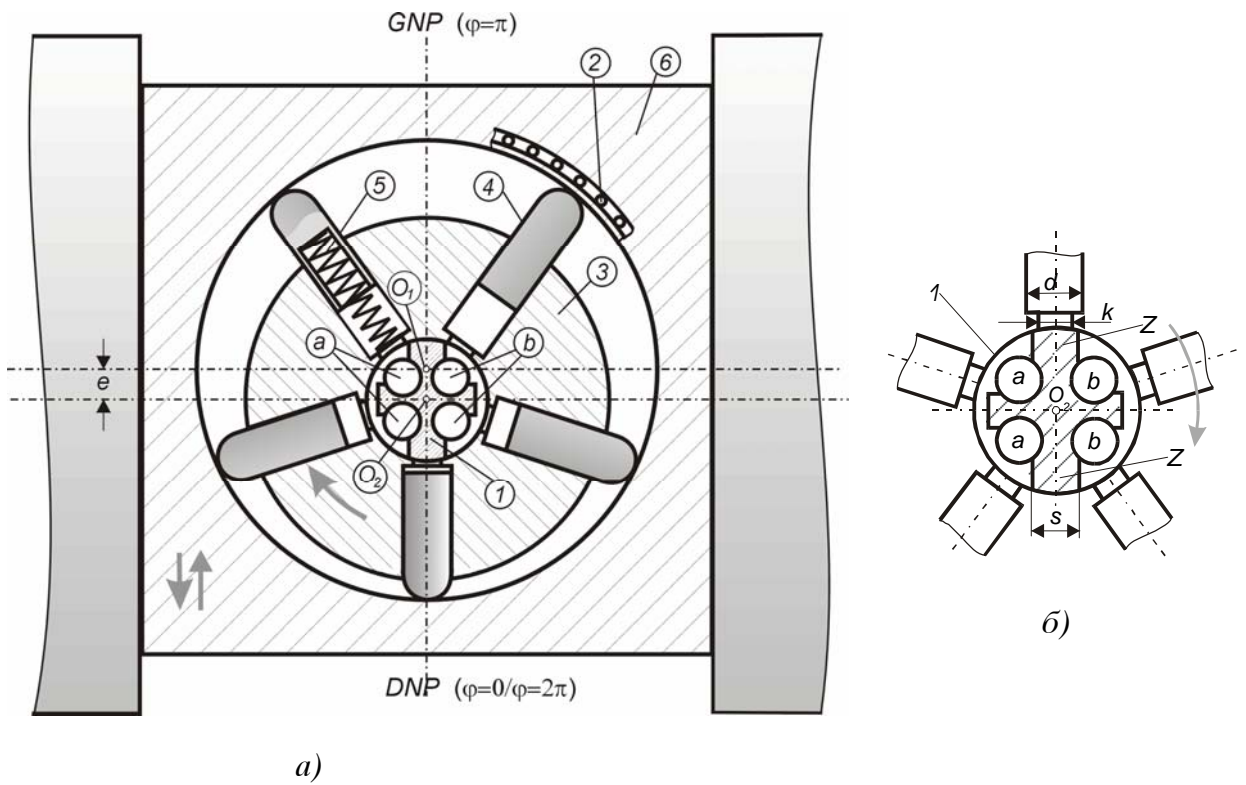
Ротационата радијално-клипната пумпа се состои од цилиндров блок 3, којшто содржи ѕвездасто распоредени цилиндри и ротира околу ракавецот 1, со оска на ротација во O_2 . Вртежниот момент се доведува на цилиндровиот блок (види Сл. 4.2), чија што оска на ротација O_2 се наоѓа на ексцентрицитет e во однос на геометриската оска на статорот 2 ($e = \overline{O_1O_2}$). Клиповите 4 се припоени кон статорот 2 под дејствие на притисокот на работната течност и центрифугалната сила, а најчесто од силите на пружините 5 вградени во самите цилиндри (види Сл. 4.3). На тој начин, главите на клиповите се лизгаат по цилиндричната статорска површина и со тоа ротираат околу оската O_1 , а цилиндрите ротираат околу O_2 , со што е запазен основниот кинематски концепт според Сл. 4.1б, со што клиповите ќе вршат и транслаторно движење во цилиндрите.

Многу често, статорот се изведува со тркалачко лежиште (види Сл. 4.3), при што практички е одстрането триењето на лизгање на клиповите, што би се манифестирало како во конструкцијата на Сл. 4.2. Статорскиот прстен 2 практички ротира со иста аголна брзина како и роторот (цилиндровиот блок); а при тоа, заради

ексцентрицитетот помеѓу нивните оски $e = \overline{O_1 O_2}$, и во овој случај е овозможено транслаторното движење на клиповите.



Сл. 4.2: Принципиелна шема на радијално-клијна пумпа



Сл. 4.3: Конструктивна шема на радијално-клијна пумпа

Кај овој тип радијално-клипни пумпи воглавно се применува развод на работната течност преку ракавецот 1, околу кој ротира цилиндровиот блок - случај на така наречен "разводен ракавец". Со преградата Z (види *Сл. 4.3*), разводниот простор на ракавецот е поделен две области: всисна a и потисна b . Разводните области соодветно се поврзани со всисниот и потисниот приклучок на пумпата (всисна и потисна линија) преку аксијални канали a и b , изведени во самиот ракавец - види *Сл. 4.2* и *Сл. 4.3*.

При ротацијата на цилиндровиот блок во назначената насока, за еден вртеж, секој од цилиндрите стапува наизменично во контакт со всисната a и потисната страна b . При тоа, според *Сл. 4.3a*, за агол на ротација помеѓу $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi$, посматрано од DNP до GNP , секој цилиндер стапува во контакт со всисната страна a . За агол на ротација помеѓу $\varphi = \pi$ и $\varphi = 2\pi$, посматрано од GNP према DNP , секој цилиндер стапува во контакт со потисната страна b .

На тој начин, во секој од цилиндрите што поминуваат низ зоната на всисување (лева страна на *Сл. 4.3a*) клиповите ќе се движат од центарот кон периферијата на блокот, при што се манифестира зголемување на волуменот на работната комора, а течноста ќе се всисува од комората a во соодветните цилиндри. Во секој цилиндер што поминува низ зоната на всисување ќе се обавува процесот на всисување сè додека не се достигне горната неутрална положба (GNP). Ротирајќи од долната неутрална положба DNP кон горната неутрална положба GNP , клипот ќе измине најголем пат (δd) $h = 2e$ при своето праволиниско движење во цилиндерот.

При поминувањето на цилиндрите преку неутралните положби, тие се прекриваат со соодветната преграда Z (види *Сл. 4.3b*), со цел во потполност да се одвои всисниот од потисниот процес - односно, да се спречи всисување на течност од потисната комора, како и потиснување течност во всисната страна. Ширината на овој заптивен дел очигледно дека треба да биде нешто поголема од димензијата на контактниот дел на цилиндерот, $s > k$ (*Сл. 4.3b*).

Во секој од цилиндрите што поминуваат низ зоната на потискување (десна страна на *Сл. 4.3a*) клиповите ќе се движат од периферијата кон центарот, при што течноста ќе се потиснува низ потисната комора b . Ротирајќи од GNP кон DNP (од $\varphi = \pi$ до $\varphi = 2\pi$), клипот повторно ќе измине δd на праволиниско движење $h = 2e$, а во соодветниот цилиндер ќе се обавува процесот на потискување, сè додека не се достигне долната неутрална положба (DNP). При DNP , цилиндерот повторно наидува на заптивната преграда Z , со $s > k$, чија улога беше претходно објаснета.

Ротационата радијално-клипна машина (*Сл. 4.2* и *Сл. 4.3*) може да работи и во својство на хидро-мотор.

Во работниот процес на хидромоторот, клиповите се движат од центарот кон периферијата под дејствие на притисокот на работната течност p_M , доведена преку комората a во разводниот ракавец 1, за назначената насока на ротација на *Сл. 4.3*. При тоа, заради ексцентрицитетот $e = \overline{O_1O_2}$, компонентата на силата на притисок (нормална на оската на клипот) го создава вртежниот момент и овозможува ротација на цилиндровиот блок во назначената насока.

Во неработниот ("празен δd ") процес, клиповите се движат од периферијата кон центарот; при што, работната течност, како веќе одработена, се истиснува низ каналите b на ракавецот 1 во сливниот вод (десна страна на *Сл. 4.3*).

Очигледно дека, ако работната течност настапува во хидромоторот со притисок p_M низ каналот b (како на *Сл. 4.2*), а се истиснува со притисок p_{sl} низ a , насоката на

ротација (за прикажаната диспозиција на цилиндриот блок во однос на статорот) ќе биде во насока спротивна на часовата стрелка.

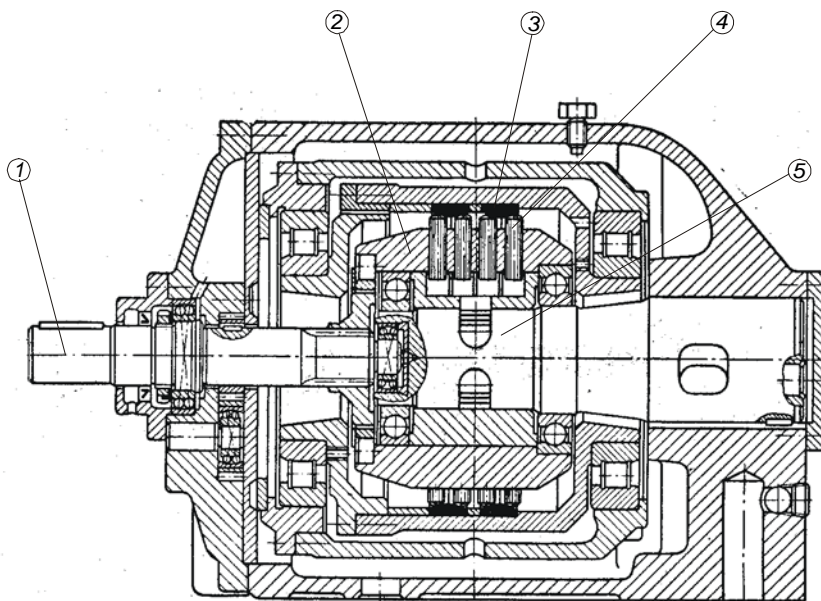
Како што беше објаснето, во ротационите радијално-клипни машини воглавно се применува развод на работната течност низ разводен ракавец, а поретко во некои конструкции се среќава развод низ челна разводна плоча (обајснет во поглавје 4.7, според *Сл. 4.14*).

Волуменскиот коефициент на корисно дејствие кај радијално-клипните машини се движи во границите $\eta_v = 0,96 \div 0,98$ при номинален работен режим, а механичкиот коефициент на корисно дејствие е во границите $\eta_{meh} = 0,8 \div 0,95$.

Пумпите и хидромоторите од овој тип се изработуваат во исклучителни случаи дури и со моќности до 3000 kW (при проток до 8000 l/min). Работните притисоци се обично преку 200 bar; при одредени конструкции на пумпи со релативно мали димензии (со тоа и протоци) се постигнуваат и притисоци до 1000 bar. Сепак за притисоци поголеми од 600 bar, радијално-клипните пумпи најчесто се изведуваат како неротациони со вентилски развод (види поглавје 4.9).

Со цел да се постигне поголем проток на пумпата, односно поголем ефективен момент на хидро-моторот, се изведуваат конструкции со повеќе реда на цилиндри (види типична конструкција на *Сл. 4.4*). Бројот на цилиндри во еден ред обично е непарен и изнесува $z = 5 \div 13$, а бројот на редови најмногу $z_{red} = 6$. Овие пумпи се одликуваат со долг работен век; на пример, познатите светски фирми произведуваат радијално клипни пумпи од овој тип со моќности до 580 kW и работен век од 20000 до 40000 саати.

Основни склопови на радијално-клипните машини се механизмите за обезбедување и регулација на протокот и подсклоповите за развод на работната течност.



Сл. 4.4: Конструкција на повеќередна ротациона радијално-клипна пумпа

1 - вращило, 2 - цилиндриот блок, 3 - лежиците на цилиндриот,
4 - клип, 5 - разводен ракавец

4.2. ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК НА РОТАЦИОНА РАДИЈАЛНО-КЛИПНА МАШИНА И НЕГОВА РЕГУЛАЦИЈА

Следејќи ги веќе изведените изрази во поглавје 3.2, работниот волумен може да се определи со изразот:

$$q = Ahz = \frac{\pi d^2}{4} hz \quad (4-1)$$

каде се:

d, h, z - дијаметар, од и број на клипови;

$A = \frac{\pi d^2}{4}$ - работна површина на клипот, односно површина на челото на клипот.

Бидејќи одот на клипот при работниот режим (потискување кај пумпа, зафаќање кај хидромотор - види поглавје 4.1) изнесува

$$h = 2e$$

следи:

$$q = \frac{\pi d^2}{2} ez \quad (4-2)$$

Одтука, средниот пресметковен проток, односно промената на работниот волумен за единица време ќе биде:

$$Q_T = qn = \frac{\pi d^2}{2} ezn = \frac{d^2}{4} \omega ez \quad (4-3)$$

каде се:

Q_T - среден пресметковен проток во m^3/s , или dm^3/s (односно l/s);

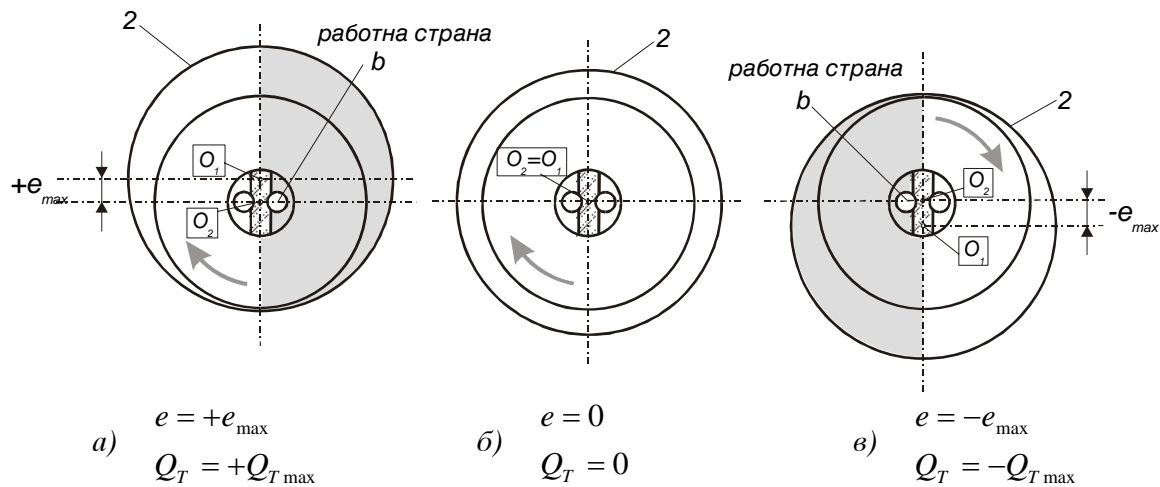
q - работен волумен во m^3/vr , или dm^3/vr ;

$\omega = 2\pi n$ - аголна брзина во s^{-1} .

Промената, односно регулацијата на протокот кај ротационите радијално-клипни машини во основа се реализира со промена на големината на ексцентрицитетот e . Реверсирањето, односно промената на насоката на струење (промената на потисната со всисната страна), на протокот кај пумпите од овој вид се остварува со промена на знакот на ексцентрицитетот.

Во конструкцијата на овој тип пумпа, како на *Сл. 4.2* и *Сл. 4.3*, промената на големината и знакот на ексцентрицитетот се постигнува со задвижување на статорот 2 (односно неговото тело b) во однос на оската на ротација O_2 - односно, задвижување на оската на статорот O_1 во однос на оската O_2 . На овие слики, задвижувањето на статорот е прикажано дека се остварува со едноставно лизгање по две паралелни воѓици; во стварност, тоа се реализира со посебни подсклопови, за кои ќе стане посебно збор во главата 9.

Принципот на регулација и реверсирање на протокот кај ротациона радијално-клипна пумпа може едноставно да се согледа од шемата прикажана на Сл. 4.5.



Сл. 4.5: Шематски приказ на принципот на регулација и реверсирање на ротациона радијално-клипна пумпа

Според Сл. 4.5, очигледно е дека, при $e = 0$ пумпата нема да создава проток (случај б)), додека за "негативна" вредност на e (задвижување на O_1 под O_2 - Сл. 4.5в)) потисната и всисната страна ќе си ги замената местата - односно ќе се изврши реверсирање на струењето на работната течност.

За случај на регулациона радијално-клипна пумпа, види поглавје 3.3, работниот волумен може да се претстави преку бездимензионалниот коефициент на регулација $\bar{\varepsilon}$, кој во овој случај изнесува:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{e_{\text{tek}}}{e_{\max}}$$

Каде се:

e_{tek} - текушта вредност на ексцентрицитетот (ексцентрицитет во даден момент);

e_{\max} - максимална вредност на ексцентрицитетот.

Според тоа, работниот волумен во даден момент (текушта вредност) ќе биде:

$$q_{\text{tek}} = q_{\max} \bar{\varepsilon} \quad (4-4)$$

а средниот пресметковен приток се определува со изразот:

$$Q_T = q_{\max} n \bar{\varepsilon} = \frac{\pi d^2 z n e_{\max}}{2} \bar{\varepsilon} \quad (4-5)$$

За регулациона машина $\bar{\varepsilon}$ има вредности во границите (+1,-1).

За нерегулациона машина $q = q_{\max} = \text{const}$, а $\bar{\varepsilon} = 1$.

Горните изрази се однесуваат како за пумпа, така и за хидро-мотор од ротационен радијално клипен тип. Кога оваа хидраулична машина работи како хидромотор, покрај другите, како битен параметар се јавува аголната брзина ω_M :

$$\omega_M = \frac{Q_{T.M}}{w_M} = \frac{Q_f \eta_{v.M}}{w_M} \quad (4-6)$$

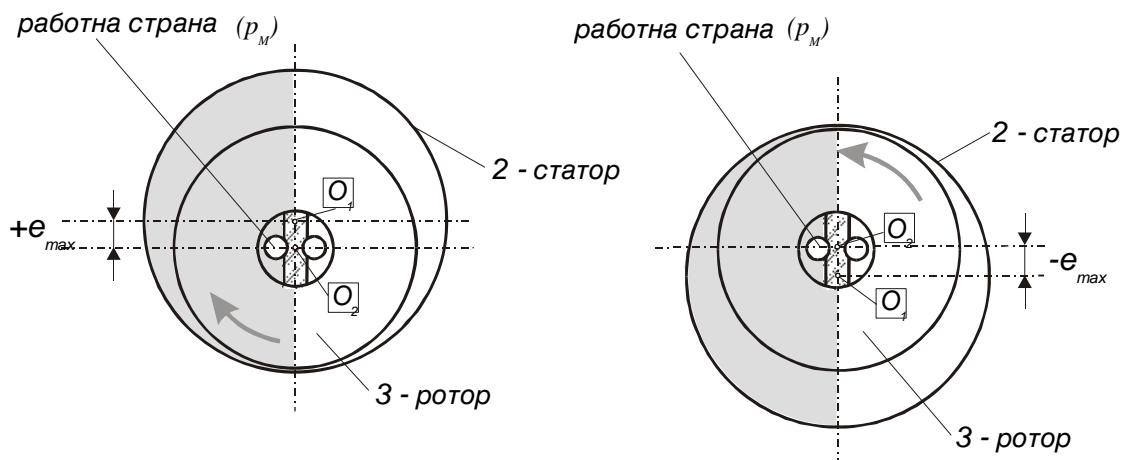
$$w_M = \frac{q_M}{2\pi} = \frac{d^2 e z}{4}$$

Во хидрауличен пренос со ротационо движење и волуменска регулација (види Сл. 1.5), промената на големината на излезната аголна брзина ω_M , како и нејзиното реверсирање (промена на насока на ротација), може да се реализира со промена на работниот волумен (протокот) на пумпата, но исто така и преку промена на работниот волумен на хидромоторот.

Според изразите (4-6), очигледно е дека ω_M може да се менува или со промена на протокот што се доведува во хидро-моторот Q_f (еднаков на протокот што се добива од пумпата), или со промена на специфичниот волумен на хидро-моторот w_M (односно работниот волумен q_M) - волуменската регулација на хидрауличните преноси подетално е објаснета во посебното поглавје во глава 8).

Од изразите (4-6) очигледно е дека промената на w_M (односно q_M) се остварува со промена на големината на ексцентрицитетот на хидро-моторот e_M , на ист начин како што беше објаснето за пумпа (задвижување на статорот во однос на роторот).

На Сл. 4-6 на едноставен начин е прикажан принципот на реверсирање на насоката на ротација на хидро-мотор од овој тип. Очигледно, дека со задржување на иста работна страна со притисок p_M , а промена на знакот на ексцентрицитетот, се менува насоката на ротација.



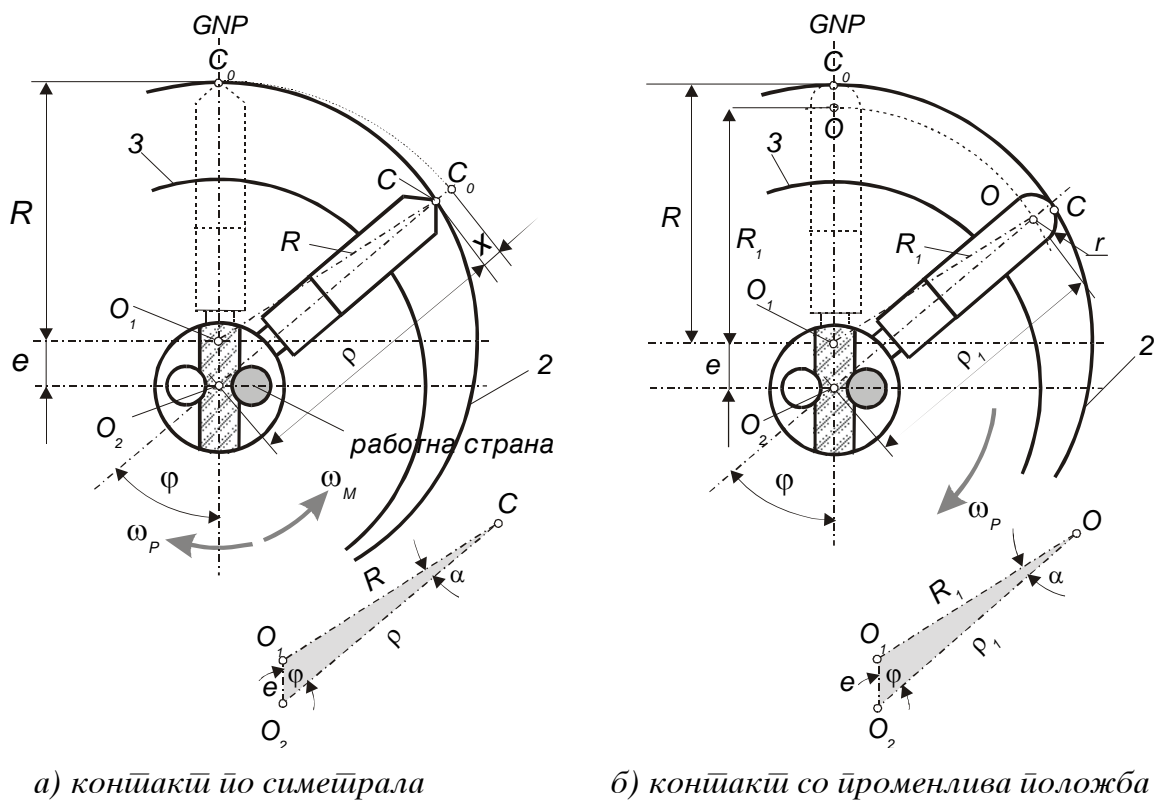
Сл. 4.6: Шематски приказ на принципот на реверсирање на насоката на ротација на регулационен радијално-клипен хидро-мотор

4.3. БРЗИНА И ЗАБРЗУВАЊЕ НА КЛИПОТ ПРИ НЕГОВОТО ДВИЖЕЊЕ ВО ЦИЛИНДЕРОТ

При ротацијата на цилиндриот блок во ротационата радијално-клипна пумпа, клиповите се движат во цилиндриците по законот на кинематиката на кривојуго-клипниот механизми на едноцилиндричната клипна пумпа (види поглавје 2.2 и *Сл. 2.3*).

На *Сл. 4.7* прикажана е пресметковната шема на кинематиката на наизменичното праволиниското (транслаторно) движење на клипот во цилиндерот, односно кинематиката на неговото релативно движење (преносното движење е ротацијата).

За практични пресметки, со доволна точност може да се земе дека контактот на клипот со статорската површина 2, при било која негова положба, е секогаш на симетралата на клипот (види *Сл. 4.7a*).



Сл. 4.7: Пресметковна шема на кинематиката на релативното движење на клипот

На *Сл. 4.7 a*) прикажана е положба на клипот во работната (притисната) страна на машината. Очигледно дека за иста работна страна, ако машината работи како хидро-мотор, насоката на неговата ротација ќе биде спротивна од насоката за пумпа. Од тука, изразите за основните кинематски големина изведени се за пумпа, а истите ќе важат во потполност и за хидро-мотор.

Според *Сл. 4.7 a*), при ротација на цилиндерот (односно клипот) за агол $\varphi = \omega t$, посматрано од горната неутрална положба *GNP*, клипот ќе помине пат:

$$x = \rho_{\max} - \rho = (e + R) - (e \cos \varphi + R \cos \alpha) \quad (4-7)$$

Брзината на релативното движење на клипот во цилиндерот се добива од:

$$v_r = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{dx}{d\varphi}$$

Од сликата се гледа дека, со промената на аголот на ротација φ се менува и аголот α . Зависноста $\alpha = \alpha(\varphi)$ може да се добие од кинематскиот триаголник $\Delta O_1 O_2 C$, како:

$$\sin \alpha = \frac{e}{R} \sin \varphi$$

Користејќи ја оваа зависност, се определува изводот $\frac{dx}{d\varphi}$, после што едноставно се добива изразот за брзината v_r :

$$v_r = e\omega \left(\sin \varphi + \frac{e}{2R} \frac{\sin 2\varphi}{\cos \alpha} \right) \quad (4-8)$$

За мали вредност на аголот α , што е и реалност кај ротационите радијално-клипни машини, со доволна точност може да се корист изразот:

$$v_r = e\omega \left(\sin \varphi + \frac{e}{2R} \sin 2\varphi \right) \quad (4-9)$$

Очигледно дека, дијаграмот на зависност $v_r = v_r(\varphi)$ претставува сума од синусоида и полусинусоида.

За приближни пресметки и анализи, за конструкции кај кои $\frac{e}{R} < 0,08$, може да се користи концептот на "бескрајно долга клипњача" (види поглавје 2.4.1), односно да се користи изразот:

$$v_r \approx e\omega \sin \varphi \quad (4-10)$$

Забрзувањето на релативното движење, со довола точност, се добива како прв извод на брзината определена со изразот (4-9), односно:

$$a_r = \frac{dv_r}{dt} = \frac{dv_r}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = e\omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{e}{R} \cos 2\varphi \right) \quad (4-11)$$

За случај на "бескрајно долга клипњача":

$$a_r = e\omega^2 \cos \varphi$$

Концептот "бескрајно долга клипњача" во потполност одговара на реална конструкција на радијално-клипна пумпа со рамно насочување (види поглавје 4.8).

Одтука, интензитетот на силата на инерција на клипот, при неговото релативно движење во цилиндерот, со доволна точност може да се определи со изразот:

$$F_i = ma_r = m\omega^2 e \cos \varphi \quad (4-12)$$

Вкупната инерцијална сила се определува како сума на поедините сили од секој клип, при определениот агол на ротација:

$$\vec{F}_{it} = \sum \vec{F}_i = f(\varphi) \quad (4-13)$$

Инерцијалните загуби, кои се јавуваат поради промената на инерцијалните сили, се определуваат на ист начин како за едно-цилиндрична пумпа (види поглавје 2.5).

Во изведените изрази за пат, брзина и забрзување на клипот занемарена е закривеноста на "главата" на клипот, односно претпоставено е дека контактот помеѓу клипот и статорската површина се остварува секогаш по симетралата на клипот, што во практика може да се примени со доволна точност. За случај на контакт на клипот преку папуча (види *Сл. 4.13а*) овој пристап одговара во целост.

Доколку се земе во предвид радијусот на закривеност на клипот r (види *Сл. 4.7б*), изразите за пат, брзина и забрзување на клипот треба да се корегираат како што следи:

$$x = \rho_{\max} - \rho_1 = (e + R - r) - [e \cos \varphi + (R - r) \cos \alpha] \quad (4-7a)$$

каде се (според *Сл. 4.7б*):

$$\rho_{\max} = e + R_1 ; \quad \rho_1 = \overline{O_2O} = e \cos \varphi + R_1 \cos \alpha ; \quad R_1 = R - r$$

$$v_r = e\omega \left[\sin \varphi + \frac{e}{2(R-r)} \sin 2\varphi \right] \quad (4-9a)$$

$$a_r = e\omega^2 \left[\cos \varphi + \frac{e}{(R-r)} \cos 2\varphi \right] \quad (4-11a)$$

4.4. НЕРАМНОМЕРНОСТ НА ПРОТОКОТ И ПРИТИСОКОТ

4.4.1. НЕРАМНОМЕРНОСТ НА ПРОТОКОТ

Средниот теоретски (пресметковен) проток - види израз (4-3):

$$Q_T = qn = w\omega = \frac{d^2}{4} \omega \epsilon z$$

дефиниран е како средна промена на волуменот на работните комори (цилиндриците) за единица време - види поглавје 3.2.

Од друга страна, усвојувајќи дека брзината на клипот v_r во потполност се пренесува на работната течност, пресметковниот проток од еден цилиндер може да се определи преку *Законой за конџинуиџеи* како:

$$Q' = v_r A = Ae\omega \left(\sin \varphi + \frac{e}{2R} \sin 2\varphi \right) \quad (4-14)$$

каде се:

Q' - текушт теоретски проток (види дефиниџа во поглавје 2.4.2) што се потиснува од еден цилиндер во потисната страна;

$A = \frac{\pi d^2}{4}$ - површина на челото на клипот - проточна површина на цилиндерот.

Соодветно, од било цилиндер " i ", што се наоѓа во потисната (работната) страна ќе се потиснува теоретски проток:

$$Q'_i = Ae\omega \left(\sin \varphi_i + \frac{e}{2R} \sin 2\varphi_i \right) \quad (4-15)$$

каде е: φ_i - агол на ротација на посматраниот i -ти цилиндер.

Вкупниот проток што го потиснува пумпата (текушт теоретски проток на пумпата) се добива како сума на протоците од поединечните цилиндри, кои во дадениот момент се наоѓаат во потисната страна:

$$Q'_T = \sum_{i=1}^{z_p} Q'_i \quad (4-16)$$

z_p - број на цилиндри којшто во дадениот момент (соодветно φ) се наоѓаат во потисната страна.

За парен број на цилиндри $z = 2k$, следи $z_p = \frac{z}{2}$.

За непарен број на цилиндри $z = 2k + 1$, следи $z_p = \frac{z \pm 1}{2}$.

При процесот на всисување (којшто е одвоен од процесот на потискување) се всисува истиот проток Q'_T , определен со истиот израз.

Ефективниот текушт проток на пумпата секако дека се добива со познатиот израз:

$$Q_{ef}' = Q'_T \eta_v$$

Како што беше изложено во глава 3, изразите за пресметковните големини се исти како за пумпа, така и за хидро-мотор ќе важи изразот (4-16), како и другите изрази за пресметковни големини во ова поглавје. При тоа, работен процес на хидро-моторот е процесот на настапување (доведување) на работната течност со притисок p_M , а фактичниот (доведен и истиснат) текушт проток ќе биде:

$$Q_f' = \frac{Q_T'}{\eta_v}$$

Согласно изразот (4-15), сумарниот претметковен проток Q_T' ќе има пулсирачки карактер, односно ќе се менува со промената на аголот на ротација φ_i , по закон на промена на релативната брзина:

$$Q_T' = Ae\omega \left(\sin \varphi_1 + \frac{e}{2R} \sin 2\varphi_1 \right) + Ae\omega \left(\sin \varphi_2 + \frac{e}{2R} \sin 2\varphi_2 \right) + \dots$$

односно

$$Q_T' = e\omega A \left(\sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i + \frac{e}{2R} \sum_{i=1}^{z_p} \sin 2\varphi_i \right) \quad (4-17)$$

каде се:

$\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_i, \dots$ - текушти агли на ротација на соодветните цилиндри - помеѓу оската на соодветниот цилиндер и оската на неутралната положба (види Сл. 4.7 и Сл. 4.8).

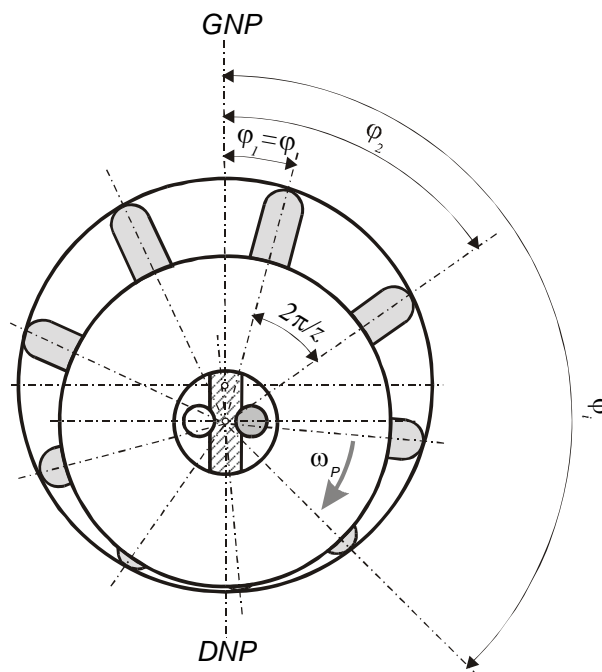
При симетрична распределба на цилиндрите во блокот, аглите φ_i се определуваат со следнава фазна разлика (види Сл. 4.8):

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \frac{2\pi}{z}, \dots, \varphi_i = \varphi_1 + (i-1) \frac{2\pi}{z} = \varphi + (i-1) \frac{2\pi}{z} \quad (4-18)$$

каде се:

z - вкупен број на цилиндри,

$\varphi_1 = \varphi = \omega t$ - референтен агол на ротација - агол на клипот којшто во дадениот момент последен стапил во работната (потисната) страна (види Сл. 4.8).

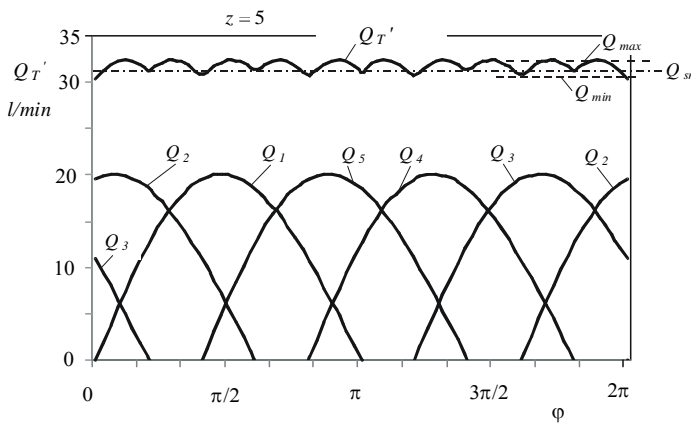


Сл. 4.8: Шема на распоред на клијовиите во ротациона радијално клијна пумпа

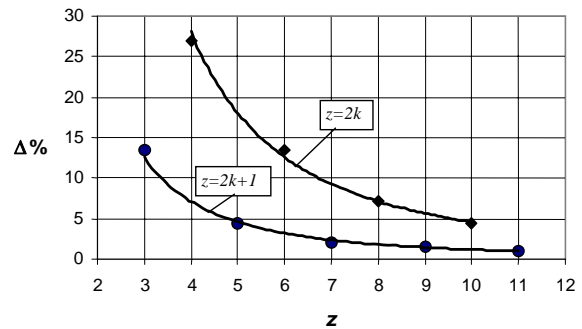
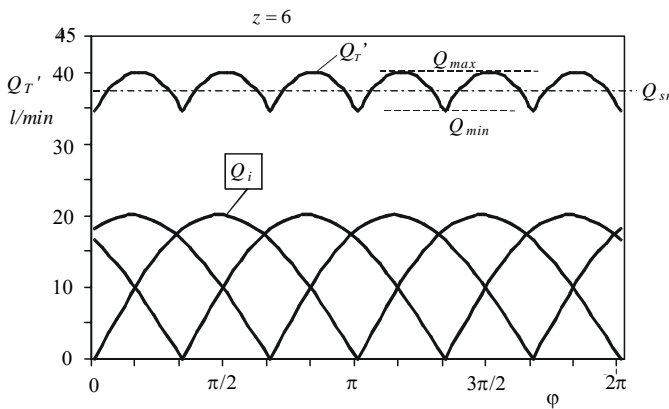
Со примена на врските за аглите на ротација (4-18), изразот (4-17) се трансформира во:

$$Q_T' = e\omega A \left[\sum_{i=1}^{z_p} \sin\left(\varphi + (i-1)\frac{2\pi}{z}\right) + \frac{e}{2R} \sum_{i=1}^{z_p} \sin 2\left(\varphi + (i-1)\frac{2\pi}{z}\right) \right] \quad (4-17a)$$

Од изразот (4-17) следи дека протокот има пулсирачки карактер. На *Сл. 4.9 а)* прикажана е промената на протокот во поедините цилиндри Q_i' , како и текуштиот теоретски проток на пумпата Q_T' - определен со изразот (4-17), за непарен и парен број на цилиндри $z = 5$ и $z = 6$. Се согледува дека, доколку бројот на цилиндри е поголем, толку помала ќе биде амплитудата, а поголема фреквенцијата на проточните пулсации. Така, за едноредна пумпа, со парен број на цилиндри $z = 2k$, при агол на ротација од $\varphi = \pi$, бројот на врвови (пикови) на пулсациите е ист со бројот на цилиндри; додека, при непарен број на цилиндри $z = 2k + 1$, бројот на пикови е двојно поголем од бројот на цилиндри. При тоа, амплитудата на проточните пулсации при непарен број цилиндри е помала отколку при парен број.



$z=2k+1$	$\Delta \%$
3	13.4
5	4.4
7	2
9	1.6
11	1
$z=2k$	$\Delta \%$
4	27
6	13.4
8	7.2
10	4.4



а)

б)

Сл. 4.9: Пулсации и коефициент на нерамномерност на пројшокој на радијално-клијна пумпа

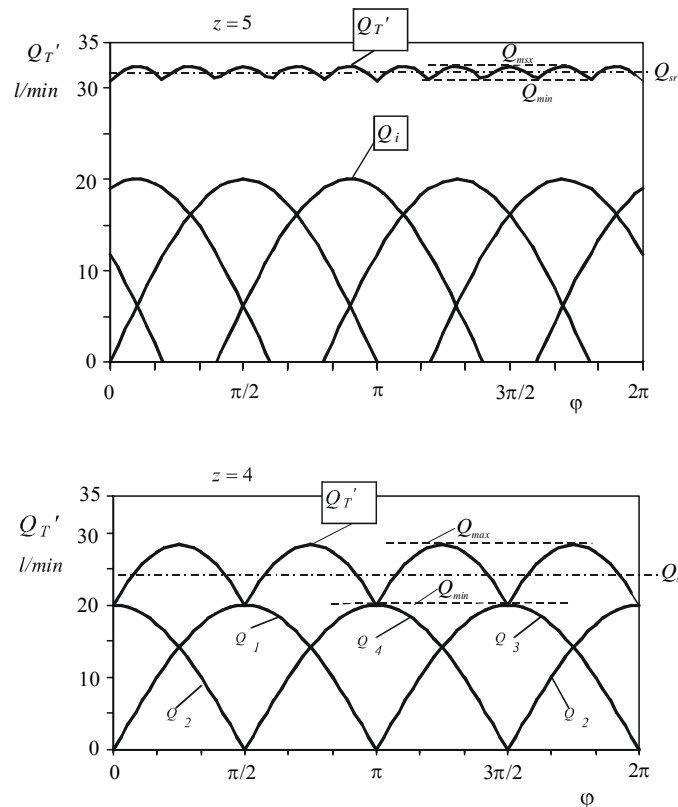
За случај на "бескрајно долга клипњача", види израз (4-10), протокот што го потиснува било кој i -ти клип се добива со изразот:

$$Q_i' = Ae\omega \sin \varphi_i$$

При тоа, текуштиот проток на пумпата Q_T' со доволна точност се определува како:

$$Q_T' = e\omega A \sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i$$

Промената (пулсациите) на протокот за овој поедноставен случај може да се види на Сл. 4.10. Оваа промена на протокот во потполност одговара за радијално-клипна пумпа со рамно насочување (види поглавје 4.8), а обликот на пулсациите е ист и за аксијално-клипна пумпа (види глава 5).



Сл. 4.10: Промена на протокој за радијално-клијна пумпа со "бескрајно долги клијњача"

Како за секоја волуменска пумпа/мотор, нерамномерноста на протокот е карактеризирана со коефициентот на нерамномерност Δ (види глава 3), дефиниран како:

$$\Delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{sr}} = \frac{2(Q_{\max} - Q_{\min})}{Q_{\max} + Q_{\min}} \quad (4-19)$$

каде се:

Q_{\max} и Q_{\min} - максимална и минимална вредност на сумарниот (текуштиот) проток Q_T' ;

$Q_{sr} = \frac{Q_{\max} + Q_{\min}}{2} \approx Q_T$ - средна вредност на протокот (среден пресметковен проток).

За практични пресметки, за едноредни пумпи, можат да се користат следниве изрази за определување на Δ :

за парен број на цилиндри, $z = 2k$,

$$\Delta = 2 \sin^2 \frac{\pi}{2z} \approx \frac{5}{z^2} \quad (4-20)$$

за непарен број цилиндри, $z = 2k + 1$,

$$\Delta = 2 \sin^2 \frac{\pi}{4z} \approx \frac{1,25}{z^2} \quad (4-21)$$

Изразите (4-20) и (4-21) се добиени од општиот израз (4-19), со замена на Q_{\max} и Q_{\min} добиени како екстрими на функцијата Q_T претставена со изразот (4-17a).

На *Сл. 4.9б* дијаграмски е прикажана зависноста на коефициентот Δ од бројот на цилиндри. Вредностите на Δ за различни z , дадени се исто така во соодветната табела на истата слика. Очигледно е (види исто така и *Сл. 4.9а* и *Сл. 4.10*), дека во основа со зголемување на бројот на цилиндри се намалува нерамномерноста на протокот. Меѓутоа, како што може да се види од овие слики, коефициентот Δ е поголем за парен број на цилиндри ($z = 2k$), што се должи на дијаметралната распределба на цилиндрите - за $z = 2k$, во неутрална положба би се нашле истовремено по два цилиндра, кои не учествуваат во создавањето на протокот во дадениот момент (види *Сл. 4.2*).

За повеќередна пумпа/мотор (*Сл. 4.4*), со z_{red} цилиндри, протокот и моментот ќе се зголемат z_{red} пати, додека коефициентот Δ останува ист како и за едноредна пумпа:

$$Q_{Tr} = z_{red} Q_T; \quad M_{Tr} = z_{red} M_T; \quad \Delta_r = \Delta$$

Q_T , M_T и Δ се однесуваат за едноредна пумпа.

Очигледно дека, за да се постигне минимална вредност на пулсациите, потребно е да се изврши рационална распределба на цилиндрите во повеќередната пумпа, така што сите би работеле, поединечно, со поместување во фаза со агол:

$$\varphi_c = \frac{360^\circ}{z_{vk}}$$

каде е $z_{vk} = z_{red} z$ - вкупен број на цилиндри во сите редови.

4.4.2. НЕРАМНОМЕРНОСТ НА ПРИТИСОКОТ

Нерамномерноста на протокот предизвикува, при оптоварување на пумпата, нерамномерност на притисокот, која е дури и поголема од претходно разгледуваната.

Пулсациите на притисокот претставуваат сложен хармониски процес, чиј карактер се менува не само во пумпи од различни типови, туку се разликува и за пумпи од ист тип.

Формата и големината на пулсациите на притисокот зависат од ред фактори: конструкција, режим на работа, својства на реалната течност и други, чиешто влијание не е можно да се земи во предвид при точни пресметки.

Како што покажале истражувањата во оваа област, нерамномерноста на протокот и пулсациите на притисокот, добиени по аналитички пат, можат во некои случаи значително да се разликуваат од добиените вредности по експериментален пат.

Зависноста на пулсациите на притисокот од проточните пулсации може да се претстави преку израз добиен од теоријата за притисни бранови во компресибилни течности (теорија за хидрауличен удар):

$$dp = \rho c dv = \frac{\rho c}{A_c} dQ \quad (4-22)$$

каде се:

dp и dQ - промена на притисокот и протокот во посматран пресек на цевоводот,

A_c - површина на попречниот пресек на цевоводот/каналот,

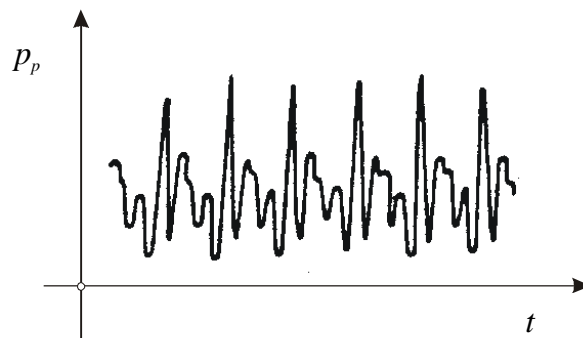
ρ - густина на работната течност,

$c = \sqrt{\frac{E_v}{\rho}}$ - брзина на простирање на звукот во соодветната работна течност,

E_v - волуменски модул на еластичност на работната течност.

Истражувањата на повеќе автори покажале дека фреквенцијата на притисокот е поголема од фреквенцијата на движењето на клипот, дури и за неколку пати (10 до 12 пати, па и повеќе). Ваквата состојба е условена од влијанието на брановите особини во притисниот цевовод и други фактори врз притисните пулсации.

На *Сл. 4.11* прикажан е еден типичен осцилограм на пулсирачкиот бран на притисокот во потисниот (излезниот) приклучок на една радијално-клипна пумпа.



Сл. 4.11: Осцилограм на притисниот притисок кај радијално-клипна пумпа

Како што беше кажано, фактичките пулсации значително можат да ги надминат пресметаните. Како причина за ова зголемување се јавуваат карактеристиките на разводните подсклопови на пумпата (големината на преклопите, формата и димензиите на разводните отвори и слично). Во некои случаи, пулсациите зависат и од степенот на исполнување на цилиндрите со течност.

Во општ случај, дозволените пулсации на протокот на струјниот излез од пумпата, при номинален режим на работа, не треба да преминат 5% (споредено со

средната вредност на протокот). Пулсациите на притисокот не треба да бидат поголеми од 15% од средната вредност на притисокот, односно:

$$Q_{\max} = 1,05Q_{sr}, \quad p_{\max} = 1,15p_{sr}$$

Преголемите пулсации на притисокот можат да доведат до разрушување на цевоводите, а исто така предизвикуваат и вибрации на вентилите (при вентилски развод) и другите компоненти во хидрауличниот систем.

Како ефикасно средство за смалување на наведените пулсации се покажало вградување на посебен додаток на потисниот цевовод, што се инсталира на самиот струен излез на пумпата. Обично овој додаток е со димензии:

$$d_d = 5d_c, \quad l_d = (5 \div 6)d_c$$

d_d и l_d - дијаметар и должина на додатокот,

d_c - дијаметар на потисниот цевовод.

На тој начин, при иста промена на протокот dQ , според изразот (4-22), со зголемување на површината A_c на површина A_d , соодветно ќе се смалат и пулсациите на притисокот dp .

Секако дека вградувањето на хидрауличен акумулатор во хидрауличниот пренос (види поглавје 2.4.2) претставува најефикасен начин за смалување на проточните и притисните пулсации.

4.5. ДЕЈСТВУВАЧКИ СИЛИ И ВРТЕЖЕН МОМЕНТ

4.5.1. СИЛИ ОД ПРИТИСОК НА ТЕЧНОСТА

Силата од притисок на течност врз клипот, во еден цилиндер, е насочена во правец на неговата оска (Сл. 4.12) и има интензитет:

$$F_p = \frac{\pi d^2}{4} p \quad (4-23)$$

каде се:

d - дијаметар на клипот,

p - притисок во цилиндерот.

Во точката на контакт помеѓу клипот и статорскиот прстен, при претпоставка дека таа се наоѓа на оската на клипот (види Сл. 4.12a), како резултат на силата од притисок \vec{F}_p се јавува сила \vec{F}_N , која е нормална на статорската површина и претставува реакција на статорскиот прстен. Оваа сила може да се разложи на две компоненти: сила \vec{F}_k (долж оската на клипот) и сила \vec{F}_T (нормална на \vec{F}_k):

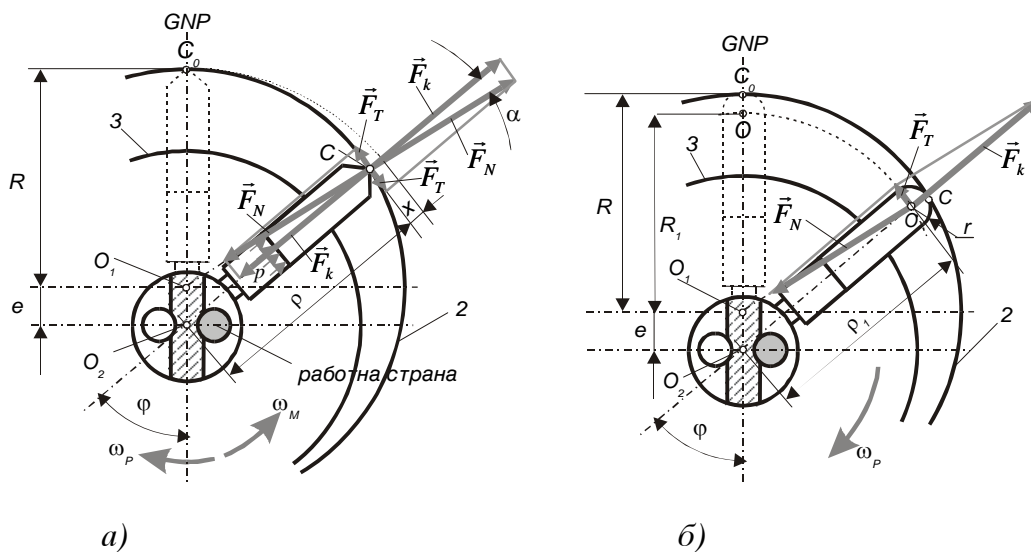
$$\vec{F}_N = \vec{F}_k + \vec{F}_T$$

Од условот на рамнотежа на дејствувачките сили, произлегува дека \vec{F}_k е еднаква по интензитет, а спротивна по насока, на сумата на сите сили кои дејствуваат од страната на клипот долж неговата оска: сила на притисок \vec{F}_p , сила на инерција на клипот \vec{F}_i (види израз (4-12)), силата на триење на клипот од ѕидот на цилиндерот \vec{F}_{tr} , силата од пружината (доколку е инсталирана) \vec{F}_{pr} и центрифугалната сила \vec{F}_c :

$$\vec{F}_k = \vec{F}_p + \vec{F}_i + \vec{F}_{tr} + \vec{F}_{pr} + \vec{F}_c$$

Бидејќи силата \vec{F}_p е значајно поголема од останатите погоре наведени сили, а покрај тоа некои од нив се со различна насока и се поништуваат меѓу себе, со довола точност најчесто се зема:

$$\vec{F}_k \approx \vec{F}_p$$



Сл. 4.12: Дејствувачки сили при конјикцијата на клипот со статорот

Компонентата \vec{F}_T , нормална на оската на клипот, го создава вртежниот (торзионен) момент. При тоа, во случај на работа на хидрауличната машина како пумпа (на Сл. 4.12 ротација во смер на часовата стрелка), силата \vec{F}_T се совладува со моментот доведен на вратилото на пумпата. Кога станува збор за хидро-мотор (на Сл. 4.12 ротација во спротивна насока), компонентата \vec{F}_T го создава торзионниот момент, којшто го доведува цилиндричниот блок во ротационо движење.

Силата на реакција на статорскиот прстен, \vec{F}_N , ја припојува главата на клипот кон статорскиот прстен и го оптоварува истиот, а нејзината реакција го оптоварува

разводниот ракавец. Оваа сила ја определува, исто така, големината на триењето и контактните напрегања на главата на клипот (плунжерот) и површината на статорскиот прстен.

Според паралелограмот на дејствувачки сили на *Сл. 4.12a*, интензитетите на \vec{F}_T и \vec{F}_N (за еден клип) ќе бидат:

$$F_T = F_k \tan \alpha, \quad F_N = \frac{F_k}{\cos \alpha} \quad (4-24)$$

α - агол помеѓу оската на клипот и радијусот на статорот (види *Сл. 12a*).

Бидејќи $\alpha = \alpha(\varphi)$, од врската $R \sin \alpha = e \sin \varphi$ (види поглавје 4.3), следи и зависноста на \vec{F}_T и \vec{F}_N од аголот на ротација $\varphi = \omega t$:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{e}{R} \sin \varphi\right)$$

$$F_T = F_k \tan \left[\arcsin\left(\frac{e}{R} \sin \varphi\right) \right] \quad (4-25)$$

$$F_N = \frac{F_k}{\cos \left[\arcsin\left(\frac{e}{R} \sin \varphi\right) \right]} \quad (4-26)$$

Ако посебно се земи во предвид влијанието на силата на триење помеѓу клипот и цилиндерот, силата \vec{F}_T ќе има облик:

$$F_T = F_k \tan(\alpha - \alpha_{tr})$$

α_{tr} - агол на триење.

Бидејќи влијанието на притисокот на всисната страна може да се занемари ($p_p \gg p_{vs}$), резултантната сила (\vec{F}_{Nr}) која се прима од лежиштето на статорскиот прстен, а нејзината реакција од разводниот ракавец, може со доволна точност да се дефинира како сума на сите дејствувачки сили во потисната (работната) страна:

$$\vec{F}_{Nr} = \sum_{i=1}^{z_p} \vec{F}_{Ni}$$

\vec{F}_{Ni} - сила што дејствува од било кој i -ти клип во потисната страна.

$z_p = \frac{z \pm 1}{2}$ - број на цилиндри што во дадениот момент се наоѓаат во потисната (работната) страна.

z - вкупен број на цилиндри на пумпата/хидромоторот.

Истиот израз за \vec{F}_{Nr} се однесува и за хидро-мотор, со занемарување на притисокот на сливната страна ($p_M \gg p_{sl}$).

4.5.2. ВРТЕЖЕН МОМЕНТ

Како и за секоја хидраулична волуменска машина (види поглавје 3.6), средниот теоретски вртежен момент на радијално-клипната машина може да се определи со изразот:

$$M_T = w\Delta p = \frac{Q_T \Delta p}{\omega} = \frac{d^2}{4} e z \Delta p \quad (4-27)$$

каде се:

$$w = \frac{q}{2\pi} = \frac{d^2}{4} e z - \text{специфичен волумен на пумпата/хидро-моторот,}$$

Δp - разлика на притисоци во хидрауличната машина,

$$\Delta p = \Delta p_p = p_p - p_{vs} \text{ за пумпа, } \Delta p_M = p_M - p_{sl} \text{ за хидро-мотор.}$$

Меѓутоа, заради нерамномерноста на сумарниот прото Q_T' се манифестира и нерамномерност на моментот, односно соодветно може да се дефинира текушт вртежен момент M_T' , којшто се менува со промената на аголот на ротација:

$$M_T' = \frac{Q_T' \Delta p}{2\pi n} = eA \left(\sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i + \frac{e}{2R} \sum_{i=1}^{z_p} \sin 2\varphi_i \right) \Delta p \quad (4-28)$$

а моментот M_T определен со изразот (4-27) претставува средна вредност на M_T' .

Од друга страна, теоретскиот торзионен (вртежен) момент, развиен заради силата на притисок, претставува сума на моментите од дејствувачките сили \vec{F}_T од секој клип.

Моменталната вредност на теоретскиот момент, развиен од притисокот врз било кој клип на хидро-моторот или совладан со момент доведен на вратилото на пумпата, еднаква е на производот на компонентата \vec{F}_T и радиусот на нејзиното дејствие ρ (види *Сл. 4.12a*):

$$M_{Ti}' = F_{Ti} \rho_i \quad (4-29)$$

Бидејќи ρ се менува со промената на аголот на ротација $\varphi = \omega t$ (израз (4-7)), а истото се однесува и за компонентата \vec{F}_T (израз (4-25)), и текуштиот момент M_{Ti}' претставува функција од φ .

Радијусот на дејствие ρ се менува во границите ρ_{\max} и ρ_{\min} (*Сл. 4.7*):

$$\rho_{\max} = R + e, \quad \rho_{\min} = R - e$$

Односно според изразот (4-7), и врската $\sin \alpha = \frac{e}{R} \sin \varphi$:

$$\rho = e + R - x = (e \cos \varphi + R \cos \alpha) = e \left[\cos \varphi + \frac{R}{e} \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi} \right] \quad (4-30)$$

Доколку под-корената големина во изразот (4-30) се развие во ред, за практични цели може да се изведе изразот:

$$\begin{aligned} \rho &= e + R - e \left[\left(1 + \frac{e}{4R} \right) - \left(\cos \varphi + \frac{e}{4R} \cos 2\varphi \right) \right] = \\ &= e \left[\left(\cos \varphi + \frac{e}{4R} \cos 2\varphi \right) + \frac{R}{e} - \frac{e}{4R} \right] = f(\varphi) \end{aligned} \quad (4-31)$$

Од друга страна и силата \vec{F}_T се менува со промената на аголот φ , согласно изразот (4-24) - односно (4-25). Користејќи ја врската $\alpha = \alpha(\varphi)$ и претпоставувајќи дека $e \ll R$, односно $\cos \alpha \approx 1$ т.е. $\tan \alpha \approx \sin \alpha$, изразот (4-29) може да се напише како:

$$M'_{Ti} = pA\rho_i \frac{e}{R} \sin \varphi_i \quad (4-32)$$

Каде зависноста на било кој радијус на положба од соодветниот агол на ротација $\rho_i = \rho_i(\varphi_i)$ е дадена со изразот (4-30).

Со занемарување на моментот што се јавува на всисната (односно "неработната") страна, вкупниот резултантен момент $M_{rez} = M'_T$ се добива како сума на моментите развиени од силите на клиповите коишто се наоѓаат во работната (потисната) страна:

$$\begin{aligned} M_{rez} = M'_T &= \sum_{i=1}^{z_p} M'_{Ti} = M_1 + M_2 + \dots + M_i + \dots + M_{z_p} = \\ &= F_{T1}\rho_1 + F_{T2}\rho_2 + \dots + F_{Ti}\rho_i + \dots \end{aligned} \quad (4-33)$$

каде се:

z_p - број на цилиндри кои во дадениот момент се наоѓаат во работната страна,

ρ_i - радиус на положба на соодветниот i -ти клип,

φ_i - агол на ротација на соодветниот i -ти клип.

Доколку се земе во предвид радијусот на закривеност на главата на клипот r (види *Сл. 12б*), изразот за вртежниот момент на i -тиот клип ќе добие облик:

$$M'_{Ti} = pA\rho_{li} \frac{e}{R-r} \sin \varphi_i \quad (4-32a)$$

$$\rho_{li} = e \cos \varphi_i + (R-r) \cos \alpha_i$$

За практични пресметки, со доволна точност може да се земе дека контактот на клипот со статорската површина, при било која негова положба, е секогаш на симетралата на клипот (види *Сл. 4.12a*) - односно, да се применат претходните изрази за текуштиот момент (4-28) до (4-33).

Од изразот (4-32) произлегува дека M'_T се смалува со смалување на ексцентрицитот e . Оваа зависност е особено значајна за хидро-моторите. Така, кај регулационите хидро-мотори, ако ексцентрицитетот има многу мала вредност (на пример, $\bar{\varepsilon} = e_{tek} / e_{max} \approx 0,1$), торзиониот момент ќе стане соодветен на механичките

загуби при празен од; како резултат на што се создава samozакочување на хидромоторот, дури и без било какво негово оптоварување.

Изборот на максималната вредност на ексцентрицитетот произлегува од условите за обезбедување на работа на клиповите без значително нивно закосување и можното заклининување (закочување) во цилиндрите - види сооднос на некои основни димензии во поглавјето 4.7 и *Сл. 15б*. Често во литературата се препорачуваат ограничувања:

$$e_{\max} \leq 0,09R \quad \text{или} \quad e_{\max} \leq 0,5d$$

каде се:

d - дијаметар на клипот, R - радијус на статорскиот прстен.

Промената на торзиониот момент (како зависност од аголот на ротација $\varphi = \omega t$) карактеризирана е со периодична функција, со периода на промена (за еден ред цилиндри) $2\pi/z$ - за непарен број цилиндри, односно π/z - за парен број цилиндри. Дијаграмот на зависноста $M_T' = M_T'(\varphi)$ има изглед на сложена крива со бројни колебања, со изглед сличен како дијаграмот за Q_T' (види *Сл. 4.9* и *Сл. 4.10*) - што лесно може да се согледа од изразот (4-28). Соодветно, пулсациите на M_T' ќе изнесуваат nz - за парен број цилиндри, и $2nz$ - за непарен број цилиндри (n - број на вртежи).

Аналогно како за протокот и во овој случај може да се дефинира коефициент на нерамномерност на торзиониот момент, Δ_M :

$$\Delta_M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{sr}} \quad (4-34)$$

$M_{sr} = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} \approx M_T$ - средна вредност на пресметковниот (теоретскиот) момент,

види израз (4-27) за средниот теоретски момент M_T .

Бидејќи M_T' ја има истата законитост на промена како Q_T' , следи со доволна точност дека и коефициентите на нерамномерност ќе бидат исти:

$$\Delta_M = \Delta$$

и при тоа да се користат истите изрази за практично определување на Δ - изрази (4-20) и (4-21), односно податоците од дијаграмот и табелата на *Сл. 4.9б*.

Кај хидро-моторите како важна големина се јавува вредноста на вкупниот минимален момент M_{\min} , со кој се определува големината на моментот за стартување на хидро-моторот. Со експеримент е констатирано дека овој момент може да се изрази процентуално од средниот момент спорд следнава табела:

z	5	7	9
M_{\min}	$0,94M_{sr}$	$0,96M_{sr}$	$0,98M_{sr}$

Како што беше истакнато, претходно дадените изрази во ова поглавје се однесуваат за теоретски (пресметковни) вредности на вртежниот момент. Вредностите за текуштиот вртежен момент на вратилото на соодветната хидраулична волуменска машина се определуваат, согласно поглавје 3.7, со изразите:

$$M'_{pr} = \frac{M'_T}{\eta_{meh}} \text{ - за пумпа,}$$

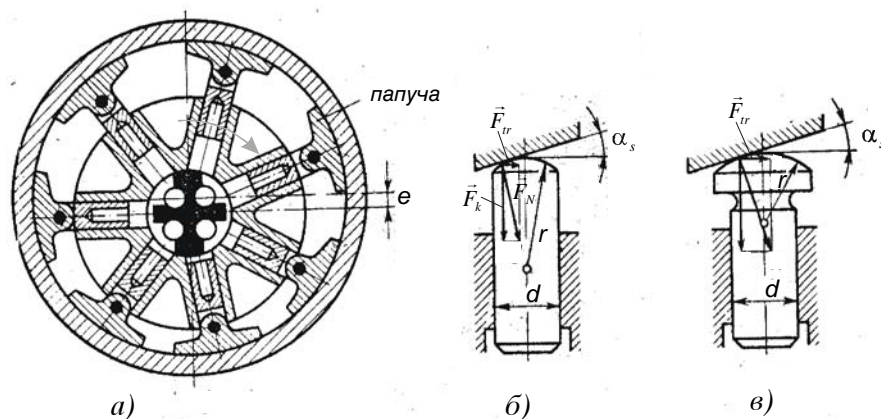
$$M'_{ef} = M'_T \eta_{meh} \text{ - за хидро-мотор}$$

4.6. КОНТАКТ НА КЛИПОВИТЕ СО СТАТОРСКИОТ ПРСТЕН

Во постоечките конструкции на радијално-клипни машини, клиповите имаат контакт со статорскиот прстен директно со своите сферни глави (види *Сл. 4.3* и *Сл. 13б* и *Сл. 13в*), или со посебни папучи (*Сл. 13а*).

Со цел да се подобри подмачкувањето и смали триењето на клипот од видот на цилиндерот, често пати се изведуваат конструкции при кои клипот (за случај на контакт со сферна глава) врши ротација околу својата оска. За да се оствари оваа доплонителна ротација, површината на статорскиот прстен се изведува под определен наклон - со агол $\alpha_s = 15^\circ \div 20^\circ$ (види *Сл. 4.3* и *Сл. 13б* и *Сл. 13в*), или пак цилиндерот се изведува под ист таков агол (види *Сл. 4.14а*).

Во овие случаи, бидејќи точката на контакт на сферната површина е поместена од оската на клипот, под дејствие на силата на триење \vec{F}_{tr} се создава вртежен момент, кој ја овозможува ротацијата на кличето околу неговата оска; при тоа, насоката на оваа ротација ќе се промени два пати за еден вртеж на цилиндричниот блок. На тој начин, клипот во цилиндерот ќе обавува сложено движење по спирала, кое претставува комбинација на неговото праволиниското движење и ротацијата во цилиндерот.



Сл. 4.13: Шема на контакти помеѓу клипот и статорскиот прстен

За да се смали опасноста од пролизгување на главата на клипот, најчесто се зголемува радиусот на дејствие на силата \vec{F}_{tr} , што се постигнува со изведување на печуркеста глава (*Сл. 4.13в*), која обично има дијаметар:

$$d_g = (1,75 \div 2)d$$

d - дијаметар на клипот.

При контактот преку сферна глава, особено внимание треба да се обрне на контактното напрегање помеѓу клипот и статорскиот прстен. За дефинирани материјали на статорскиот прстен и плунжерот (клипот), радиусот на сферната глава е во директна зависност од големината на контактното напрегање; кое се определува со стандардните Hertz-ови изрази за контактено напрегање меѓу топка и цилиндрична површина, или со мала грешка меѓу топка и рамна површина. Силата нормална на површината на статорот, \vec{F}_N , го создава контактното напрегање. За случај на стандардна изведба на статорски прстен (без наклон во однос на клипот), интензитетот на \vec{F}_N се определува според изразот (4-24), односно (4-26). Доколку статорската површина е под определен наклон α_s (Сл. 4.13 и Сл. 4.14), треба да се земе во предвид и компонентата на силата нормална на статорската површина во рамнината на посматраниот наклон.

4.7. РАЗВОД НА РАБОТНАТА ТЕЧНОСТ И СООДНОС НА НЕКОИ ДИМЕНЗИИ

Механизмот за развод на работната течност овозможува довод на флуидот од всисната линија кон цилиндрите на пумпата, а исто така и ја насочува течноста под притисок во притисната линија. Кај хидро-мотор, разводникот обезбедува довод на течност под притисок во цилиндрите, и одведување на одработената течност во сливната линија.

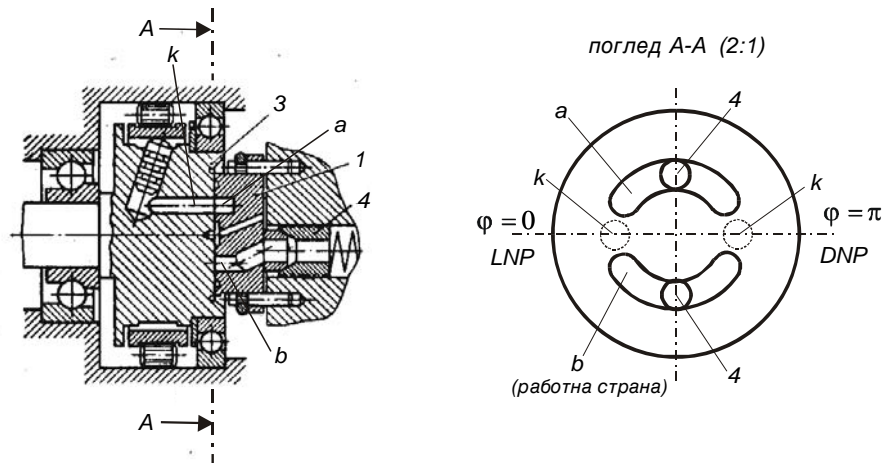
Имајќи ја предвид задачата на разводниот механизам, очигледно е дека тој претставува еден од најважните подсклопови на хидрауличната машина - често пати тој го определува квалитетот и сигурноста на машината.

Кај ротационите радијално-клипни машини, разводот најчесто се изведува преку:

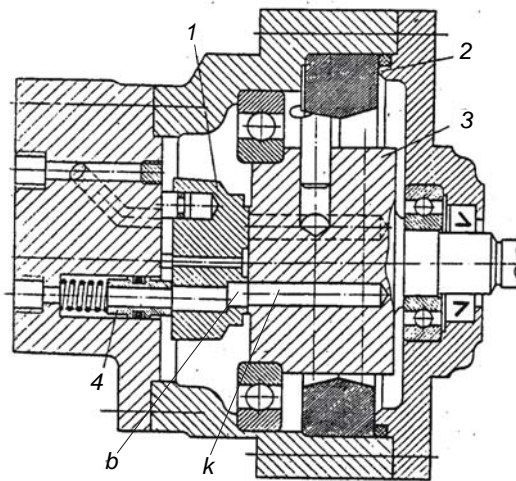
- цилиндрични разводници (ракавци) - види Сл. 4.2, Сл. 4.3 и Сл. 4.4, и поретко со помош на
- рамни разводници, т.е. по пат на челен развод (Сл. 4.14).

На Сл. 4.14а и Сл. 4.14б прикажани се типични примери на челен развод кај некои конструкции ротациони радијално-клипни пумпи. Овој начин на развод наоѓа широка примена кај аксијално-клипните машини и подетално е објаснет во соодветната глава 4, а овдека е даден само основниот принцип. Според Сл. 4.14, во челната (рамна) разводна плоча 1 изведени се срповидни канали a и b , кои во зависност од насоката на ротација, преку чаурите 4, соодветно се поврзани со всисниот и потисниот приклучок на пумпата. Секој од цилиндрите, во зависност од аголот на ротација, преку посебен канал k стапува соодветно во контакт со всисната односно потисната страна (a односно b); на пример, за агол на ротација $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi$ цилиндерот преку k стапува во контакт со всисната страна a , а за $\varphi = \pi$ до $\varphi = 2\pi$ со потисната страна b (види поглед А-А на Сл. 4.14а). Всисниот и потисниот канал a и b треба да бидат потполно одвоени при неутралните положби (LNP и DNP на Сл. 4.14а) - односно димензијата на заптивната преграда помеѓу a и b да биде поголема од пресекот на каналот k .

На Сл. 4.14 се согледува и контактот на клиповите со статорската површина, односно претходно објаснетиот начин на остварување на контакт со наклон α_s .



а) Наклонетии цилиндри и член развод

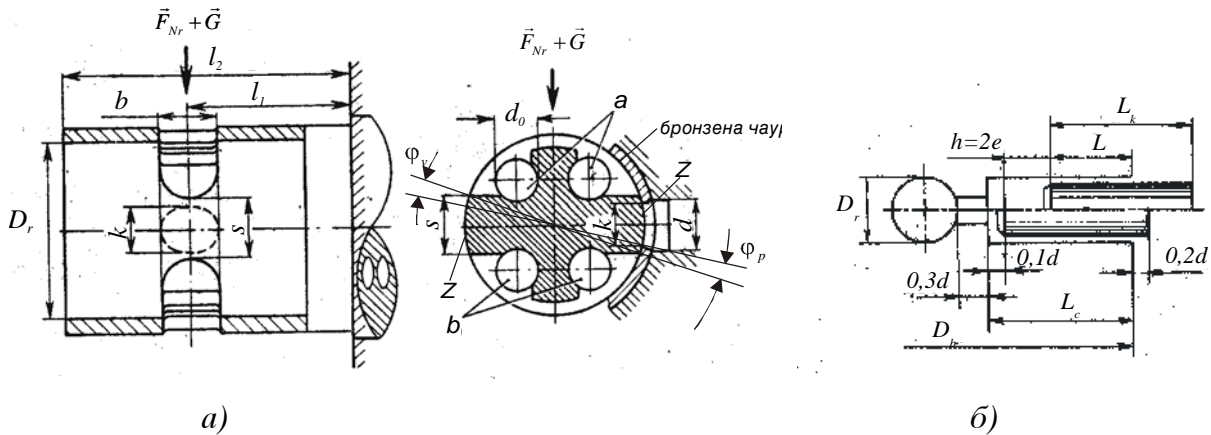


б) Закосена сџаијорска повришина и член развод

Сл. 4.14: Член развод кај ротациона радијално-клипна машина и конџакии на клиповиите со наклон

Во ова поглавје подетално е објаснет разводот преку цилиндричен разводник, којшто најчесто се применува во конструкциите на ротационите радијално-клипни машини, а неговиот основен принцип веќе беше даден во поглавјето 4.1. Според Сл. 4.2, Сл. 4.3 и Сл. 4.4, цилиндровиот блок (роторот) ротира околу разводниот ракавец, во којшто се изведени разводните отвори *a* и *b*, кои се поврзани со всисната и потисната линија преку аксијални канали (Сл. 4.2 и Сл. 4.15). На тој начин се формираат всисна и потисна страна (работна и сливн кај хидро-мотор); кои, при неутралните положби *GNP* и *DNP*, се одвоени една од друга со заптивните прегради *Z*.

Овој вид на разводници се покажале како прилично компактни и надежни во работата на радијално-клипната машина. Меѓутоа, треба да се напомене дека кај пумпите и хидромоторите со ваков развод, потребно е да се обезбеди загарантиран зазор помеѓу чаурата на цилиндровиот блок и ракавецот (види Сл. 4.15а), што ја отежнува херметичноста и постигнување на значително високи притисоци. Работните притисоци на ротационите радијално-клипни пумпи од сериско производство најчесто покриваат подрачје од 180 до 420 bar.



Сл. 4.15: Разводен ракавец на ројациона радијално-клијна пумпа (а) и некои соодноси на димензии на цилиндриот и клијот (б)

При определувањето на геометријата и димензиите на разводниот ракавец (види Сл. 4.15а), потребно е да се обрне внимание на следниве податоци, соодноси и законитости:

- Брзината на лизгање на роторската чаура по ракавецот обично изнесува до 3 m/s за пумпа, односно до 4,5 m/s за хидро-мотор.
- Големината на дијаметарот на ракавецот D_r (Сл. 4.15а) зависи од дејствувачките сили, бројот на разводните канали a и b и дијаметарот на нивниот пресек d_0 .
- За самовсисни пумпи, површината на отворите a и b се определува во зависност од од брзината на струење при безкавитационен режим - $A_a = f(v_a)$.

Практиката покажала дека во општ случај, брзината во всисните отвори е во определен сооднос со средната вредност на брзината на релативното движење на клипот:

$$v_a = (2,2 \div 2,5)v_{r..sr}$$

Во повеќето случаи кај реверзибилните пумпи, оваа брзина изнесува $v_a = v_b = 3 \div 4$ m/s. Кај хидрауличните мотори, или во потисната страна на неревверзибилна пумпа, може да се усвои $v_b \leq 6$ m/s.

- Ракавецот се димензионира врз основа на јакостна пресметка, при што тој се третира како конзола (види Сл. 4.15а), која треба да ги прими резултантната сила \vec{F}_{Nr} (види поглавје 4.5.1) и силата на тежината на цилиндриот блок \vec{G} .

За пумпи од овој вид, притисоци до 150 бар, според некои автори, дијаметарот на ракавецот D_r (во cm) може ориентационо да се определи како зависност од работниот волумен q , преку емпирискиот израз:

$$D_r \approx k\sqrt[3]{q^2} + \sqrt[3]{q}$$

$k = 0,206$, $b = 1,31$ - за $p \leq 75$ bar;

$k = 0,04$, $b = 1,4$ - за $p \leq 150$ bar;

Точната вредност на D_r секако дека ќе се добие со јакостна пресметка.

- При конструирањето на разводниот ракавец обично се користат следниве соодноси на основните димензии (Сл. 4.15а):

$$l_2 \approx (2 \div 2.5)D_r; \quad l_1 \approx (1.5 \div 1.9)D_r; \quad b \approx (0.3 \div 0.4)D_r$$

На Сл. 4.15б се согледуваат и некои соодноси на димензиите на цилиндровиот блок, цилиндерот и клипот. При тоа, за практични пресметки можат да се користат следниве врски:

- сооднос на одот и дијаметарот на клипот: $h/d = 1 \div 1.5;$
- должина на цилиндерот: $L_c = 0.1d + h + (1.5 \div 2)d$
- дијаметар на цилиндровиот блок: $D_b = D_r + 2L_c + 0.6d$
- должина на клипот: $L_k = h + (1.5 \div 2)d + (0.1 \div 0.2)d = h + (1.6 \div 2.2)d$
- радијус на главата на клипот: $r = (1.5 \div 2.5)d$

При конструирањето на разводниот ракавец, потребно е да се потенцира и улогата на разделителната преграда Z (види Сл. 4.3 и Сл. 4.15а). Оваа преграда треба да обезбеди потполно одвојување на всисниот од потисниот режим, односно потполно заптивање на цилиндерот кога се наоѓа во неутралните положби. За таа цел, широчината на преградата, s , треба да биде поголема од димензијата на каналот на цилиндерот k :

$$s > k$$

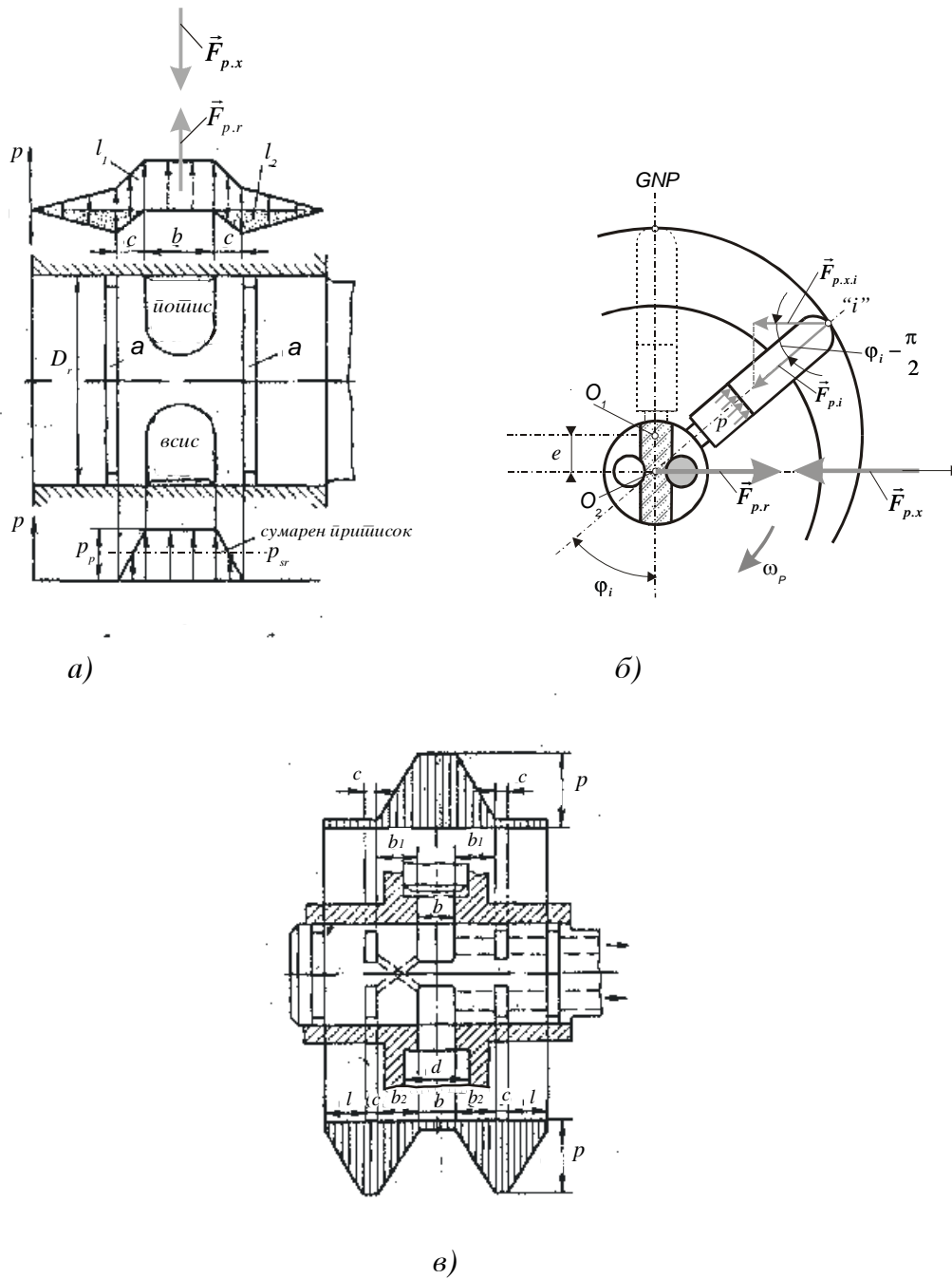
Точната вредност на димензијата s се определува врз основа на аглиите на стапување во контакт со всисната и потисната страна φ_v и φ_p (види Сл. 4.15б), односно врз основа на дефинирањето на всисниот и потисниот режим. Методологијата за определување на аглиите φ_v и φ_p е иста како кај аксијално-клипните и крилните машини и е презентирана во соодветните поглавја 5. и 6.

За практични пресметки може да се усвои:

$$s - k = (0.3 \div 0.5)D_r$$

За смалување на силата што дејствува на ракавецот, обично се применува хидростатско растеретување (хидрауличко врамнотежување на роторот/ракавецот), остварено со соодветно насочување на волуменските загуби (истекувања) во зазорот помеѓу роторот (цилиндровиот блок) и ракавецот.

Еден вид на вакво растеретување прикажано е на Сл. 4.16а, со кое врамнотежувањето се остварува со примена на кружни прстенести жлебови a . При тоа, сумарната сила од притисокот на течноста во цилиндрите, $\vec{F}_{p,x}$, го притиска роторот кон ракавецот. Од спротивната страна на роторската чаура, дејствува сила од притисок на течноста што се наоѓа помеѓу чаурата и ракавецот, $\vec{F}_{p,r}$, која се стреми да го одвои роторот од ракавецот (види Сл. 4.16а и Сл.4.16б). Со цел да се постигне минимално абеење на чаурата, потребно е овие сили да бидат во рамнотежа, $\vec{F}_{p,r} = \vec{F}_{p,x}$.



Сл. 4.16: Разводни ракавци со хидраулично расшеретување

Од дијаграмот на распределба на притисокот (Сл. 4.16а) следи дека, на половина површина од чаурата (што се наоѓа во потисната страна) дејствува притисок што се стреми да ја одвои чаурата нагоре (дијаграм l_1), а на другата половина (што се наоѓа во всисната зона) дејствува притисок што се стреми да ја одвои надолу (дијаграм l_2). Разликата на овие два дијаграма дава сумарен притисокот (сумарен дијаграм на Сл. 4.16а), што се стреми да го задвижи роторот нагоре со вкупна сила $\vec{F}_{p,r}$.

Ако се занемари широчината на жлебовите a и ако се усвои дека средниот притисок, во зазорите на растојанието c , е $p_{sr} \approx p/2$, силата $\vec{F}_{p,r}$ може да се добие со изразот:

$$\vec{F}_{p,r} = pD_r b + 2D_r c p_{sr} = pD_r (b + c)$$

b и c се соодветни растојанија прикажани на Сл. 4.16а.

За да се обезбеди растеретување на роторот, како што беше претходно истакнато, силата $\vec{F}_{p,r}$ треба да биде еднаква по интензитет на спротивната на неа сила $\vec{F}_{p,x}$, која претставува сума на проекциите на силите од притисок по правецот на дејствие на силата $\vec{F}_{p,r}$ (види Сл. 4.16б). Според Сл. 4.16б, интензитетот на силата $\vec{F}_{p,x}$ може да се определи како:

$$F_{p,x} = \frac{\pi d^2}{4} p \sum_{i=1}^{z_p} \cos \left[(i-1) \frac{2\pi}{z} - \frac{\pi}{2} \right] \approx pz \frac{d^2}{4}$$

каде се:

z - вкупен број цилиндри; z_p - број на цилиндри во потисната страна; d - дијаметар на цилиндерот/клипот; p - притисок што владее во работната (потисната) страна.

Од потребниот условот за рамнотежа $\vec{F}_{p,r} = \vec{F}_{p,x}$, може да се определи растојанието c на кое треба да се изведат жлебовите a , а со цел да се постигне растеретувањето на роторот:

$$c = \frac{zd^2}{4D_r} - b \quad (4-35)$$

За поусовршено растеретување, често се применуваат некружни (на агол помал од 180°) меѓусебно изолирани жлебови со определена широчина c (види Сл. 4.16в), кои се соодветно во врска со страните со висок и низок притисок. Во овој случај, работната течност со висок притисок се доведува во каналите (жлеболите) кои се наоѓаат на страната со низок притисок, и обратно, овозможувајќи балансирање на дејствувачките сили.

Димензиите на основните големини на овие жлебови, како и нивната диспозиција, со кои е овозможено врамнотежувањето на дејствувачките сили се определуваат според истата методологија како во претходниот случај (види дијаграми на распределба на притисокот на Сл. 4.16в). Како резултат се добива следнава врска на димензиите на потребните растојанија на поставеност на жлебовите, според Сл. 4.16в:

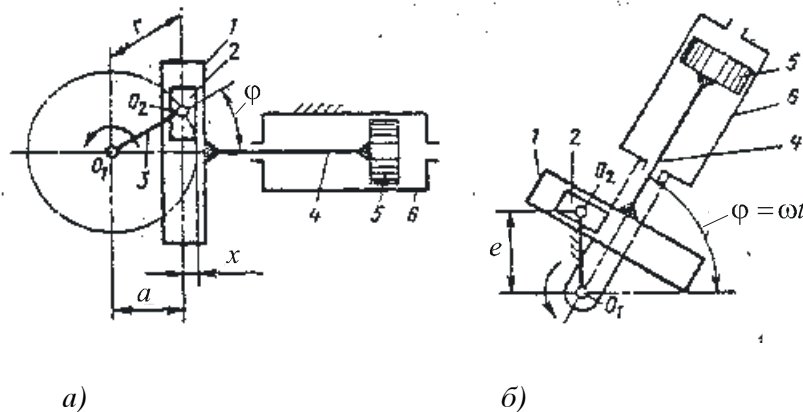
$$b + b_1 = 2c + l + b_2 \quad (4-36)$$

Несомнено дека во прикажаните случаи за балансирање на дејствувачкиет сили се манифестираат зголемени волуменски загуби ΔQ . Со цел ΔQ да се сведат на минимална можна вредност, широчината (т.е површината на пресекот) на изведените жлебови треба да биде што е можно помала.

4.8. РОТАЦИОНИ РАДИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ СО РАМНО НАСОЧУВАЊЕ

Принципот на работа на овие хидраулични машини се сведува на принципот на дејствие на клипната пумпа со *бескрајно долга клипњача* - види поглавје 2.4 и Сл. 2.6. Во овој случај аголот на клипњачата е секогаш $\alpha = 0 = const$. Од тука, овие машини го добиле називот *радијално-клипни машини со бескрајно долга клипњача*, или *радијално-клипни машини со рамно насочување* (заради посебната конструкција на "слишторои").

Кинематската шема што одговара на пумпа од овој тип, во основа одговара на кулисниот механизам и е прикажана на Сл. 4.17.



Сл. 4.17: Кинематска шема на едно-цилиндрична пумпа со кулисен механизам

Според Сл. 4.17а, при ротација на кривајата 3, околу оската O_1 , лизгачот 2 ќе врши кружно движење заедно со оската O_2 околу O_1 и истовремено ќе се поместува вертикално во процепот на кулисата 1, доведувајќи ја истата заедно со клипњачата 4 и клипот 5 во праволиниско движење. При тоа, за агол на ротација од $\varphi = 0 \div \pi$ лизгачот ќе се движи по едната половина на кулизата, а за $\varphi = \pi \div 2\pi$ по другата половина.

Патот што ќе го помине кулисата (а со тоа и клипот во цилиндерот) при ротација на кривајата од $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi$, односно одот на клипот, ќе изнесува:

$$h = x_{\max} = 2r$$

Патот што го поминува клипот при било кој агол на ротација $\varphi = \omega t$ ќе биде:

$$x = r - a = r(1 - \cos \varphi) \quad (4-37)$$

Према тоа, релативната брзина и забрзувањето клипот, како и протокот од еден цилиндер се определени со изразите:

$$v_r = \frac{dx}{dt} = \omega r \sin \varphi \quad (4-38)$$

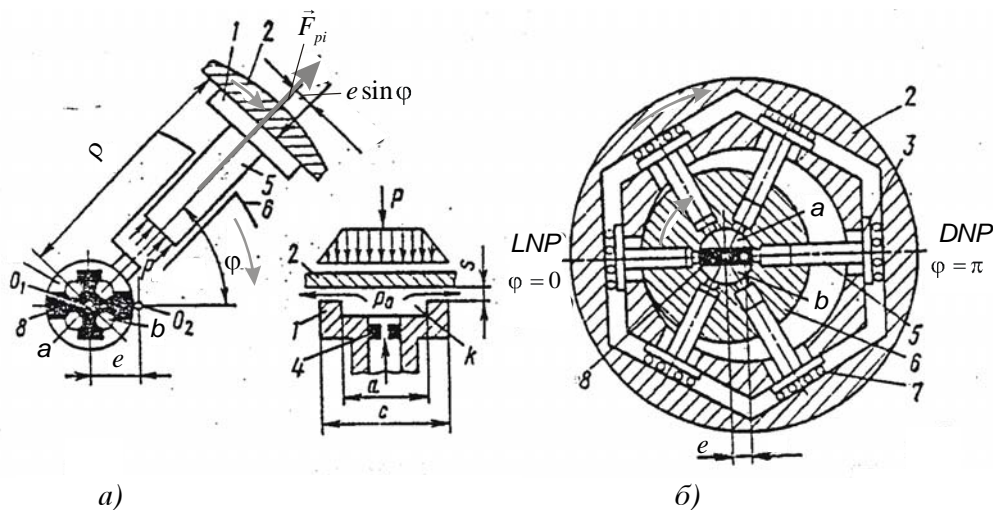
$$a_r = \frac{dv_r}{dt} = \omega^2 r \cos \varphi \quad (4-39)$$

$$Q_1 = A \omega r \sin \varphi \quad (4-40)$$

$A = \pi d^2 / 4$ - површина на пресекот на цилиндерот.

Основната кинематика нема да се промени, ако кривајата 3 и оската на лизгачот 2 се изведат како *неподвижни* (Сл. 4.17б), а цилиндерот 6 врши кружно движење околу O_1 . Во овој случај, клипот 5 ќе врши праволиниско движење во цилиндерот 6, којшто ротира околу O_1 . При тоа, лизгачот 2 ротира околу својата оска O_2 , која се наоѓа на ексцентрицитет e во однос на оската O_1 . И во овој случај важат изразите (4-37) до (4-40).

Последнава кинематска шема ја дава суштината на принципот на функционирање на ротационата радијално-клипна пумпа со рамно насочување (Сл. 4.18).



Сл. 4.18: Премейковна и конструкиивна шема со рамно насочување

Според Сл. 4.18а, лизгачот 2 е преобразен во рамен насочувачки дел на "слайд-рој" 2, којшто ротира околу неподвижната оска O_2 . Клипот 5, преку рамната печуркаста папуча 1, се опира на насочувачкиот дел 2 и врши наизменично праволиниско движење во цилиндерот (изведен во цилиндровиот блок б). При тоа, цилиндровиот блок (роторот) ротира околу оската O_1 . И во овој случај, ексцентрицитетот на O_2 во однос на O_1 , $e = \overline{O_2 O_1}$, е параметар со кој се регулира протокот.

Кинематската шема според Сл. 4.18а овозможува распоредување на повеќе цилиндри во роторот б (види Сл. 4.18б), со што се добива шемата на ротациона радијално-клипна пумпа со рамно насочување. Роторот б ротира околу разводниот ракавец 8 (со оска O_1), низ чиешто канали а и б се обавува разводот на работната

течнос. Насочувачкиот дел 2 ротира околу оската O_2 ($e = \overline{O_2O_1}$) и е изведен со двојно рамно насочување (кулиса), за да се обезбеди самовсисување на пумпата. При тоа, папучата ќе се движи во едната половина на кулисата - за $\varphi = 0 \div \pi$, односно во другата половина на кулисата - за $\varphi = \pi \div 2\pi$.

Во ваквите конструкции на радијано-клипни пумпи, вртежниот момент најчесто се приведува на насочувачкиот дел 2; односно за хидро-мотор, ефективниот момент преку 2 се предава на вратилото.

Користејќи ги објаснетите шеми, врз основа на изразите за едоцилиндрична пумпа (4-37) до (4-40), изразите за основните кинематски големини ќе бидат:

пат при релативното движење на клипот;

$$x = \rho_{\max} - \rho = e(1 - \cos \varphi) \quad (4-41)$$

максимален пат, односно од на клипот;

$$h = x_{\max} = 2e$$

брзина и забрзување на релативното движење;

$$v_r = \frac{dx}{dt} = e\omega \sin \varphi \quad (4-42)$$

$$a_r = \frac{dv_r}{dt} = e\omega^2 \cos \varphi \quad (4-43)$$

проток при определен агол на ротација φ_i од еден "i-ти" цилиндер;

$$Q_i = Ae\omega \sin \varphi_i \quad (4-44)$$

Вкупниот текушт теоретски проток на пумпата се менува со промената на аголот на ротација и е дефиниран со изразот:

$$Q_T = Ae\omega \sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i = Ae\omega \sum_{i=1}^{z_p} \sin\left(\varphi + \frac{2\pi i}{z}\right) \quad (4-45)$$

каде се:

φ - агол на ротација на првиот (референтен) цилиндер во потисната страна;

$\varphi_i = \varphi + \frac{2\pi i}{z}$ - агол на ротација на соодвете i-ти цилиндер;

z - вкупен број на цилиндри;

z_p - број на цилиндри во работната (потисната страна).

Средниот пресметковен проток дефиниран е со изразот:

$$Q_T = Ahzn = \frac{Ae\omega z}{\pi} = \frac{\pi d^2 ezn}{2} \quad (4-46)$$

Неравномерноста на протокот може да се изрази, освен преку коефициентот за неравномерност Δ (види израз (4-19)), и преку односот на протокот во даден момент Q_T' и средниот пресметковен проток Q_T :

$$\frac{Q_T'}{Q_T} = \frac{\pi}{z} \sum_{i=1}^{z_p} \sin\left(\varphi + \frac{2\pi i}{z}\right) \quad (4-47)$$

За изведени пумпи од овој тип, овој однос изнесува:

$$\frac{Q_T'}{Q_T} = 1,045 \quad \text{за} \quad z = 6$$

$$\frac{Q_T'}{Q_T} = 1,015 \quad \text{за} \quad z = 5$$

Торзиониот момент развиен од силата на притисок врз определен i -ти клип (види *Сл. 4.18a*) се добива со изразот:

$$M_i = F_{p,i} e \sin \varphi_i = p A e \sin \varphi_i \quad (4-48)$$

Според тоа, текуштиот вртежен теоретски момент на пумпата ќе се менува според законитоста;

$$M_T' = e p A \sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i \quad (4-49)$$

Средниот пресметковен момент за еден цилиндер (клип) ќе биде:

$$M_{T1} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\pi} M_i d\varphi = \frac{e p A}{\pi} \quad (4-50)$$

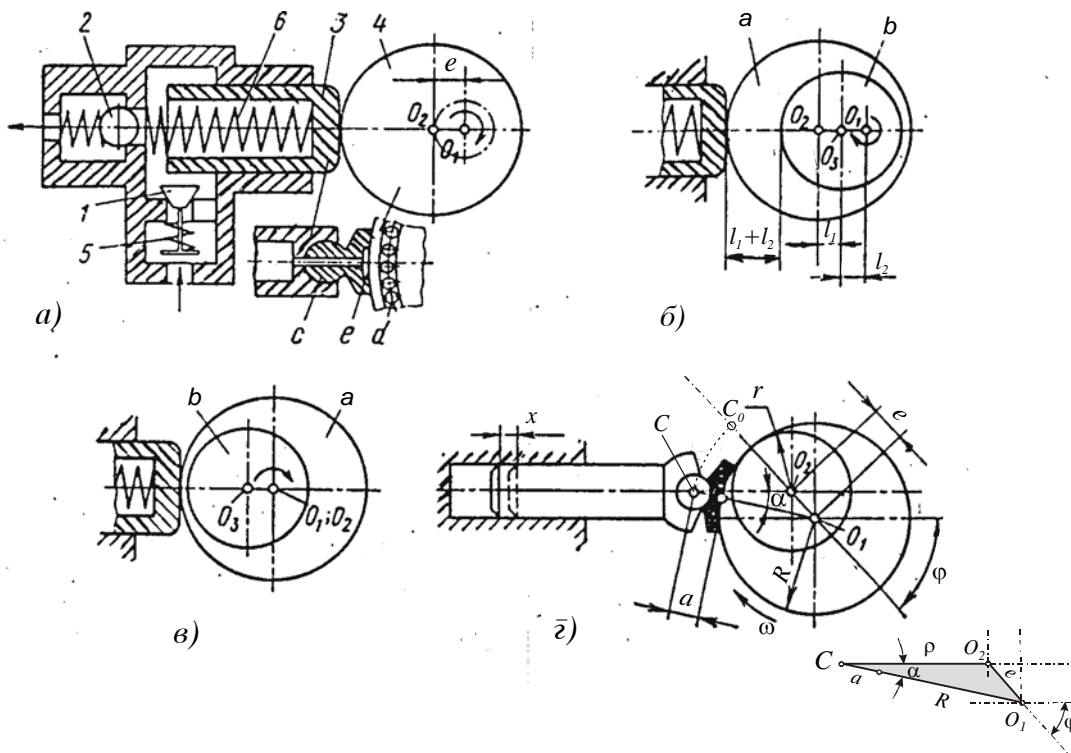
За целата хидраулична машина (пумпа/хидромотор) средниот пресметковен (теоретски) момент ќе биде:

$$M_T = M_{sr} = \frac{2eApz}{2\pi} = \frac{qp}{2\pi} = wp \quad (4-51)$$

4.9. РАДИЈАЛНО-КЛИПНИ ПУМПИ СО ВЕНТИЛСКИ И ВЕНТИЛСКО-ПРОЦЕПЕН РАЗВОД

Ротационите радијално-клипни машини кои се базираат на развод на работната течност преку цилиндричен или рамен разводник, поради потребата за обезбедување на гарантирани зазори, најчесто работат со притисоци во дијапазон од 180 до 420 bar (види поглавие 4.7). За обезбедување на повисоки притисоци (до 1000 bar, во некои случаи и повеќе) се применуваат "неротирациони" радијално-клипни пумпи со вентилски и вентилско-процепен развод.

Суштината на овој вид на волуменски машини е во преносот на вртежниот момент преку ексцентричен диск (ексцентар) којшто овозможува наизменично праволиниско движење на клиповите (Сл. 4.19). Ротацијата се пренесува од вратилото на ексцентарот 4, којшто ротира околу оската на вратилото O_1 . Геометриската оска на ексцентарот O_2 , која се наоѓа во однос на O_1 на растојание на вредноста на ексцентрицитетот e , ќе опишува при ротацијата круг со радијус еднаков со ексцентрицитетот e (Сл. 4.19a). При тоа, клипот 3 ќе врши наизменично праволиниско движење во цилиндерот, односно ќе измине пат $h = 2e$ при агол на ротација $\varphi = \pi$. Според Сл. 4.19a, за прикажаниот смер на ротација, при ротација на агол $\varphi = 0 \div \pi$, клипот ќе се движи во десно, при што заради зголемувањето на волуменот во цилиндерот ќе се обавува процесот на всисување; а при ротација на агол $\varphi = \pi \div 2\pi$, клипот ќе се движи према лево и ќе ја потиснува работната течност од цилиндерот. Всисувањето се остварува низ всисниот вентил 1, а потиснувањето низ потисниот вентил 2. Постојаното припојување на клипот кон ексцентарот се остварува со помош на пружината 6 (или некој друг начин).



Сл. 4.19: Принципиелни шеми (а, б, в) и пресметковна шема (z) на радијално-клипна пумпа со вентилски развод и вонротацион пренос на момент преку ексцентричен диск

Кај овие пумпи можно е да се оствари промена на ексцентрицитетот e , доколку се примени конструкција со два ексцентрични диска (Сл. 4.19б, в). Во овој случај, одот на клипот се регулира со промена на взаемната положба на ексцентрите a и b . При тоа, ексцентрицитетот e овозможено е да се регулира во граници $e_{\min} = l_1 - l_2 = 0$ (Сл. 4.19в) и $e_{\max} = l_1 + l_2$ (Сл. 4.19б).

Од анализата на основните шеми очигледно произлегува, дека кинематиката на ваквата пумпа одговара на кинематиката на едно-цилиндрична пумпа со криваен механизам (види поглавје 2.2). Функцијата на кривајата (Сл. 2.3) во овој случај ја има ексцентричниот диск; при тоа, радијусот на кривајата r одговара на ексцентрицитетот e .

Соодветно, средниот пресметковен проток за едноцилиндрична пумпа од овој тип ќе биде:

$$Q_{T1} = 2eAn$$

Доколку пумпата е изведена со повеќе цилиндри (види Сл. 4.20), средниот пресметковен проток ќе изнесува:

$$Q_T = 2eAz n \quad (4-52)$$

каде се:

$$A = \pi d^2 / 4 \text{ - површина на челото на клипот;}$$

z - вкупен број на цилиндри.

Според пресметковната шема (Сл. 4-19в), при определен агол на ротација $\varphi = \omega t$, клипот ќе измине пат:

$$x = \rho - \rho_{\min} = [(R + a)\cos\alpha - e\cos\varphi] - (r + a) \quad (4-53)$$

каде се:

$$\rho = \overline{O_2C}; \quad \rho_{\min} = \overline{O_2C_0} = r + a$$

Бидејќи од кинематскиот триаголник ΔO_1O_2C произлегува зависноста:

$$\sin\alpha = \frac{e}{R+a}\sin\varphi, \quad \text{односно} \quad \cos\alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R+a}\right)^2 \sin^2\varphi},$$

патот на клипот може да се изрази само во функција од аголот на ротација, како:

$$x = (R + a)\sqrt{1 - \left(\frac{e}{R+a}\right)^2 \sin^2\varphi} - (r + a + e\cos\varphi)$$

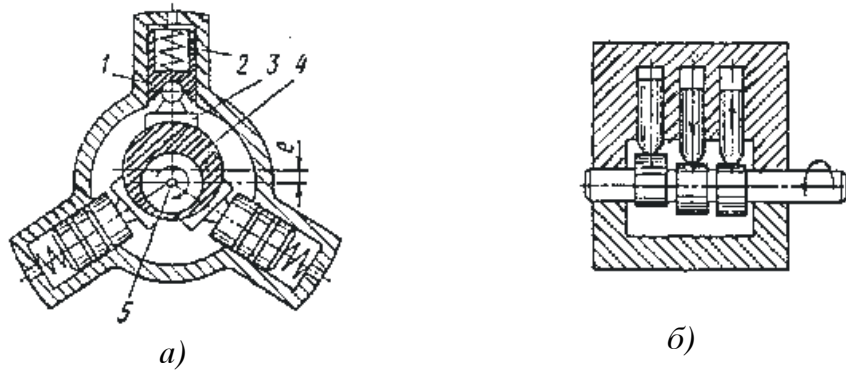
односно знаејќи дека $r = R - e$

$$x = (R + a)\left[\sqrt{1 - \left(\frac{e}{R+a}\right)^2 \sin^2\varphi} - 1\right] + e(1 - \cos\varphi) \quad (4-54)$$

Со диференцирање на патот можат да се определат останатите кинематски големини (брзина на клипот v_k , забрзување на клипот a_k , текушт теоретски проток

Q_T), на ист начин како и за претходно објаснетите ротациони радијално-клипни машини (поглавија 4.3 и 4.4).

На *Сл. 4.20* прикажани се принципиелни шеми и конструкции на повеќе цилиндрични радијално-клипни пумпи со погон преку ексцентар. Овој тип на радијално-клипна машина може да се изведе и како повеќе-редна, со погон преку коленасто вратило (види *Сл. 4.20a*).



Сл. 4.20: Принципиелни шеми и конструкции на радијално-клипни пумпи со вентилски развод и погон преку ексцентар

Во оваа класа на "неротициони" радијално-клипни хидраулични машини можат да се вбројат и т.н. пумпи со вентилско-процепен развод (*Сл. 4.21*).

Овие пумпи овозможуваат поголема херметичност и помала чувствителност во однос на загревање на работната течност (со тоа и поголема аголна брзина, $n > 6000$ vr/min). Меѓутоа овие пумпи, како и претходните само со вентилски развод, се со поголеми габарити во однос на ротационите радијално-клипни машини и не дозволуваат реверсирање при работата; односно, всисната и потисната страна не можат да си ги заменат местата (види *Сл. 4.21*). Поради особеноста на вентилскиот и вентилско-процепниот развод, овие машини се необратни, т.е. пумпа од овој тип не може да работи како хидромотор (и обратно).

Според скицата на *Сл. 4.21a*, на којашто условно се прикажани два цилиндри во спротивни крајни положби, всисувањето се остварува преку страничните канали a - изведени во цилиндрите и поврзани преку заеднички канал (во телото на пумпата) со всисниот приклучок. При тоа, процесот на всисување започнува во оној момент кога клипот b ќе овозможи спојување на цилиндерот со комората c (одговара на од на клипот h_{vs}). Потискувањето на работната течност се остварува преку потисните вентили, а започнува од оној момент кога клипот ќе навлезе во цилиндерот и го одвои истиот од комората c .

Од самиот принцип на работа очигледно е дека работниот од h_{rab} (од за којшто се обавува процесот на потискување) ќе биде помал од геометрискиот од на клипот $h=2e$, т.е.:

$$h_{rab} = h - h_{vs} = 2e - h_{vs} \quad (4-55)$$

Според тоа, средниот пресметковен проток, при работниот процњс, ќе биде:

$$Q_T = Ah_{rab}zn = \frac{\pi d^2}{4} z(2e - h_{vs})n \quad (4-56)$$

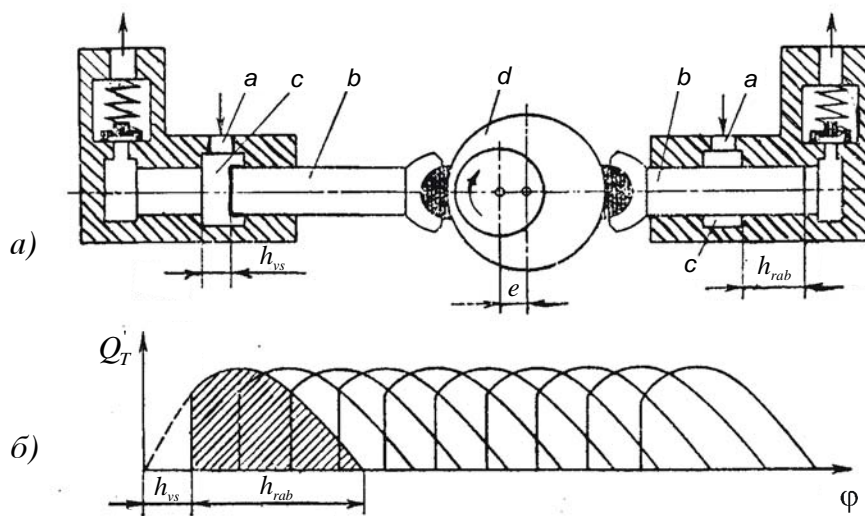
За практични пресметки, а со цел да се обезбеди добра херметичност, може да се користи со доволна точност следниов сооднос на одот на всисување и работниот од:

$$\frac{h_{vs}}{h_{rab}} = 0,2 \div 0,3$$

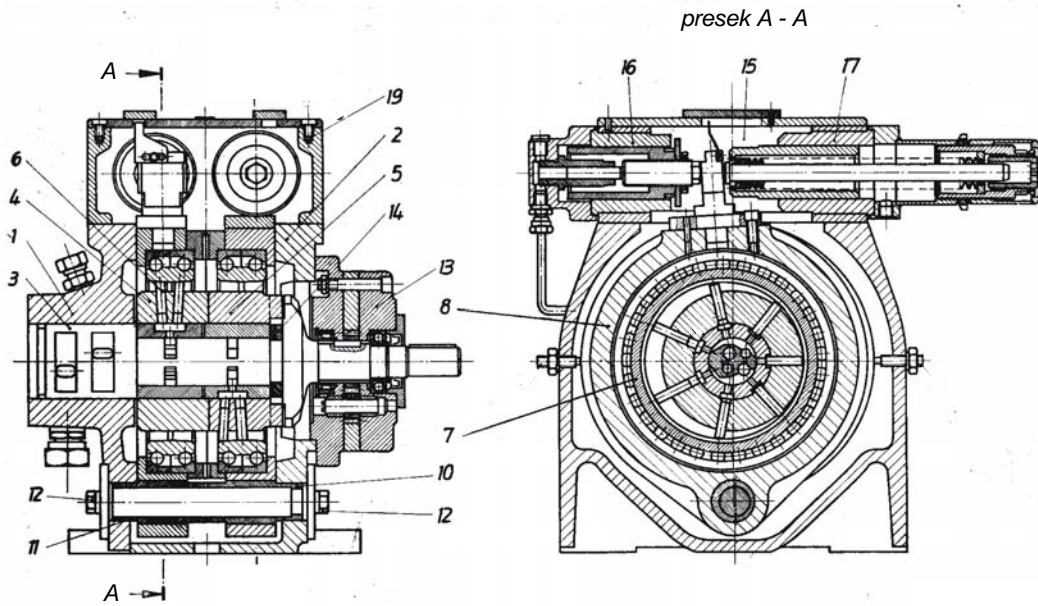
Ако се земе во обзир, дека движењето на клипот е по закон на синусоида, аголот на ротација за којшто се обавува процесот на всисување, φ_{vs} , може да се определи од изразот:

$$h_{vs} = e \cos \frac{\varphi_{vs}}{2}$$

Покрај наведените предности и недостатоци, потребно е да се истакне дека нерамномерноста на протокот кај пумпите со вентилско-процепен развод е поголема во однос на другите радијално-клипни машини, токму заради фактот дека работниот од е само дел од вкупниот геометриски од. На *Сл. 4.21б* прикажан е дијаграмот на промената на текуштиот проток, на којшто со шрафирана површина е означена промената на протокот при работниот од на клипот во еден цилиндер.

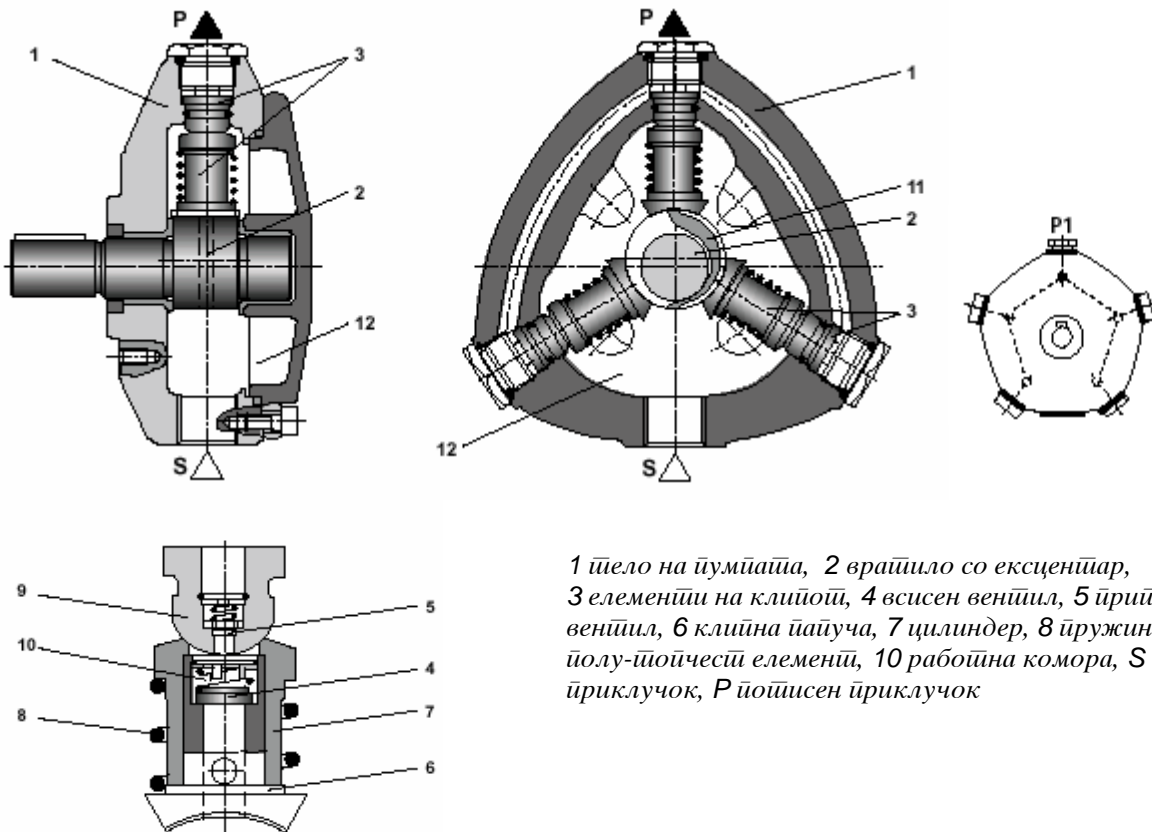


Сл. 4.21: Принципиелна шема на радијално-клипна пумпа со вентилско-процепен развод (а) и промена на Q_T (б)



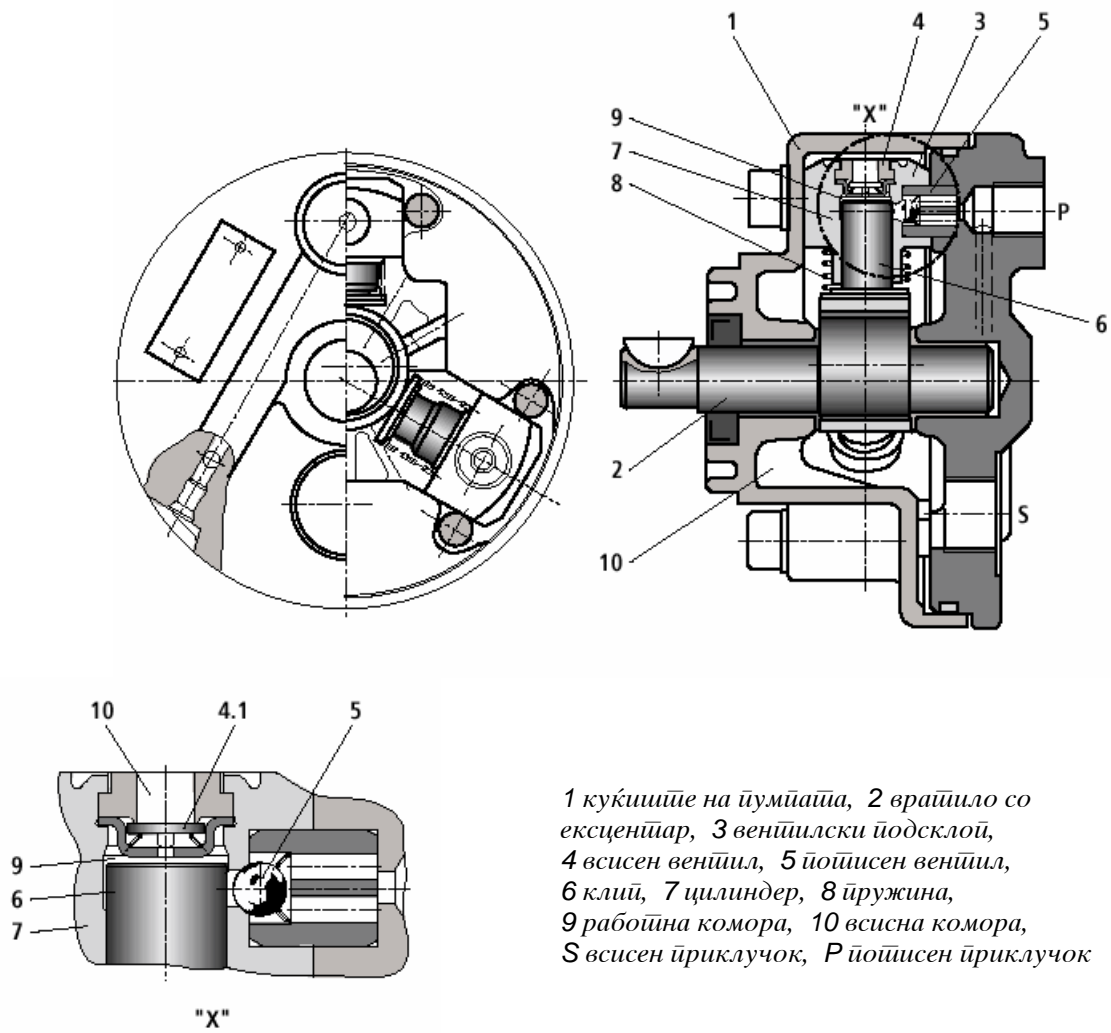
1 шело со цевни приклучоци, 2 шело на ѓумџаџа, 3 разводен ракавец, 4,5 цилиндров блок, 6 клиџови, 7 сџаџорско лежџиџе, 8 сџаџорски прџиџен, 10,11,12 делови на осовинкаџа на сџаџороиџ, 13 прџеден каџаџ, 14 џлоџка на сџоџкаџа, 15,16,17,19 делови на реџулаџиџороиџ

Сл. 4.24: Реџулаџиџона роџаџиџона радиџално-клиџна ѓумџа на фирмаџа Orsta

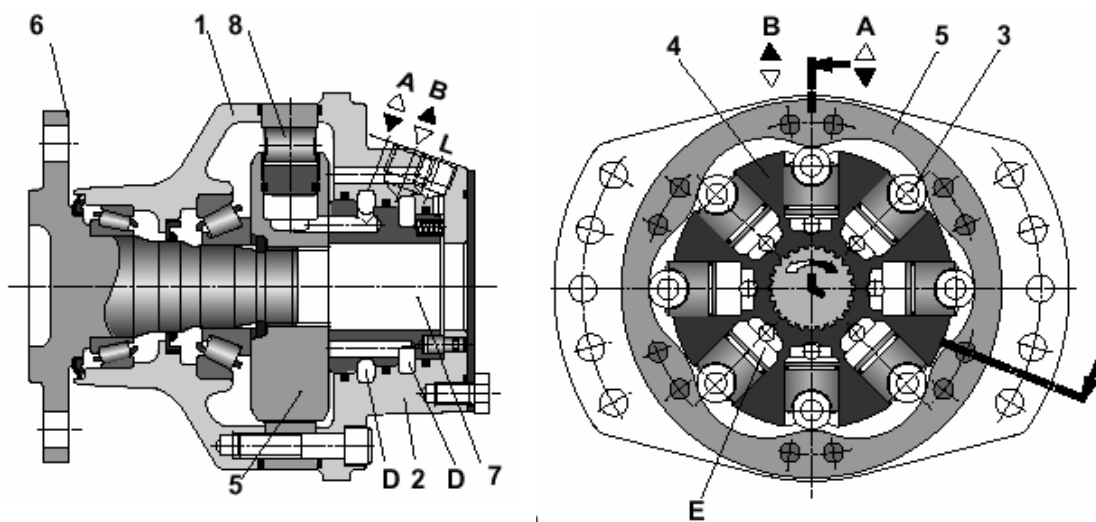


1 шело на ѓумџаџа, 2 враџиџло со еџценџиџар, 3 елеменџи на клиџоиџ, 4 всисен венџил, 5 прџиџисен венџил, 6 клиџна џаџуџа, 7 цилиндер, 8 џруџина, 9 џолу-џоџчесџи елеменџи, 10 раџоџна комора, S всисен џриџлуџок, P џоџисен џриџлуџок

Сл. 4.25: Нереџулаџиџона радиџално-клиџна ѓумџа на фирмаџа Rexroth

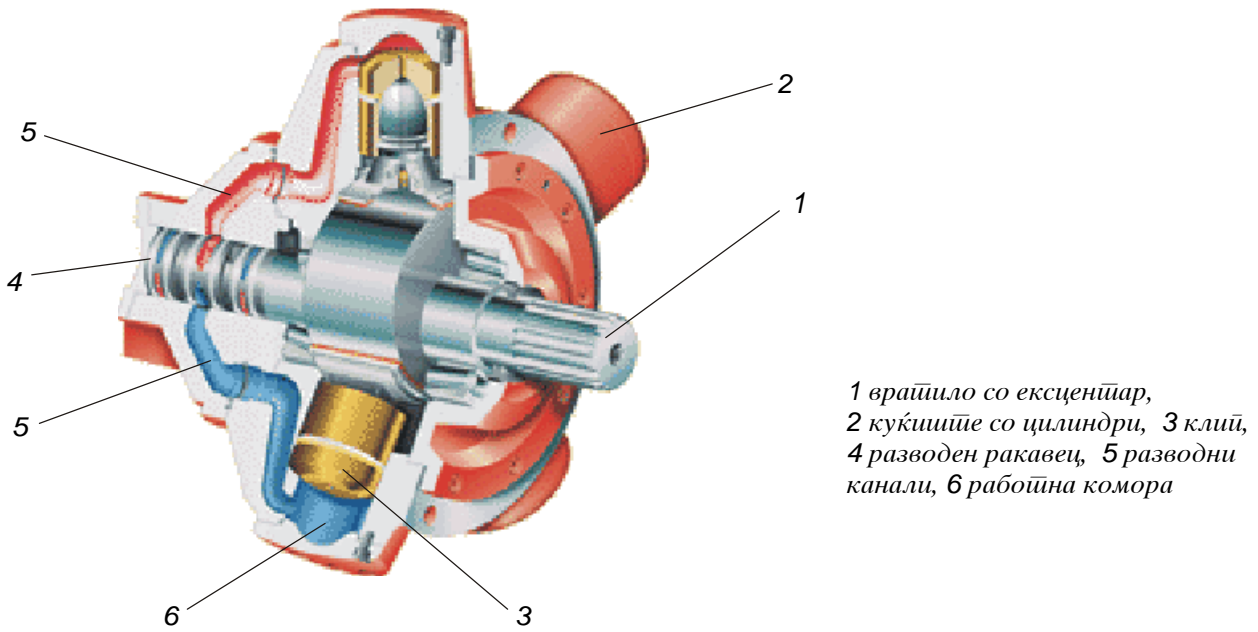


Сл. 4.26: Радијално-клијна пумпа со венџилски развод и константен работен волумен на фирмата Rexroth

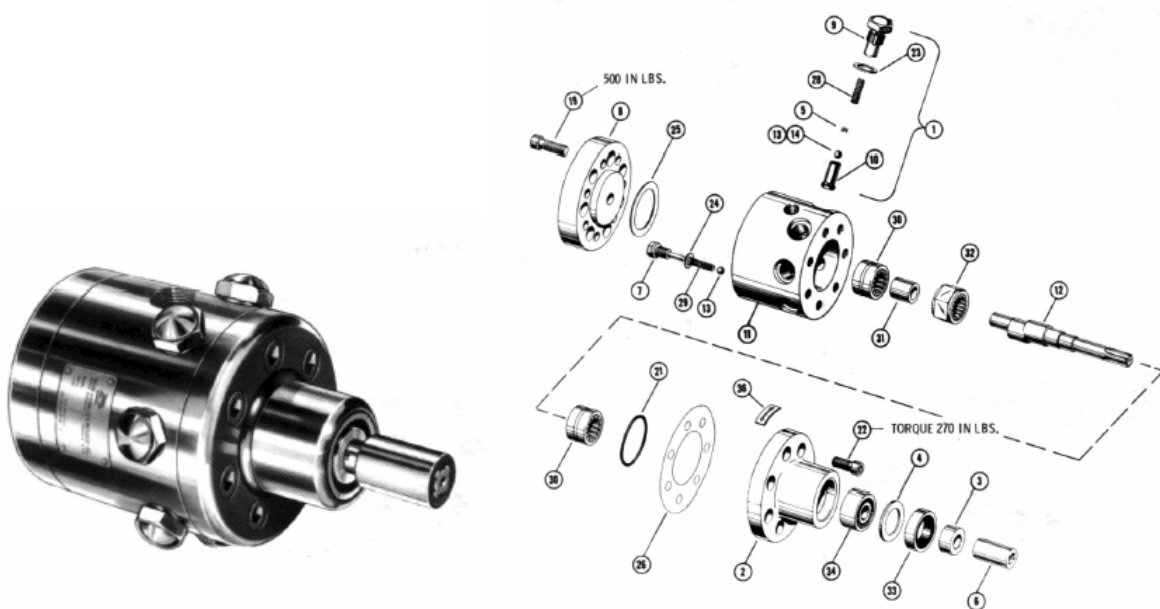


1, 2 дводелно куќиште, 3 клијови, 4 цилиндров блок, 5 профилиран ситијор за шест-крајно дејствие (шест зафати и шест испикувања за еден вртеж), 6 вращило со ситија, 7 разводен подској, 8 иркала, A, B цевни ирklучоци за работната шеност (реверзибилни), D иршенети разводни канали, E работна комора на цилиндерот, L ирklучок за истовремен довод на шеност во A и B (слободна ротација)

Сл. 4.27: Радијално-клијен хидромотор со шест-крајно дејствие (Rexroth)



Сл. 4.28: Радијално-клијна машина на фирмата Kawasaki со константен работен волумен



основни делови: 1 делови на клијот, 2 преден капак, 3 заден капак, 11 куќиште со цевни приклучоци,
12 вращило со ексцентар, 30, 32, 34 лежишта

Сл. 4.29: Поглед на радијално-клијна пумпа со константен работен волумен на фирмата Bosch и распоред на деловите при монтиража

Г Л А В А

П Е Т Т А

5. РОТАЦИОНИ АКСИЈАЛНО-КЛИПНИ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ

5.1. ОСНОВНИ КАРАКТЕРИСТИКИ И ПРИНЦИПИ НА ФУНКЦИОНИРАЊЕ

Аксијално-клипната хидраулична машина претставува таков вид на ротациона волуменска машина во која работните комори вршат ротационо движење во однос на оската на роторот, при што оските на клиповите/плунжерите се паралелни со оската на ротација или образуваат со нејзе агол помал од 45° . Хидрауличните машини од овој тип се познати уште и како просторни или пумпи/хидромотори со наклонет диск (шајбна).

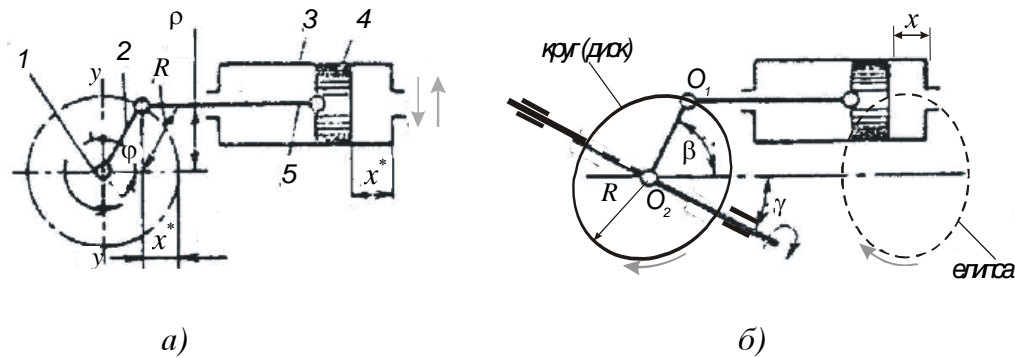
Кинематската шема за овој тип на волуменска машина е соодветна на концептот на едно-цилиндрична пумпа со клипњача со "бескрајна должина" (види поглавие 2.4). Во овој случај (Сл. 5.1а) цилиндерот врши движење во вертикалната рамнина. При тоа, тој се движи паралелно на самиот себе, задржувајќи ја при тоа својата аксијална положба. Клипот 4 ќе обавува наизменично праволиниско движење во цилиндерот и за агол на ротација φ измине пат:

$$x^* = R - R \cos \varphi = R(1 - \cos \varphi) \quad (5-1)$$

$\varphi = \omega t$ - агол на ротација на кривајата со радиус R .

Очигледно дека најголемото поместување (од) на клипот ќе биде при агол $\varphi = \omega t = 180^{\circ}$:

$$h^* = 2R$$



Сл. 5.1: Основни кинематски шеми на аксијално клипна пумпа/мотор

Основната кинематика на наизменично праволиниско движење на клипот во цилиндерот нема да се измени, ако рамнината на ротација на кривајата се наклони во однос на оската $y-y$ за определен агол $\beta < 90^\circ$ (Сл. 5.1б). На овој начин, се остварува просторна шема; а цилиндерот, за да се задржи основната кинематика на движење на клипот, ќе ротира во просторот по елиптична патека, добиена како проекција на кружната траекторија на кривајата 2 во рамнина нормална на оската на цилиндерот.

При тоа, патот на клипот може да се претстави како:

$$x = x^* \cos \beta = R(1 - \cos \varphi) \cos \beta \quad (5-2)$$

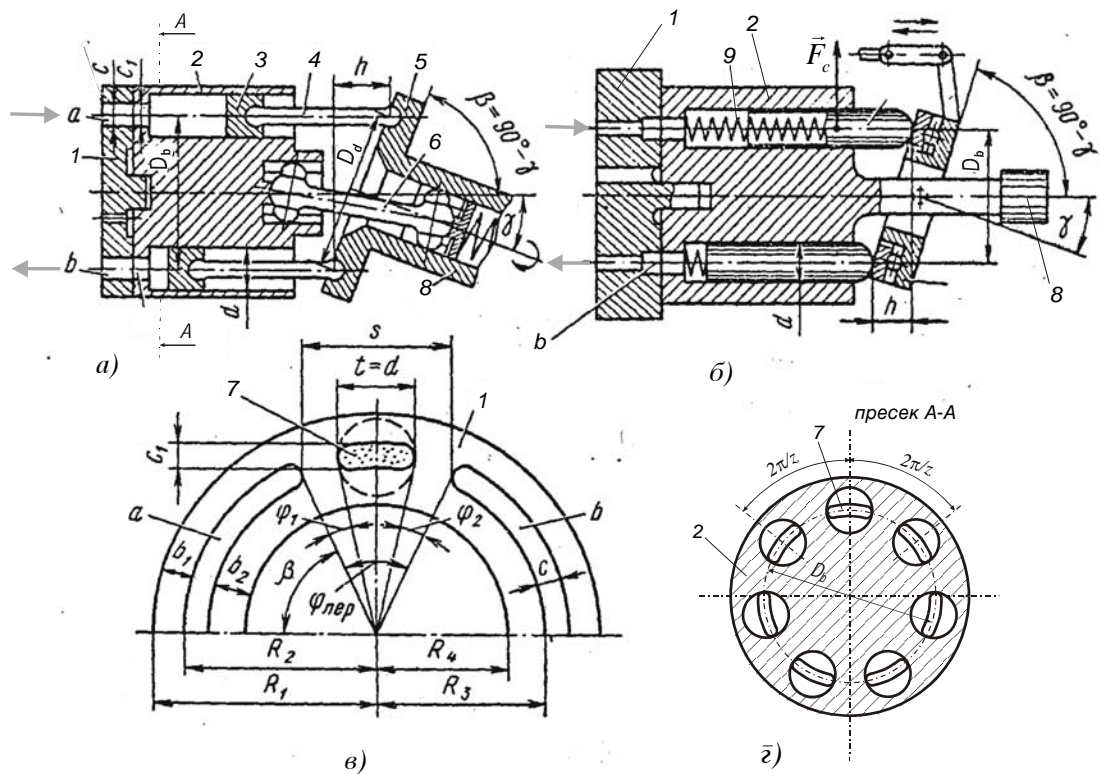
Бидејќи движењето по елиптична траекторија е практички неостварливо, таа се заменува со кружна траекторија со радиус R , што внесува во пресметката по изразот (5-2) занемарлива неточност.

Ако наместо еден, се постават повеќе цилиндри во цилиндрично тело (цилиндричен блок), револверски распоредени (Сл. 5.2), се остварува концептот на повеќецилиндрична аксијално-клипна пумпа. При тоа, оските на цилиндрите се паралелни со оската на цилиндричниот блок; а траекторијата на кривајата се заменува со диск 5 (Сл. 5.2а), чијашто оска е наклонета во однос на оската на цилиндричниот блок 2 за агол $\gamma = 90^\circ - \beta$.

Значи аксијално-клипната хидраулична машина се состои од цилиндричен блок 2 со револверски изведени цилиндри, во кои клиповите/плунжерите 3 обавуваат наизменично праволиниско движење. Во основа, можат да се разликуваат два основни типа на аксијално-клипни машини:

- аксијално-клипна машина со наклонет цилиндричен блок (Сл. 5.2а), во која клиповите 3 се поврзани со наклонетиот диск 5 преку полуцилиндри (клипњачи) 4; и
- аксијално-клипна машина со наклонет диск (шајбна), во која клиповите се изведени како слободно посадени плунжери кои со своите сферни глави (или преку посебни папучи) го притискаат наклонетиот диск (Сл. 5.2б).

Од овие два типа практички можат да се изведат сите конструкции на ротационите аксијално-клипни пумпи/мотори.



Сл. 5.2: Шема на ротициони аксијално-клипни машини

Во првиот тип (Сл. 5.2а), наклонетиот диск 5 ја игра улогата на кривајата, а аголот на наклон γ го определува одот на клипот, при зададен дијаметар на цилиндриот блок D_b , а со тоа ја дефинира и зависноста на средниот пресметковен проток Q_T .

Очигледно дека со промената на аголот γ се менува и големината на Q_T , што кај аксијално-клипните машини со наклонет блок (Сл. 5.2а) се остварува со задвижување на цилиндриот блок во однос на дискот, а при аксијално-клипните машини со наклонет диск (Сл. 5.2б) со задвижување на дискот во однос на блокот.

Цилиндриот блок во шемата на Сл. 5.2а е поврзан со водечкото вратило 8 со помош на карданска врска 6, преку која се остварува синхронизација на аголните брзини на блокот и вратилото ($\omega_8 = \omega_2$) и преку која се пренесува најголем дел од вртежниот момент. Бидејќи оските на цилиндрите, во овој случај, ротораат по круг со дијаметар D_b , а кругот на зглобовите на клипњачите во дискот (дијаметар D_d) се проектира во елипса во рамнината нормална на оската на ротација на цилиндриот блок, паралелноста на клипњачите ќе биде нарушена и тие ќе вршат осцилаторно движење. Од овие причини, како и да се избегне предимензионираност на клипњачите, најголем дел од вртежниот момент се пренесува преку карданската врска. При тоа, во практика, при пресметките, неаксијалноста на клипњачите се занемарува, а како меродавен при определувањето на патот на клипот се зема дијаметарот на дискот D_d .

Ако оваа машина (Сл. 5.2а) работи во режим на пумпа, ротацијата од вратилото 8 преку дискот 5 се пренесува на клипњачите 4, а преку нив на клиповите 3 и

цилиндровиот блок 2. Меѓутоа, за да се спречи големото оптоварување на клипњачите, најголем дел од вртежниот (торзиониот) момент се пренесува преку карданската врска 6, која служи за синхронизација на аголните брзини. При тоа, заради наклонетоста на 5, при ротацијата клиповите 3 ќе вршат и наизменично праволиниско движење во цилиндрите, овозможувајќи ги процесите на всисување и потискување.

Доколку машината со наклонет цилиндров блок работи како хидромотор, аксијалната сила од притисокот на течнота \vec{F}_p се пренесува на дискот 5 и поради неговата наклонетост создава т.н. тангенцијална компонента \vec{F}_T која го дефинира торзиониот момент (види Сл. 5.5a), којшто преку карданската врска 6 се предава на вратилото 8.

Во машините од вториот тип (Сл. 5.2б), слободно посадените клипови т.е. плунжерите 3, со своите сферни глави, или најчесто преку папучи (види Сл. 5.5a), го притискаат наклонетиот диск 5. Торзиониот момент, во овој случај се предава низ клиповите непосредно на цилиндровиот блок и понатаму на вратилото 8.

При функционирање на аксијално-клипната машина со наклонет диск (Сл. 5.2б) во својство на пумпа, вратилото 8 ротира заедно со цилиндровиот блок 2 и клиповите 3. Клиповите се лизгаат по површината на дискот 5 и поради неговата наклонетост вршат наизменично праволиниско движење во цилиндрите. Кај овие машини поедноставна е промената на аголот γ , а со тоа и проток Q_T , што се остварува со задвижување на дискот 5 во однос на цилиндровиот блок 2. Од овие причини овие машини најчесто се изведуваат како регулациони.

Разводот на работната течност и во двата случаи воглавно се изведува преку челна разводна плоча 1, којашто е неподвижна. Течноста се доведува и одведува преку срповидните канали a и b , кои во зависност од смерот на ротација соодветно се поврзани со всисниот и потисниот приклучок на пумпата. Според Сл. 5.2a и Сл. 5.2в, секој од цилиндрите преку отворот 7 стапува поединечно во контакт со разводниот канал a или b , во зависност дали во цилиндерот се обавува процесот на всисување или потискување.

Несомнено дека при неутралните положби на цилиндрите, потребно е да се обезбеди потполно одвојување на всисниот од потисниот режим, што се остварува со соодветни "прегради" со димензија s (Сл. 5.2в). Во неутралните положби, отворите 7, треба потполно да бидат покриени со заптивните прегради, односно да биде исполнет условот $s > t$, при што s и t се широчини на преградата и отворот 7 соодветно.

Аксијално-клипните машини со своите карактеристики ги надминуваат скоро сите останати волуменски машини, не само во однос на тешината и габаритите, туку и во однос на другите својства. На пример, за стандардна аксијално-клипна пумпа во авионските хидраулични системи, коефициентот на тежинско искористување изнесува $k_G = 2 \div 3 \text{ N/kW}$.

Кога се користат како хидромотори, очигледен е малиот момент на инерција на движечките делови и брзото стапување во погон, како и лесното и брзо регулирање на протокот.

Воглавно се изведуваат со непарен број на цилиндри, $z = 7$ до 13. Максималната вредност на аголот на наклон на дискот, γ , најчесто не поминува 22° за пумпа, односно 30° за хидромотор, со цел за да не се зголемат страничните сили на притисок на течнота врз клиповите, односно површинското напрегање меѓу клипот

и цилиндерот. За средни моќности обично се користат пумпи со $n = 1000 \div 2000$ vr/min. За мотори со соодветни снаги обично се постигнува $n_M = (1,5 \div 2)n_p$. Во авијационите системи се применуваат слични пумпи со $3000 \div 4000$ vr/min, покрај тоа што некои фирми (*Vickers*) произведуваат пумпи и хидромотори од овој тип со значајно поголем број на вртежи - директно кумпловани со авионската гасна турбина на пример. Аксијално-клипните машини обично работат на притисоци до 450 bar и протоци до 400 l/min, а во посебни конструкции можни се и повисоки вредности. Коефициентите на корисно дејствие се највисоки во однос на останатите волуменски машини, $\eta_v = 0,97 \div 0,98$ и $\eta_{meh} = 0,95$ (некои производители, пример *REXROTH*, гарантираат дури и $\eta_v = 0,99$).

5.2. СРЕДЕН ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК

Како кај сите волуменски машини, средниот пресметковен проток се определува како вкупна промена на работниот волумен за единица време според изразот:

$$Q_T = qn = Ahzn$$

каде се:

$A = \pi d^2 / 4$ - површина на челото на клипот; h - бд на клипот;

z - вкупен број на цилиндри (клипови); n - број на вртежи.

Од изразот (5-2), со замената $R = R_d$, произлегува патот на клипот при неговото релативно дижење во цилиндерот, за случај како на *Сл.5.2a*:

$$x = R_d(1 - \cos \varphi) \sin \gamma = \frac{D_d}{2}(1 - \cos \varphi) \sin \gamma \quad (5-3)$$

каде се :

R_d - радиус на кругот на зглобовите на клипњачите во дискот,

$\varphi = \omega t$ - агол на ротација, $\gamma = 90^\circ - \beta$ - агол на наклон на дискот (*Сл.5.2a*).

За агол на ротација $\varphi = \pi$ клипот ќе измине максимален пат, односно бд:

$$x_{\max} = h = 2R_d \sin \gamma \quad (5-4)$$

Според тоа, работниот волумен за еден цилиндер ќе биде:

$$q_{1c} = 2R_d A \sin \gamma$$

а вкупниот работен волумен на пумпата изнесува:

$$q = 2R_d Az \sin \gamma = D_d Az \sin \gamma$$

Од тука пресметковниот проток ќе биде:

$$Q_T = \frac{q\omega}{2\pi} = \frac{\omega}{2\pi} D_d Az \sin \gamma = \frac{\pi d^2}{4} z D_d n \sin \gamma \quad (5-5)$$

За вториот тип (Сл.5.2б), меродавен при пресметката ќе биде дијаметарот D_b , и при претпоставка дека клиповите остваруваат контакт со површината на дискот на нивните оски, одот на клипот при работниот процес ќе биде:

$$h = 2R_b \tan \gamma,$$

а средниот пресметковен проток:

$$Q_T = \frac{\pi d^2}{4} z D_b n \tan \gamma \quad (5-6)$$

Очигледно дека со промена на аголот на наклон на дискот γ , може да се менува и одот на клипот h , како и пресметковниот проток Q_T . При тоа, треба да се внимава и на негативното влијание на големите вредности на γ врз трајноста на хидрауличната машина - оптималните вредност на овој агол обично се за пумпа $\gamma = 20 \div 25^\circ$.

За регулациона машина, со воведување на бездимензионалниот коефициент на регулација, $\bar{\varepsilon}$, средниот пресметковен проток може да се изрази како:

$$Q_T = \frac{\pi d^2}{4} z n D_d \sin \gamma_{\max} \bar{\varepsilon} \quad (5-7)$$

каде се:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\sin \gamma_{\text{tek}}}{\sin \gamma_{\max}}; \quad \gamma_{\text{tek}} \text{ и } \gamma_{\max} - \text{текушт и максимален агол.}$$

Средниот пресметковен проток, за посматраниот случај на машина со наклонет цилиндров блок (Сл. 5.2а), може да се изрази преку специфичниот волумен, w , со изразот:

$$Q_T = w \omega = \frac{d^2}{8} D_d z \sin \gamma \quad (5-8)$$

каде е: $w = \frac{q}{2\pi} = \frac{d^2}{8} D_d z \sin \gamma$

Ефективниот проток на пумпата, со земање во обзир на директните волуменски загуби $\Delta Q_1 = k_1 \Delta p$, ќе биде:

$$Q_{ef} = k_p \sin \gamma - k_1 \Delta p = Q_T \eta_v \quad (5-9)$$

каде е: $k_p = \frac{d^2}{8} D_d z \omega$ - коефициент на појачување на пумпата.

При работа на оваа хидраулична машина во својство на хидро-мотор, покрај наведените големини, како основни параметри се јавуваат ефективниот момент, M_{ef} , и аголната брзина ω_M на излезното вратило ω_M :

$$\omega_M = \frac{Q_{T.M}}{w_M} = \frac{8Q_T}{d^2 D_d z \sin \gamma} \quad (5-10)$$

Од тука, очигледно дека ако е $\gamma \neq const$ исто така и $\omega_M \neq const$

5.3. ОСНОВНИ КИНЕМАТСКИ И ДИНАМИЧКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ АКСИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ СО НАКЛОНЕТ ЦИЛИНДРОВ БЛОК

Врз основа на изразот (5-2), при определен агол на наклон на дискот γ и со замената $R = R_d$, за агол на ротација $\varphi = \omega t$, патот на клипот ќе изнесува:

$$x = R_d \cos \beta (1 - \cos \varphi) = R_d \sin \gamma (1 - \cos \varphi) \quad (5-11)$$

Со занемаривање на малата неаксијалност на клипњачите и при претпоставка дека е обезбедена синхронизација на аголните брзини на цилиндровиот блок и вратилото, $\omega_2 = \omega_8$ (Сл.5.2а), брзината на релативното движење на клипот во цилиндерот ќе изнесува:

$$v_r = \frac{dx}{dt} = R_d \sin \gamma \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega R_d \sin \gamma \sin \varphi \quad (5-12)$$

Од изразите (5-11) и (5-12) се гледа дека патотот и брзината на релативното движење имаат променлив карактер - дијаграмите на нивната промена во зависност од аголот на ротација φ се дадени на Сл. 5.3б.

Максималниот пат, или бд, на клипот при работниот процес, за агол на ротација $\varphi = \pi$, ќе изнесува:

$$x_{\max} = h = 2R_d \sin \gamma = D_d \sin \gamma \quad (5-13)$$

што е очигледно исто така и од Сл. 5.2а.

Максималната релативна брзина $v_{r \max}$ може да се определи за вредности на $\varphi = \omega t$ определени според следниве односи:

$$\frac{dv_r}{d\varphi} = 0, \quad \text{т.е.} \quad R_d \omega \sin \gamma \cos \varphi = 0$$

Од каде произлегува $\cos \varphi = 0$, односно $\varphi = 90^\circ$ и $\varphi = 270^\circ$.

Според тоа:

$$v_{r \max} = \omega R_d \sin \gamma \quad (5-14)$$

Обично за стандардни изведби $v_{r \max} = 3 \div 3,5$ m/s, а најмногу до 5 m/s.

Како и кај радијално-клипните машини, нерамномерноста на брзината v_r е причина протокот да има пулсирачки карактер, односно да се менува со промена на аголот на ротација. Според тоа, теоретскиот проток што го потиснува пумпата во даден момент (текушт проток), Q_T' , се добива како сума на протоците од поедините цилиндри коишто во дадениот момент се наоѓаат во потисната страна:

$$Q_T' = \sum_{i=1}^{z_p} Q_i' = A R_d \omega \sin \gamma \sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i \quad (5-15)$$

При тоа, протокот од еден i -ти цилиндер при соодветен агол на ротација φ_i определен е со изразот:

$$Q_i' = Av_{ri} = AR_d \omega \sin \gamma \sin \varphi_i \quad (5-16)$$

каде се:

A - површина на челото на клипот,

$z_p = \frac{z \pm 1}{2}$ - број на цилиндри кои во дадениот момент се наоѓаат во потисната страна, за непарен вкупен број цилиндри $z = 2k + 1$.

Од изразот (5-15) произлегува дека протокот има нерамномерен карактер, што резултира од нерамномерноста на протоците од поедините цилиндри и представува делумно непрекината функција во вид на делови од синусоида. Кога би се направила споредба на изразот за Q_i' (5-16) со соодветниот за радијално-клипна машина со "бескрајно долга клипњача" (поглавие 4.4.1), може да се заклучи дека имаат иста законитост.

Според тоа, дијаграмите на промена на протоците во поедините цилиндри и сумарниот проток ќе ги имаат истите облици како на *Сл.4.10*.

Соодветен заклучок важи и за нерамномерноста на протокот,

$$\Delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{sr}},$$

за која можат да се применат изразите (4-20) и (4-21) од поглавието 4.4.1, како и соодветните дијаграми на *Сл. 4.9б*.

Во овој случај, $Q_{sr} = Q_T$ е определен со изразот за среден пресметковен проток (5-5), а Q_{\max} и Q_{\min} се максимална и минимална вредност на сумарниот (текуштиот) проток Q_T' - израз (5-15).

При тоа, и во овој случај, како и кај радијално-клипните машини, нерамномерноста на протокот Δ е помала за непарен број на цилиндри - од исти причини, објаснети во поглавјето 4.4.1. Од овие причини, аксијално-клипните машини, се изведуваат најчесто со непарен број работни комори (цилиндри) $z = 2k + 1$.

Забрзувањето на секоја точка од клипот се состои од забрзување на релативното и ротационото движење, како и кориолисовото забрзување (коешто во овој случај може да се занемари).

Забрзувањето на релативното движење, a_r , се определува како втор извод на патот x по времето t :

$$a_r = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dv_r}{dt} = \omega \frac{dv_r}{d\varphi}$$

односно,

$$a_r = \omega^2 R_d \sin \gamma \cos \varphi \quad (5-17)$$

На *Сл.5.3б* прикажан е дијаграмот на зависноста на a_r од аголот на ротација φ .

Максималното забрзување, $a_{r \max}$, се добива за $\frac{da_r}{d\varphi} = \omega^2 R_d \sin \gamma \sin \varphi = 0$, што дава вредности за φ : $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$. Според тоа:

$$a_{r \max} = \left| \pm \omega^2 R_d \sin \gamma \right| \quad (5-18)$$

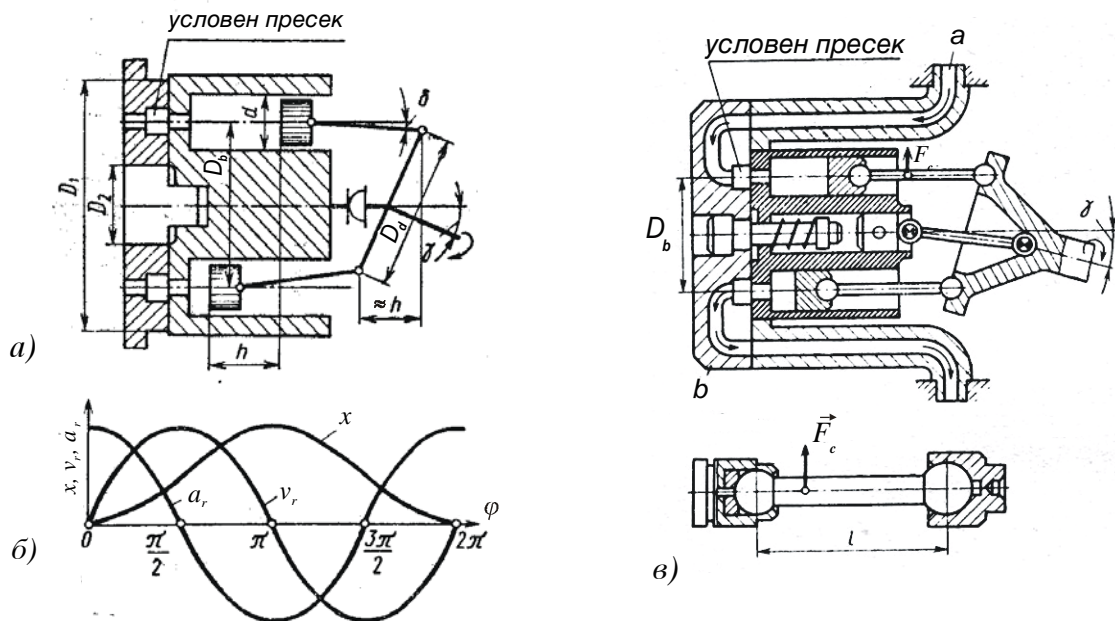
Забрзувањето на било која точка при ротационото (преносното) движење е насочено кон оската на ротација на цилиндриот блок и е изразено како:

$$a_{pr} = \omega^2 \rho$$

каде ρ е радијус на ротација на посматраната точка на цилиндриот блок.

За $\rho = R_b$ (оските на клиповите/цилиндриците):

$$a_{pr} = \omega^2 R_b \quad (5-19)$$



Сл.5.3: Шеми на аксијално-клијна пумпа со карданска врска (а и в) и промена на позицијата, релативната брзина и забрзување на клиповите (б)

За поточни пресметки потребно е да се земе во обзир влијанието на непаралелноста на клиповите (види Сл. 5.3а) и асинхроноста на карданската врска, при што се добиваат доста сложени изрази за кинематските големина. Меѓутоа, за практични пресметки доволна точност обезбедуваат претходноизведените изрази.

Забрзувањето од релативното движење на клипот во цилиндерот предизвикува инерцијална сила, чијшто интензитет за аксијално-клијна пумпа со наклонет цилиндриот блок изнесува:

$$F_i = -ma_r = -m\omega^2 R_d \sin \gamma \cos \varphi \quad (5-20)$$

каде е: m - масата на клипот

Интензитетот на центрифугалната сила, предизвикана од ротационото движење, за било која точка на цилиндровиот блок ќе биде:

$$F_c = ma_{pr} = m\rho\omega^2$$

односно, за клипот (заедно со клипњачата) кај аксијално-клипна машина со наклонет цилиндров блок, којшто се наоѓа на радијус $\rho \approx R_b$, види *Сл. 5.3в*:

$$F_c = mR_b\omega^2 \quad (5-21)$$

Центрифугалната сила ја оптеретува површината на цилидерот (го создава површинското напрегање меѓу клипот и цилиндерот), а истовремено делува и врз механизмот за регулација на пумпата со наклонет цилиндров блок, создавајќи момент којшто се стреми да го зголеми аголот на наклон на дискот γ . Овој момент посматрано за било кој i -ти клип изнесува:

$$M_{ci} = F_c \frac{l}{L} \frac{D_b}{2} \sin \gamma \cos^2 \varphi_i = mR_b^2 \omega^2 \frac{l}{L} \sin \gamma \cos^2 \varphi_i \quad (5-22)$$

каде l и L се координати на тежиштето на клипот заедно со клипњачата (*Сл. 5.3в*).

Сумарниот момент предизвикан од центрифугалните сили од сите z клипови ќе биде:

$$M_c = \sum_{i=1}^z M_{ci} = F_c \frac{l}{L} \frac{D_b}{2} \sin \gamma \sum_{i=1}^z \cos^2 \varphi_i \quad (5-23)$$

Со развивање во ред, за средна вредност на сумата во изразот (5-21):

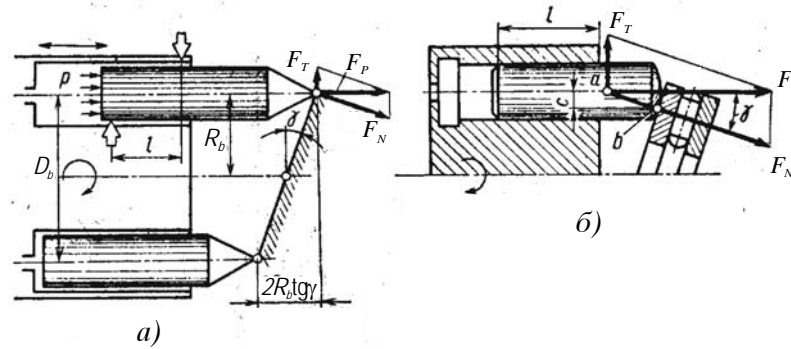
$\sum_{i=1}^z \cos^2 \varphi_i \approx \frac{z}{2}$, и F_c изразена со (5-21), се добива:

$$M_c = m \frac{D_b^2}{8} \omega^2 \frac{l}{L} z \sin \gamma \quad (5-24)$$

5.4. ОСНОВНИ КИНЕМАТСКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ АКСИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ СО НАКЛОНЕТ ДИСК

За да се согледаат основните кинематски големини кај аксијално-клипна машина со наклонет диск (*Сл.5.2б*), на *Сл.5.4* прикажани се соодветни пресметковни шеми. При дефинирањето на изразите, претпоставено е дека контактот помеѓу плунжерот и дискот е секогаш по оската на клипот, што одговара фактички на најчесто изведен контакт преку папуча (*Сл.5.5б*).

Доколку, клиповите притискаат на дискот директно со своите сферни глави (*Сл.5.4б*), за попрецизни пресметки се вршат корекции на добиените изрази на ист начин како за радијално клипните машини (поглавие 4.3).



Сл.5.4: Пресметковни шеми за аксијално-клипна пумпа со наклонет диск

За разлика од аксијално-клипните машини со наклонет цилиндаров блок, кај кои како меродавен при пресметките се зема дијаметарот на зглобовите на клипњачите D_d , кај овој тип на машини бидејќи клиповите се изведени како слободни плунжери (чие закосување во потполност може да се занемари), дијаметарот на оските на клиповите (цилиндриците) D_b се јавува како меродавен при определувањето на кинематските големини.

Според тоа, одот на клипот при работниот процес ќе биде:

$$h = D_b \tan \gamma \quad (5-25)$$

а средниот пресметковен проток:

$$Q_T = qn = \frac{\pi d^2}{4} D_b z n \tan \gamma \quad (5-26)$$

Изразите за патот, брзината и забрзувањето на клипот при неговото релативно движење во цилиндарот ќе претставуваат чисто хармониски осцилации:

$$x = R_b \tan \gamma (1 - \cos \varphi) \quad (5-27)$$

$$v_r = \frac{dx}{dt} = R_b \omega \tan \gamma \sin \varphi \quad (5-28)$$

$$a_r = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{D_b}{2} \omega^2 \tan \gamma \cos \varphi \quad (5-29)$$

Каде што е φ агол на ротација на посматраниот цилиндар, односно агол на положба на цилиндарот (клипот) во однос на референтната неутрална положба (на пример неутрална положба GNP пред да започне процесот на потискување - Сл.5.7) при определено време t .

Од брзината v_r може да се определи текуштиот проток Q_T' со изразот:

$$Q_T' = \sum_{i=1}^{z_p} Q_i' = \frac{\pi d^2}{4} \frac{D_b}{2} \omega \tan \gamma \sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i \quad (5-30)$$

каде е:

z - број на цилиндри кои во дадениот момент се наоѓаат во потисната страна,
 $z_p = (z \pm 1)/2$ за најчесто непарен вкупен број цилиндри z .

За непарен број на цилиндри, со развивање на $\sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i$ во ред, текуштиот пресметковен проток може да се определи со доволна точност преку изразот:

$$Q_T' = \frac{D_b A \omega \tan \gamma}{4 \sin \frac{\varphi_0}{4}} \cos \left(\frac{\varphi_0}{4} - \varphi_1 \right) \quad (5-31)$$

каде се:

$\varphi_0 = \frac{2\pi}{z}$ - централен агол помеѓу два соседни цилиндри;

$\varphi_1 = \varphi = \omega t$ - агол на ротација на цилиндерот којшто во дадениот момент последен стапил во контакт со потисната страна.

5.5. СИЛИ ОД ПРИТИСОК И ВРТЕЖЕН МОМЕНТ

Аксијалната сила од притисокот на течноста \vec{F}_p , поради наклонетоста на дискот, создава тангенцијална компонента \vec{F}_T којашто го развива вртежниот (торзиониот) момент (види *Сл.5.4* и *Сл.5.5*). Кај аксијално-клипните машини со наклонет цилиндричен блок (*Сл.5.2а* и *Сл.5.5а*) притисокот на течноста создава торзионен момент на наклонот на дискот, а кај вториот тип со наклонет диск (*Сл.5.2б* и *Сл.5.5б*) на наклонот на блокот. Кај пумпите, овој момент се совладува (се предава на течноста) со доведување на соодветен "приведен момент" M_{pr} на вратилото на пумпата, а кај хидромотор, создава соодветен "ефективен момент" M_{ef} на излезното вратило.

Од прикажаната шема на *Сл.5.1а* следи дека пресметковниот торзионен момент, развиен од силата на притисок $F_p = pA$, ќе биде:

$$M = F_p \rho = pAR \sin \varphi \quad (5-32)$$

каде се:

$\rho = R \sin \varphi$ - радиус на дејствие на силата F_p ,

A - површина на челото на клипот.

Очигледно дека со промена на аголот на ротација $\varphi = \omega t$ се менува и радиусот на дејствие ρ и моментот M .

Со наклонување на рамнината на ротација на кривајата во однос на оската "у-у" за агол $\beta = 90^\circ - \gamma$ (*Сл.5.1б*), односно за т.н. просторна шема, моментот од дејствувачката сила на притисок во еден цилиндер ќе биде:

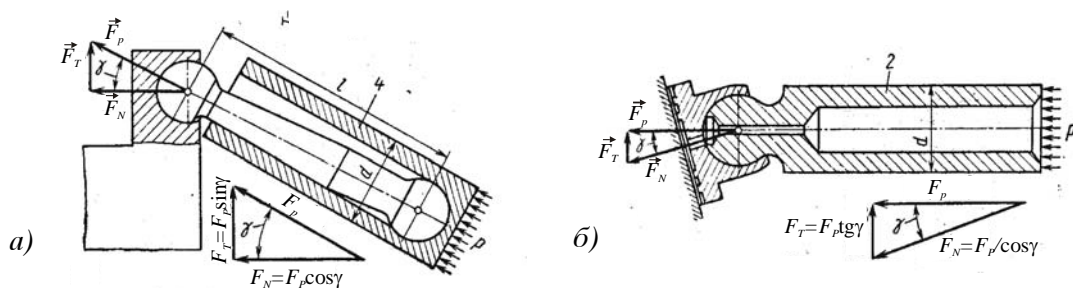
$$M = F_p \rho \cos \beta = pAR \sin \gamma \sin \varphi \quad (5-33)$$

Согласно објаснувањата во поглавие 5.1, прикажаната просторна шема одговара на аксијално-клипна машина со наклонет цилиндров блок (Сл.5.2а). Соодветно, изразот (5-33) ќе одговара на теоретски торзионен момент развиен од дејствувачките сили во еден цилиндер во машина од овој тип.

Од друга страна, силата од притисок што дејствува во еден цилиндер, $F_p = pA$ (Сл.5.5а), може да се разложи на сила нормална на рамнината на наклонетиот диск, F_N , и "тангенцијална" компонента F_T (нормална на компонентата F_N). Според Сл.5.5а, интензитетите на наведените компоненти ќе изнесуваат:

$$F_N = F_p \cos \gamma = pA \cos \gamma \quad (5-34)$$

$$F_T = pA \sin \gamma \quad (5-35)$$



Сл. 5.5: Парелелограми на дејствивачки сили кај аксијално-клијна пумпа со наклонет блок (а) и диск (б)

Производот на силата F_T и променливиот радиус на нејзиното дејствие во однос на наклонетиот диск ρ го определува текуштиот момент од еден клип на машината. Соодветно за било кој i -ти клип текуштиот торзионен момент ќе се менува по закон на синусоида во однос на аголот на ротација φ_i :

$$M_i = F_T \rho_i = pAR_d \sin \gamma \sin \varphi_i \quad (5-36)$$

При тоа, радиусот на дејствие на силата F_T се определува со изразот:

$$\rho_i = R_d \sin \varphi_i \quad (5-37)$$

Аналогно како кај радијално-клипните машини, вкупниот пресметковен текушт момент се определува како сума од поединечните моменти M_i од клиповите кои се наоѓаат во работната (притисната) страна:

$$M_T' = pAR_d \sin \gamma \sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i \quad (5-38)$$

При тоа, моментите од клиповите кои се наоѓаат во неработната (всисна/сливна) страна не се земени во предвид, заради нивните занемарливи големини.

Средниот пресметковен момент, којшто произлегува од дејствувачките сили на еден клип (со усвојување дека зоната под притисок е распространета на агол на ротација $\varphi = 0 \div \pi$), ќе биде:

$$M_{T1} = M_{sr1} = \frac{1}{\pi} pAR_d \sin \gamma \quad (5-39)$$

Односно, средниот пресметковен (теоретски) момент за аксијално-клипна пумпа т.е. мотор со наклонет цилиндров блок, со вкупен број на цилиндри z , се определува со изразот:

$$M_T = \frac{1}{\pi} pAR_d z \sin \gamma \quad (5-40)$$

Знаејќи дека работниот волумен кај оваа машина изнесува $q = 2R_d Az \sin \gamma$, очигледно е дека изразот (5-40) се трансформира во општиот израз за среден пресметковен момент:

$$M_T = \frac{pq}{2\pi}$$

На соодветен начин можат да се дефинираат дејствувачките сили, како и торзиониот момент, и за аксијално-клипна машина со наклонет диск (Сл.5.2б). Според паралелограмот на дејствувачките сили на Сл.5.4а и Сл.5.5б, изразите за F_T и F_N ќе бидат:

$$F_T = F_p \tan \gamma \quad \text{и} \quad F_N = \frac{F_p}{\cos \gamma} \quad (5-41)$$

Очигледно дека во овој случај нормалната сила F_N е поголема одколку соодветната за аксијално-клипна машина со наклонет цилиндров блок, види израз (5-34). Од оваа причина и аголот на наклон на дискот, γ , обично е помал ($\gamma \approx 20^\circ$) во споредба со машина со наклонет блок ($\gamma \approx 25^\circ$).

Производот на силата F_T и нејзиниот радиус на дејствие

$$\rho_i = R_b \sin \varphi_i \quad (5-42)$$

го дефинира торзиониот момент на соодветниот i -ти клип:

$$M_i = F_T \rho_i = F_p R_b \tan \gamma \sin \varphi_i \quad (5-43)$$

Сумарниот момент, развиен од дејствувачките сили од сите цилиндри (клипови) кои се наоѓаат во работната зона изнесува:

$$M_T' = F_p R_b \tan \gamma \sum_{i=1}^{z_p} \sin \varphi_i \quad (5-44)$$

Како и кај радијално-клипната машина, и во двата случаи M_T' се менува со периода $2\pi/z$, за непарен број на цилиндри, а неговиот дијаграм ќе има изглед на сложена крива со ист облик како дијаграмот за текуштиот проток Q_T' - види *Сл. 4.10*. Соодветно, важат и другите заклучоци и дефиниции во поглавието 4.5.2.

Силата нормална на површината на наклонетиот диск, F_N , ги оптеретува подсклоповите на машината (лежишта и други), а исто така ја определува и големината на контактното напрегање помеѓу главата на плунжерот и површината на дискот (за случај на изведба на контакт само преку сферни глави на клиповите, *Сл.5.2б* и *Сл.5.4б*). Големината на контактното напрегање може да се определи според стандардната формула на Херц:

$$\sigma = 0,388 \times \sqrt[3]{\frac{F_N E^2}{r^2}}$$

каде се:

E - модул на еластичност,

r - радиус на сферната површина на главата на клипот.

Според тоа, како основен недостаток на контактот со сферна глава се јавува ограничувањето на големината на притисокот на работната течност, токму заради големите контактни напрегања.

За да се остварат поголеми притисоци, најчесто се изведуваат конструкции во кои плунжерите притискаат на површината на дискот со папучи (*Сл.5.5б* и *Сл. 5.6*), кои играат улога на хидростатски урамнотезувачки лежишта, односно овозможуваат урамнотезување на поединечните сили F_N .

5.6. ПАПУЧА КАКО ХИДРОСТАТСКО УРАМНОТЕЖУВАЧКО ЛЕЖИШТЕ

Со цел да се оствари урамнотезување на силата F_N , кај аксијално-клипните машини со наклонет диск контактот помеѓу плунжерот и дискот најчесто се остварува преку папуча која игра улога на т.н. хидраулички растеретено лежиште. Шемата на еден ваков склоп на хидраулично растеретено лежиште, со основните димензии и дијаграми на дејствувачки сили и притисок, прикажана е на *Сл.5.6*.

Дијаметарот на отворот при подножјето на папучата, d_2 , и дијаметарот на капиларниот отвор, d_{kap} , се определуваат од условот за хидраулички растеретено лежиште, а висината h_p' конструктивно во граници од 0,5 до 1,5 mm.

За случај на линеарна распределба на притисокот (дијаграм a на *Сл.5.6*), дијаметарот d_2 се определува од изразот:

$$F_N = \frac{\pi p'}{12} (d_1'^2 + d_2'^2 + d_1' d_2') \quad (5-45)$$

5.7. РАЗВОД НА РАБОТНАТА ТЕЧНОСТ

5.7.1. КОНСТРУКЦИЈА И ХЕРМЕТИЧНОСТ

Во повеќето конструкции на аксијално клипните машини се применува челниот развод (Сл. 5.2 и Сл. 5.9). Доводот и одводот на работната течност се остварува преку срповидните канали a и b , изведени во распределителниот диск 1, кои во зависност од насоката на ротација соодветно се поврзани со всисниот и потисниот приклучок на пумпата (притисен и сливен приклучок на хидромоторот). На наведените слики, за случај на пумпа којашто има ротација во смер на часовата стрелка, со a и b означени се всисната и потисната страна соодветно. Секој од цилиндрите стапува поединечно во контакт со каналот a при процесот на всисување (агол на ротација $\varphi = 0 \div \pi$), односно со каналот b при процесот на потискување ($\varphi = \pi \div 2\pi$), преку соодветен отвор 7 при дното на цилиндерот.

Како и кај радијално-клипните машини и во овој случај потребно е да се обезбеди потполна херметичност помеѓу всисната и потисната страна, односно потполно одвојување на всисниот од потисниот режим. За таа цел при неутралните положби (GNP и DNP) димензијата на соодветната преграда треба во секој случај да биде поголема од димензијата на отворот 7, со што се обезбесува во даден момент цилиндерот да биде во контакт само со еден разводен канал (a или b). За практични ориентациони пресметки потребно е да се обезбеди соодносот:

$$s = (1,1 \div 1,2)t$$

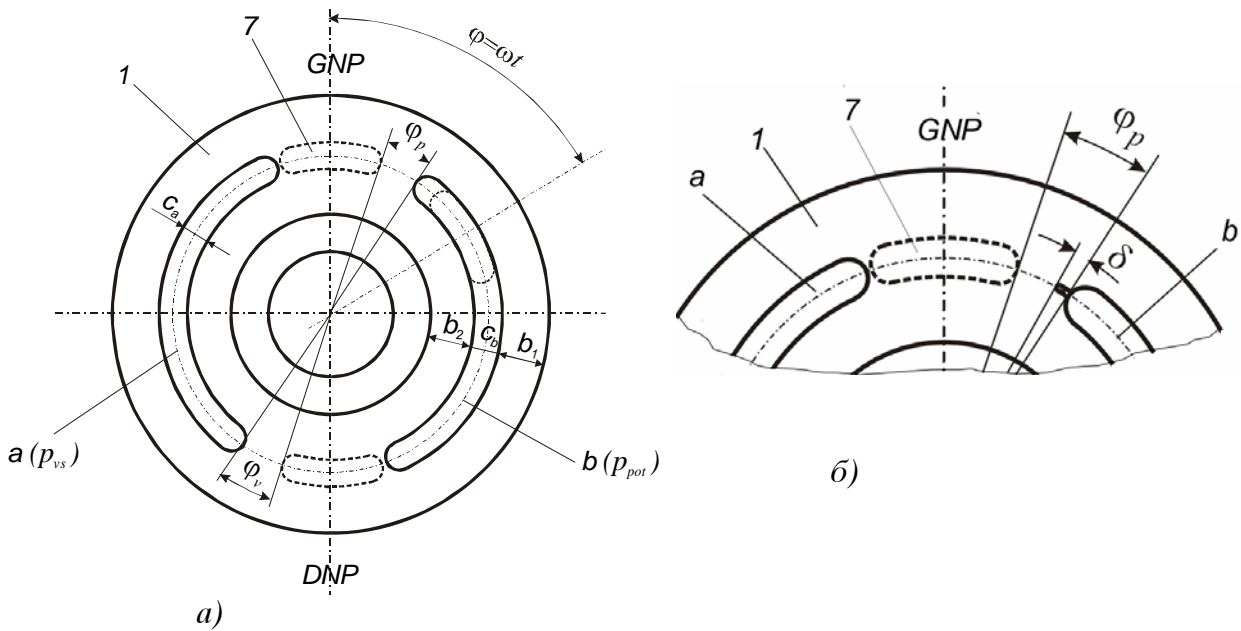
каде се:

s - широчина на преградата,

t - најголема оска на отворот 7 (види Сл. 5.2 и Сл. 5.8).

Дефинирањето на точната вредност на широчината s несомнено дека зависи од самите процеси на всисување и потискување, односно од точното дефинирање на аголот на стапување во потисната страна φ_p и аголот на стапување во всисната страна φ_v (Сл. 5.2 и Сл. 5.7a). Од точното дефинирање на овие агли зависи и правилната конструкција на самата хидраулична машина како и надежноста при работата на самата машина. Овие агли се пресметнуваат во основа од условот да се обезбеди отстранување на појава на дополнителен вакуум и компресија при поминување на цилиндерот преку неутралните положби; како и постигнување на потисниот притисок p_p непосредно пред да стапи отворот 7 во контакт со потисниот разводен канал b , т.е. постигнување на всисниот притисок p_v во моментот кога 7 стапува во контакт со всисниот разводен канал a (Сл. 5.7a).

Неправилниот избор на φ_p и φ_v , односно широчината на преградата s може да доведе до потискување на течност во всисната страна, односно до всисување на веќе потисната течност од потисната магистрала, како и недозвоени варијации на притисокот, па дури и до хидраулични удари.



Сл. 5.7: Пресметковна шема за дефинирање на аглиите на ситиување во потисна и всисна цилиндра

Според пресметковната шема на Сл. 5.7а, аголот φ_p се определува од равенката за континуитет на зафатениот волумен на течност при движење на цилиндерот (односно отворот 7) од *GNP* према потисниот канал *b*. При тоа, во положбата *GNP* (агол $\varphi = \omega t = 0$), цилиндерот не е во контакт ни со всисната ни со потисната страна.

Во *GNP* положба волуменот на работната течност (со модул на еластичност E) во цилиндерот е V и владее притисок p_{vs} . Со ротација на цилиндерот на определен агол $\varphi = \omega t$, кај аксијално-клипната пумпа со наклонет цилиндров блок (Сл. 5.2а), равенката на континуитет ќе биде:

$$AR_d \omega \sin \gamma \sin \varphi = \frac{V}{E} \frac{dp}{dt} + \Delta Q$$

Во оваа равенка првиот израз одговара на проток создаден заради движењето на клипот во посматраниот цилиндер, вториот на проток заради компресибилноста на флуидот, а третиот се волуменските загуби.

Со занемарување на волуменските загуби се добива следнава диференцијална равенка за аксијално-клипна машина со наклонет цилиндров блок:

$$A \omega R_d \sin \gamma \sin \varphi = \frac{V}{E} \frac{dp}{dt}$$

Со интегрирање во граници од $\varphi = 0$ до $\varphi = \omega t$, при кои во цилиндерот владее притисоци p_{vs} и p , се добива израз за притисокот:

$$p = p_{vs} + \frac{EAR_d \sin \gamma (1 - \cos \varphi)}{V}$$

односно израз за промена на аголот на ротација во зависност од притисокот:

$$\varphi = \arccos \left[1 - \frac{V}{EAR_d \sin \gamma} (p - p_{vs}) \right]$$

Следејќи го критериумот дека во цилиндерот треба да се постигне притисокот којшто владее во потисната магистрала p_p во моментот кога отворот 7 непосредно стапува во контакт со разводниот потисен канал b , се добива т.н. агол на стапување во потисната страна φ_p :

$$\varphi_p = \arccos \left[1 - \frac{V}{EAR_d \sin \gamma} (p_p - p_{vs}) \right] \quad (5-48)$$

Следејќи ја истата постапка, се определува и аголот на стапување во всисната страна φ_v , при неговото движење од *DNP* према всисниот канал a . Поаѓајќи при тоа од диференцијалната равенка:

$$A\omega R_d \sin \gamma \sin \varphi = \frac{V^*}{E} \frac{dp}{dt}$$

При тоа интегрирањето се врши од почетни услови при $\varphi = \pi$: волумен на течност во цилиндерот V^* и притисок којшто владее во истиот p_p , при *DNP*.

На тој начин, аголот φ_v се добива за вредност на притисокот што одговара на притисокот во всисната страна p_{vs} , односно:

$$\varphi_v = \arccos \left[1 - \frac{V^*}{EAR_d \sin \gamma} (p_p - p_{vs}) \right] \quad (5-49)$$

При тоа, очигледно дека, ако машината е реверзибилна, аглите φ_v и φ_p треба да бидат со иста вредност.

Доколку се работи за аксијално-клипна машина со наклонет диск (Сл. 5.2б), основната диференцијална равенка има облик:

$$AR_b \omega \tan \gamma \sin \varphi = \frac{V}{E} \frac{dp}{dt} + \Delta Q$$

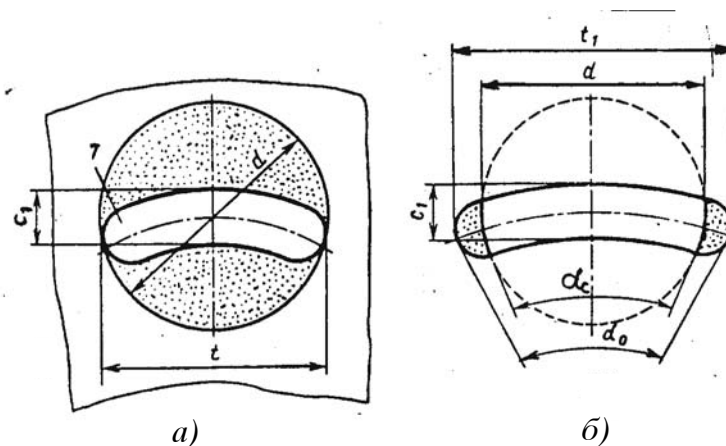
На ист начин како гореприкажаниот се определуваат соодветни изрази за φ_p и φ_v :

$$\begin{aligned} \varphi_p &= \arccos \left[1 - \frac{V}{EAR_b \tan \gamma} (p_p - p_{vs}) \right] \\ \varphi_v &= \arccos \left[1 - \frac{V^*}{EAR_b \tan \gamma} (p_p - p_{vs}) \right] \end{aligned} \quad (5-50)$$

Често пати, за да се обезбеди работниот притисок p_p во "последниот" цилиндер, пред неговото стапување во контакт со потисниот разводен канал b , конструктивно се изведува каналче со мал пресек (види *Сл.5.7б*). Вакво каналче се изведува и на всисната страна, а неговиот агол е обично $\delta = 8 \div 10^\circ$ д = 8:10, а широчината $1 \div 2$ mm.

5.7.2. ПРЕСМЕТКА НА РАЗВОДНИТЕ КАНАЛИ И ОТВОРИ; ДЕЈСТВУВАЧКИ СИЛИ ВО РАЗВОДНИОТ СКЛОП

Димензиите на отворот 7 (преку којшто цилиндерот стапува во контакт со соодветниот разводен канал a или b - види *Сл. 5.2* и *Сл.5.9*), се определуваат во зависност од брзината на работната течност којашто струи низ истиот во соодветниот процес на всисување односно потискување. Оваа брзина при потполно отворени потисни отвори (целосно стапување во контакт на 7 со b) не е поголема од 7,5 до 8 m/s, за нерегулирана пумпа. За да се намали брзината во отворот 7 (со тоа и смали опасноста од кавитација при процесот на всисување), овој отвор треба да се изведе со што е можно поголема површина, што од друга страна ја смалува површината на непрорезаниот дел од дното на цилиндерот (исенчена површина на *Сл. 5.8а*), а со тоа и ја смалува силата којашто го припојува цилиндричниот блок кон разводната плоча. За таа цел, отворите 7 обично имаат пресек со продолжително повиена форма (*Сл. 5.8*).



Сл. 5.8: Шеми на изведби на дното на цилиндерој со кое се остварува врскајќа со разводната плоча

Во општ случај максималната брзина на течноста во отворот 7, $v_{7\max}$, и релативната брзина на клипот v_r при услови на непрекинатост на струењето се поврзани со законот на континуитет:

$$v_{7\max} A_7 = v_r A$$

каде, A_7 и A се површина на отворот 7 и активна површина на цилиндерот.

Несомнено дека при определувањето на брзината $v_{7\max}$ меродавен е всисниот режим, односно треба да се обезбеди безкавитационен режим на работа:

$$v_7 = f(v_{vs}) = f(p_{vs})$$

Според *Сл. 5.8*, најчесто се користат следниве соодноси:

- широчината на отворот 7 е еднаква со широчината на разводните канали a и b (*Сл. 5.2в* и *Сл. 5.9*), за реверзибилна машина:

$$c_1 = c_a = c_b.$$

За нереверзибилна машина,

$$c_1 = c_a, \quad c_a > c_b$$

- Должината на отворот 7 еднаква е или нешто поголема од дијаметарот на цилиндерот (*Сл. 5.8*):

$$t \geq d,$$

а радијусот на закривеност на овој отвор е ист со радијусот на закривеност на каналите a и b .

- Од веќе изведени конструкции може да се согледа односот на површината на 7 и површината на цилиндерот, кој најчесто изнесува:

$$A_7 = (0,45 \div 0,5)A$$

Секако дека и при определувањето на површините на разводните канали a и b , види *Сл. 5.2* и *Сл.5.9*, треба да се води сметка за брзината на струење на работната течност низ нив. Во крајна линија и во овој случај меродавен е всисниот режим, т.е. определување на површината на всисниот канал a од условот за безкавитационен режим:

$$A_a = \frac{Q_{ef}}{v_a} = f(v_{vs}), \quad \text{при } \Delta h_k \geq \Delta h_{k.min.doz}, \quad \text{односно } H_s < H_{s.max.doz}.$$

(види поглавје 2-3 и поглавје 3.4.2).

Односно, површината на всисниот канал, A_a , се определува, при безкавитационен режим, како функција од брзината во каналот a (v_a), која зависи од брзината во всисниот цевовод v_{vs} .

Од друга страна v_a исто така е во сооднос со средната релативна брзина на клипот v_r , преку законот за континуитет. Така, пресметките за конкретни изведби на само-всисни пумпи покажале дека:

$$v_a = (2,2 \div 2,5)v_{r.sr.}, \quad \text{односно } v_a = 2,0 \div 3,0 \text{ m/s.}$$

За практични пресметки можат да се користат и следниве односи (види *Сл. 5.2в* и *Сл. 5.9*):

- Широчина на разводните канали a и b :

$$c_a = c \approx 0,5d$$

за реверзибилна машина $c_a = c_b = c$, а за нереверзибилна може $c_a > c_b$.

- Широчина на појасите b_1 и b_2 :

$$b_1 = b_2 = 0,125d$$

Во некои конструкции често се применува и односот $b_2/b_1 = 0,8$, земајќи ја во предвид разликата на периферните брзини што предизвикува и различно абење на овие појаси.

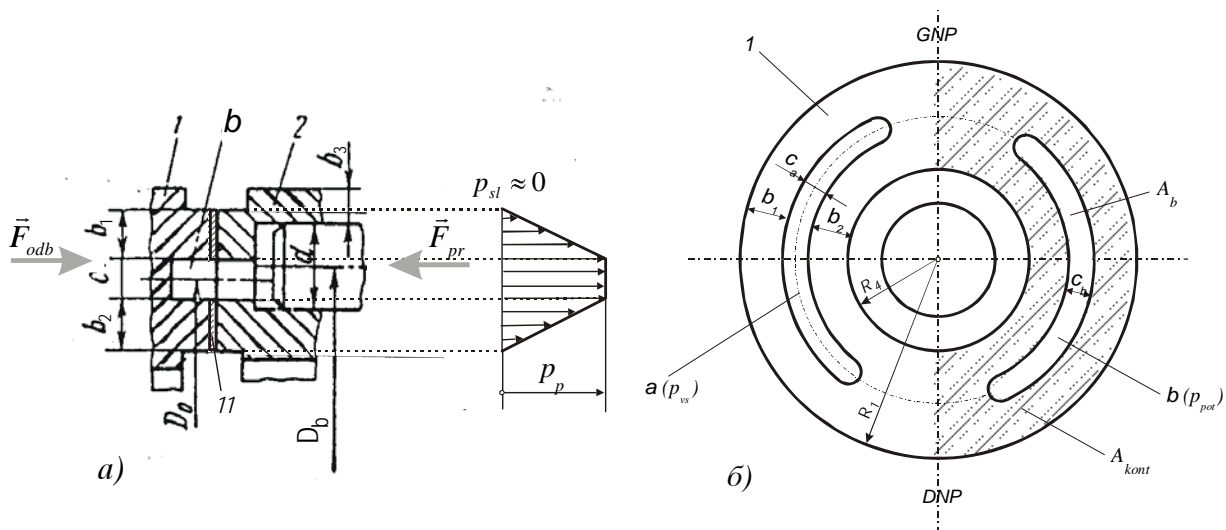
ДЕЈСТВУВАЧКИ СИЛИ ВО РАЗВОДНИОТ СКЛОП

Рокот на употреба и херметичноста на аксијално-клипната машина во голема мера зависат од силите коишто дејствуваат во разводниот склоп. Очигледно дека правилното согледување на дејствувачките сили и тенденцијата за нивно врамнотежување се јавува како еден од основните проблеми кај овие хидраулични машини.

Од сите сили коишто се јавуваат при работата на една хидромашина од аксијално-клипен тип, овдека ќе бидат посочени како основни силите условени од притисокот на течноста во цилиндриите и во зазорот помеѓу цилиндриот блок и разводникот.

Цилиндриот блок 2 на една аксијално-клипна хидромашина, со челен развод (Сл. 5.9а) преку неподвижниот разводник 1, се наоѓа под дејствие на:

- сила \vec{F}_{pr} , од притисокот на течноста на дното на цилиндриите, коишто се споени со потисниот разводен канал b (силите од многу малиот притисок на всисната страна се занемарени) и
- спротивна сила, \vec{F}_{odb} , од притисокот на течноста во разводниот канал b и зазорот помеѓу цилиндриот блок и неподвижниот разводник (види дијаграм на распоред на притисокот во зазорот на Сл. 5.9а).



Сл. 5.9: Шеми на а) челен разводен склоп со распоред на притисокот во зазорот и б) поглед на контактната површина на разводниот блок

Наведените сили можат да се определат со следниве изрази:

$$F_{pr} = z_p p_p A_c \quad (5-51)$$

каде што се:

$z_p = (z - 1) / 2$ - минимален број на цилиндри кои се истовремено во контакт со потисниот канал b ;

A_c - површина на пресекот на цилиндерот;

p_p - притисок што владее во потисната страна.

$$F_{odb} = p_p A_b + p_{sr} A_{kont} \quad (5-52)$$

каде што се:

A_b - површина на потисниот разводен канал b ;

A_{kont} - површина на контакт на цилиндровиот блок со разводната плоча
(види *Сл. 5.9б*) - притисокот на всисната страна е занемарен;

p_{sr} - среден притисок во зазорот меѓу блокот и плочата (*Сл. 5.9а*).

При тоа очигледни се следниве врски:

$$A_{kont} = \frac{\pi(R_1^2 - R_4^2)}{2} - A_b; \quad p_{sr} = \frac{p_p + p_{sl}}{2}$$

Во овој случај, за практични пресметки, усвоена е линеарна распределба на притисокот.

p_{sl} е притисок на крајот од контактот меѓу цилиндровиот блок и разводната плоча (*Сл. 5.9а*).

При $p_{sl} \approx 0$ следи $p_{sr} \approx \frac{p_p}{2}$

Во некои конструкции се насочуваат определени волуменски загуби од разводниот склоп за потребите на подмачкување на лежишта и други подсклопови и елементи на машината - во тој случај $p_{sl} > 0$.

При дефинирањето на наведените сили занемарен е притисокот од всисната страна, а исто така и притисокот поради преносот на течноста којашто се движи по површината на цилиндровиот блок.

Очигледно дека, за да се обезбеди сигурен контакт помеѓу цилиндровиот блок и разводникот (и истовремено сведат на минимум волуменските загуби), потребно е да биде исполнет условот:

$$F_{pr} > F_{odb} \quad (5-53)$$

При тоа, разликата помеѓу F_{pr} и F_{odb} не смее да премине определена вредност, како не би дошло до непожелно зголемување на силите на триење, а со тоа и абењето на спрегнатите елементи. Релативната разлика на овие сили, доколку нема големи варирања на притисокот обично се зема да изнесува:

$$m = \frac{F_{pr} - F_{odb}}{F_{pr}} 100 \approx 10\%$$

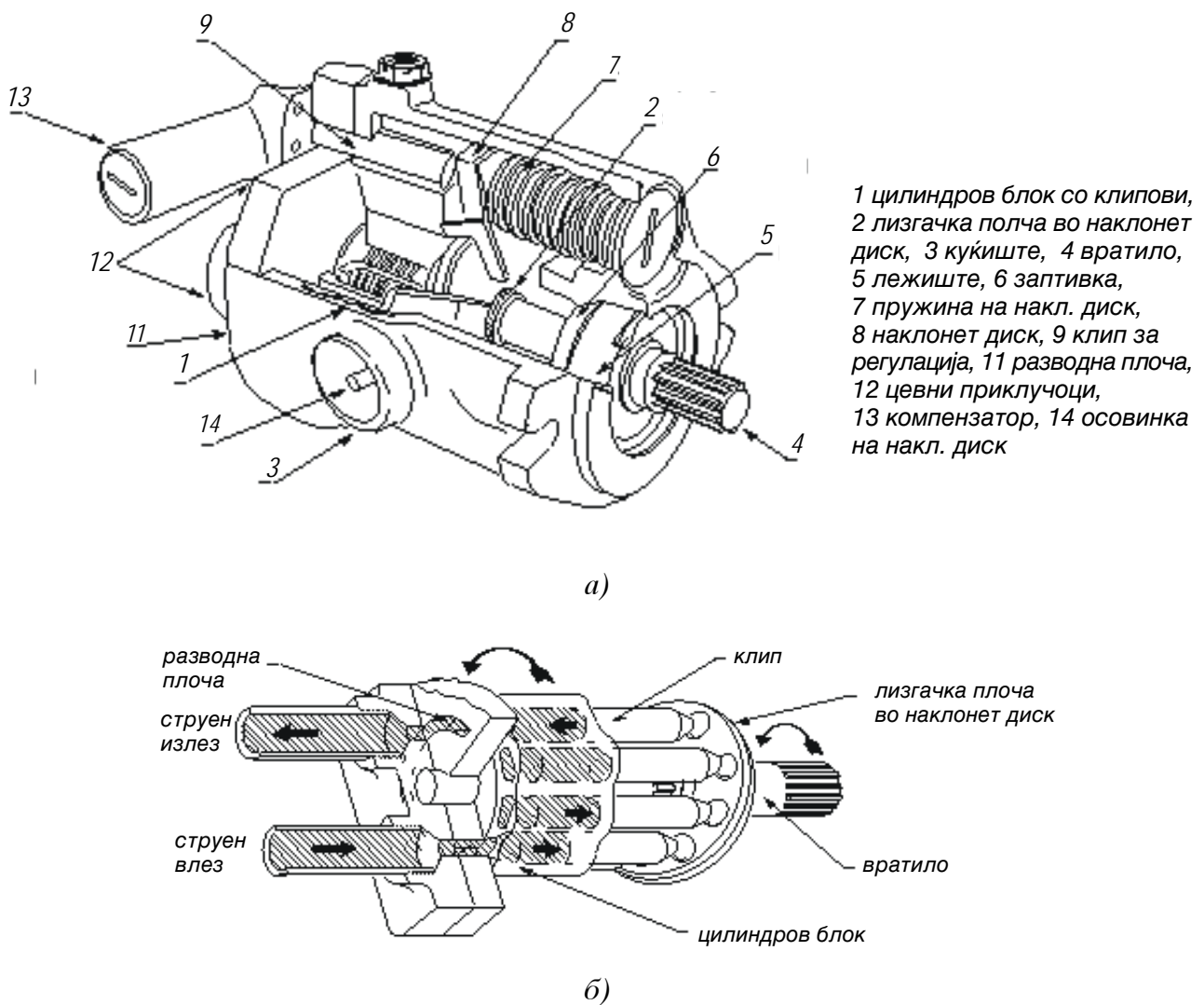
Вредноста на m е добиена од практични испитувања и истата може да се зголеми и до 25%, доколку големината на средниот притисок во зазорот значително варира. Во ваквите случаи секако дека треба да се применат специјални материјали отпорни на абење; најчесто, контактната површина на разводната плоча е од специјална бронза, што се остварува со чврст спој на основното тело на разводникот (од челик) со танка плоча од специјална бронза 11 (види *Сл. 5.9а*).

Зголемувањето на m може да се постигне со конструкција во која цилиндровиот блок се притиска кон разводната плоча со помош на пружина - види шематски приказ на Сл. 5.3в и пресек на Сл. 5.11. Во тој случај силата F_{pr} ќе изнесува:

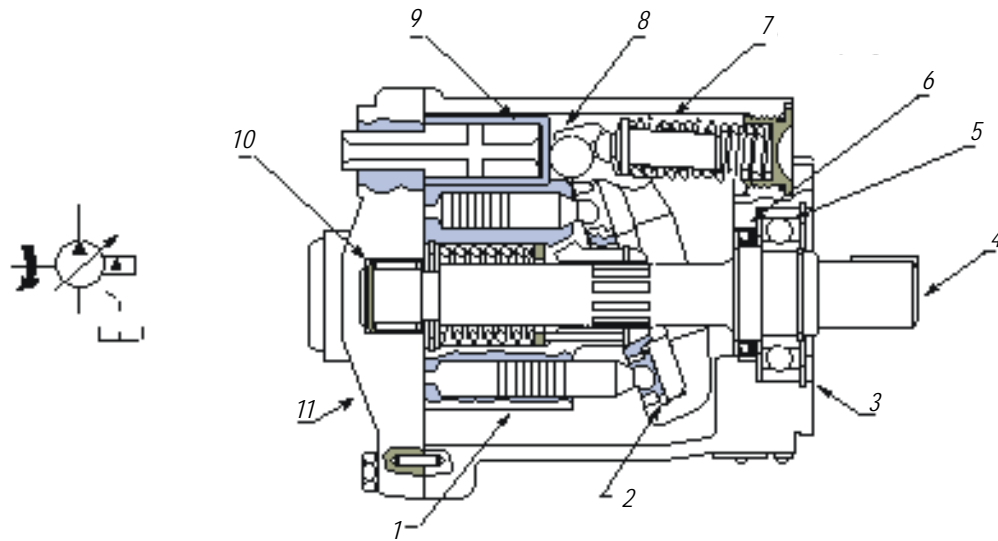
$$F_{pr} = z_p p_p A_c + F_{пруз}$$

$F_{пруз}$ е сила со која пружината дополнително го притиска цилиндровиот блок кон разводната плоча.

5.8. ПРЕСЕЦИ НА НЕКОИ КОНСТРУКЦИИ АКСИЈАЛНО-КЛИПНИ МАШИНИ

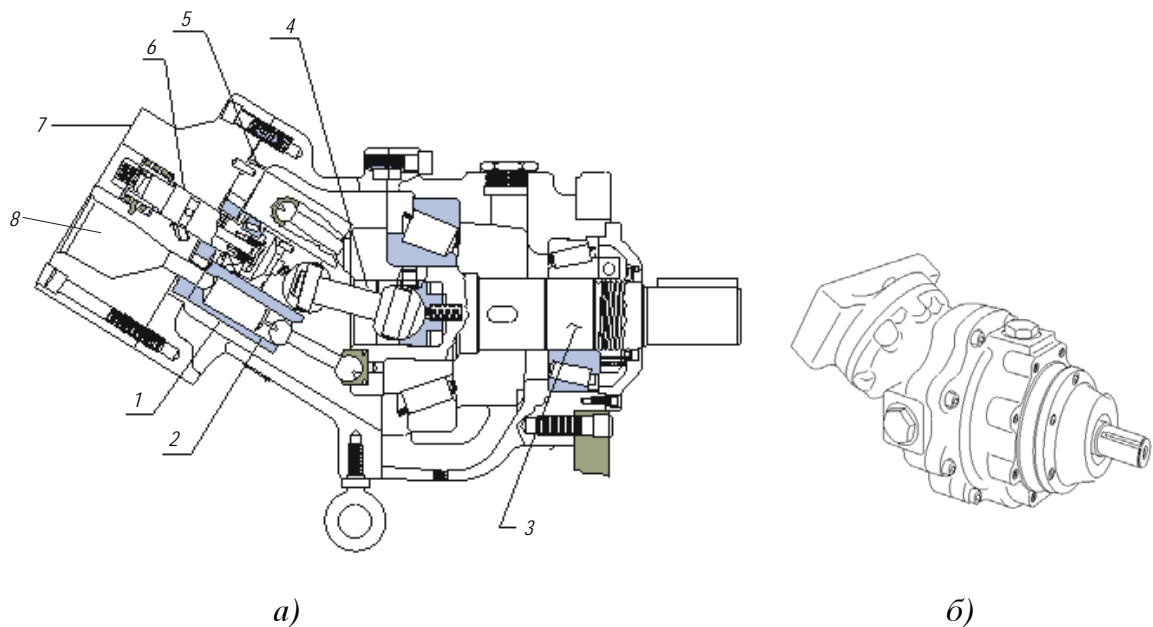


Сл. 5.10: Тродимензионален пресек на регулациона аксијално-клипна пумпа/мотор на фирмата Vickers (а) и основни делови (б)



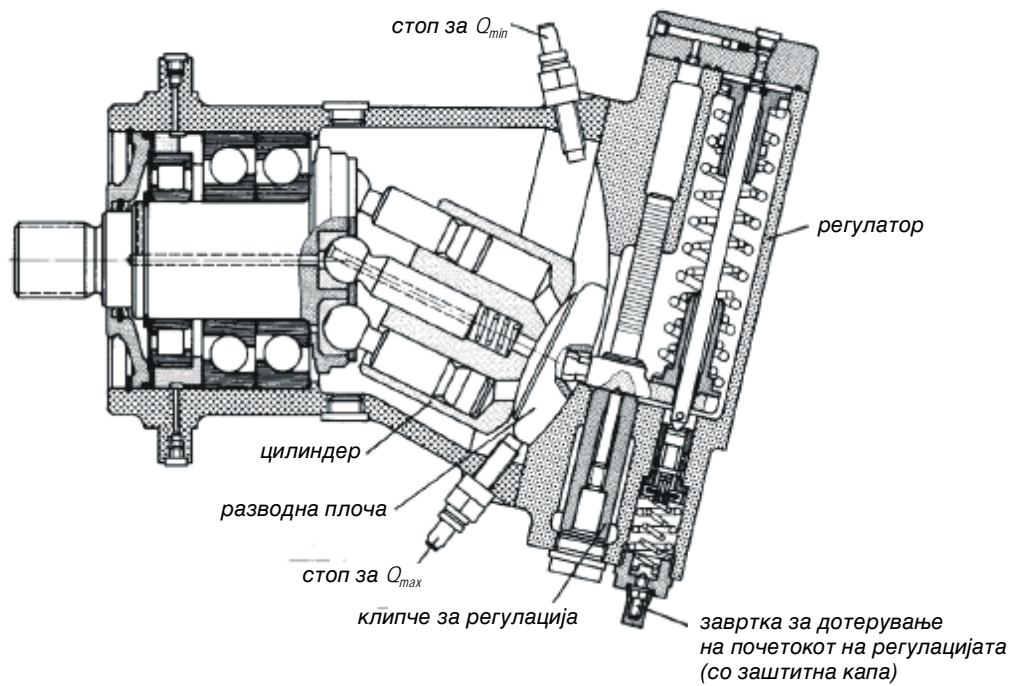
1 цилиндар блок со клијови, 2 лизгачка плоча во наклонет диск, 3 куќиште, 4 вртало, 5 предно лежиште, 6 зајивка, 7 пружина на наклонетото диск, 8 наклонет диск, 9 клиј за регулација, 10 задно лежиште, 11 разводна плоча.

Сл. 5.11: Типична регулациона аксијално-клијна машина со наклонет диск на фирмата Vickers

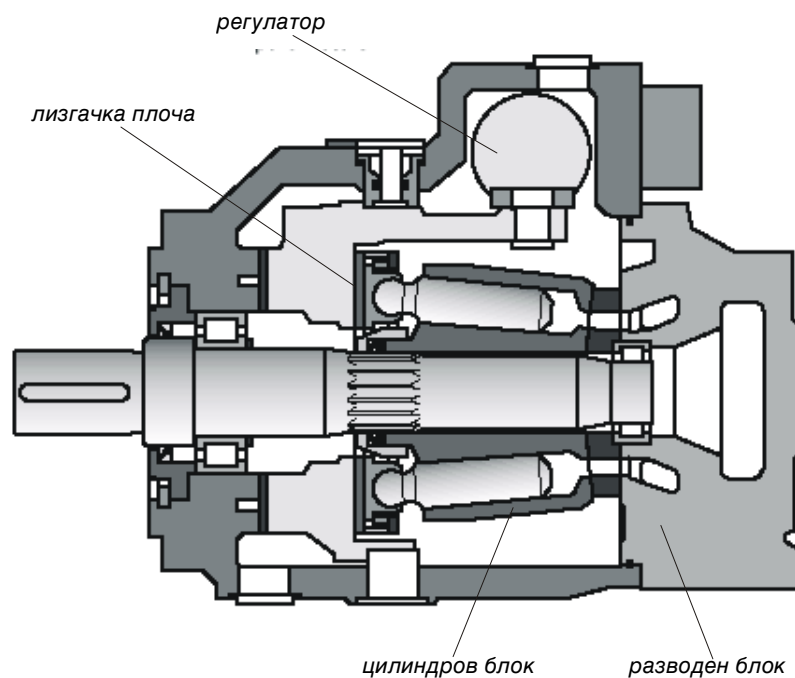


1 цилиндар блок, 2 клиј, 3 ротациона група со вртало, 4 карданска врска, 5 разводна плоча, 6 лежишна осовинка на цил. блок, 7 разводен блок, 8 спирален приклучок - влез/излез.

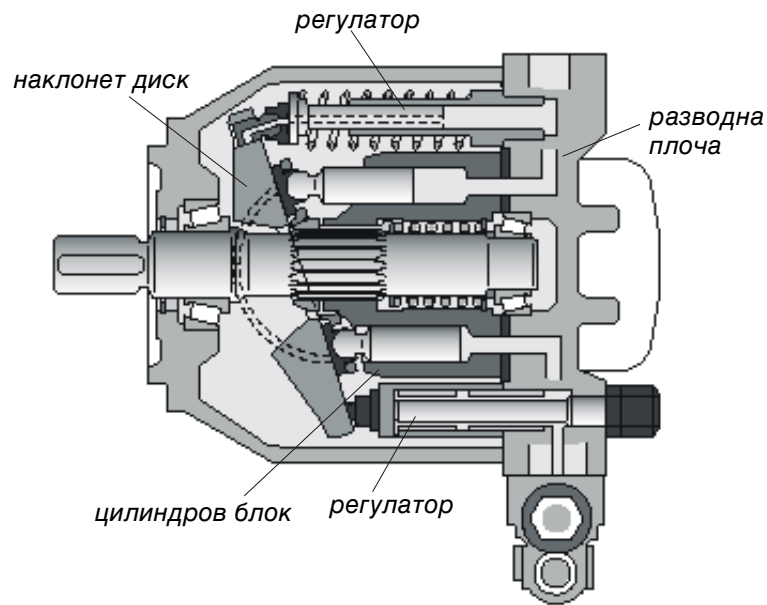
Сл. 5.12: Аксијално клијна пумпа-мотор со наклонет цилиндар блок на фирмата Vickers (тип MFA-PFA) - а) пресек и б) поглед



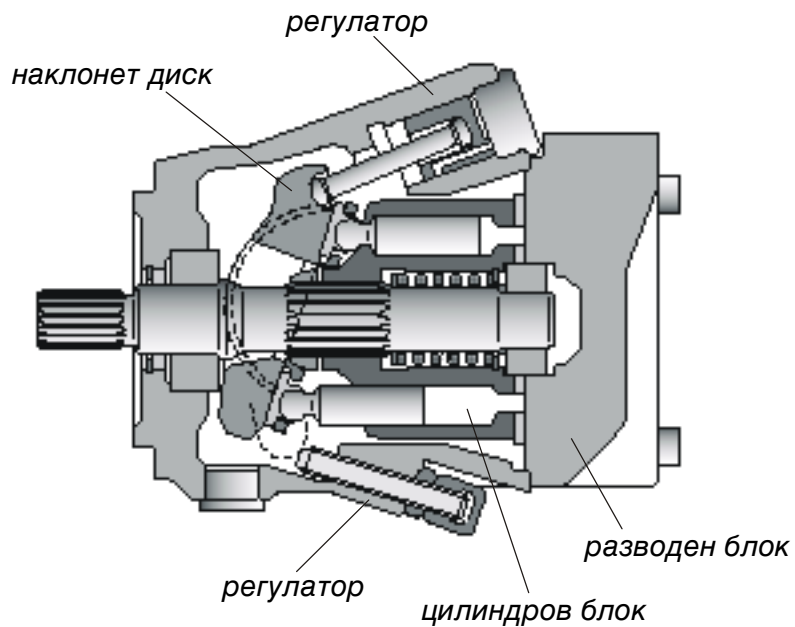
Сл. 5.13: Регулациона аксијално-клијна пумпа со наклонет цилиндаров блок на фирмата Rexroth (тип A7V)



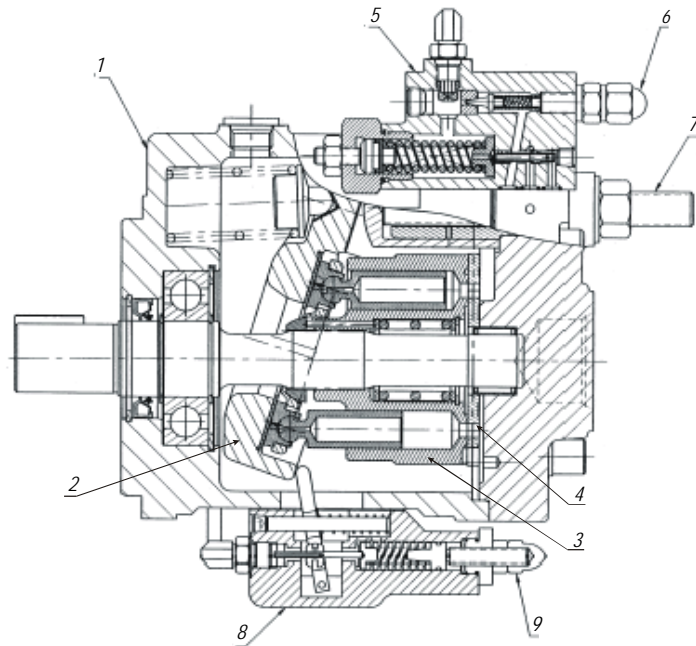
Сл. 5.14: Регулациона аксијално-клијна пумпа со наклонет диск на фирмата Rexroth (тип A4VSG)



Сл. 5.15: Регулациона аксијално-клијна пумпа со наклонет диск на фирмата Rexroth (тип A10VSO)

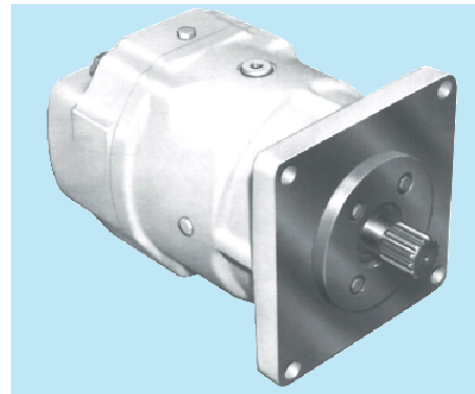
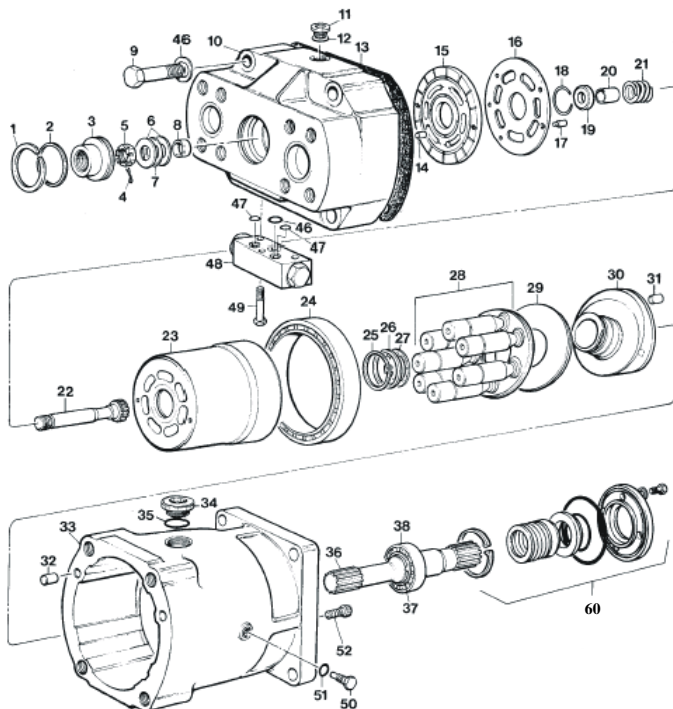


Сл. 5.16: Аксијално-клијнен хидро-мотор со наклонет диск на фирмата Rexroth (тип A10VM/E)



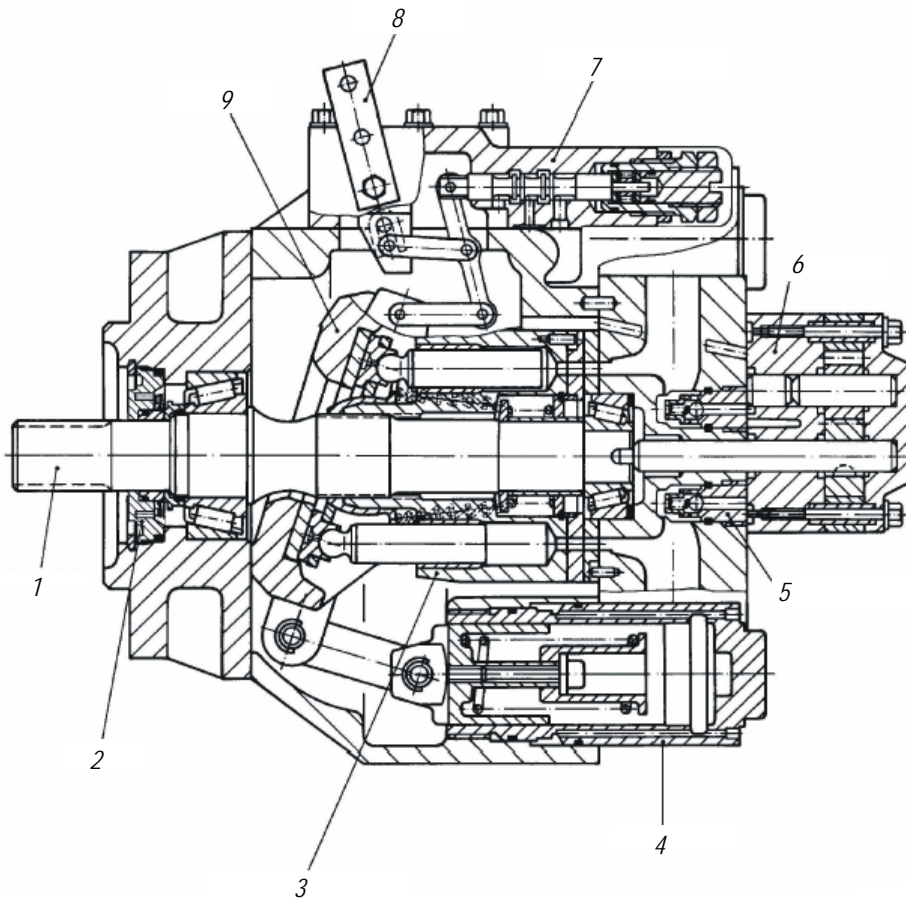
1 куќиште на ѓумџаџа, 2 наклонџи диск, 3 цилиндров блок, 4 разводна ѓлоча, 5 реѓулаџор на ѓриџисок и ѓроџок, 6 заврџка за доџтерување на максимален ѓриџисок, 7 заврџка за доџтерување на максимален ѓроџок, 8 реѓулаџор за врџежн моменџи, 9 заврџка за доџтерување на максимален моменџи.

Сл. 5.17: Аксијално-клиџна реѓулаџациона ѓумџа со наклонџи диск на фирмаџа Denison (серија PV/PVT C)



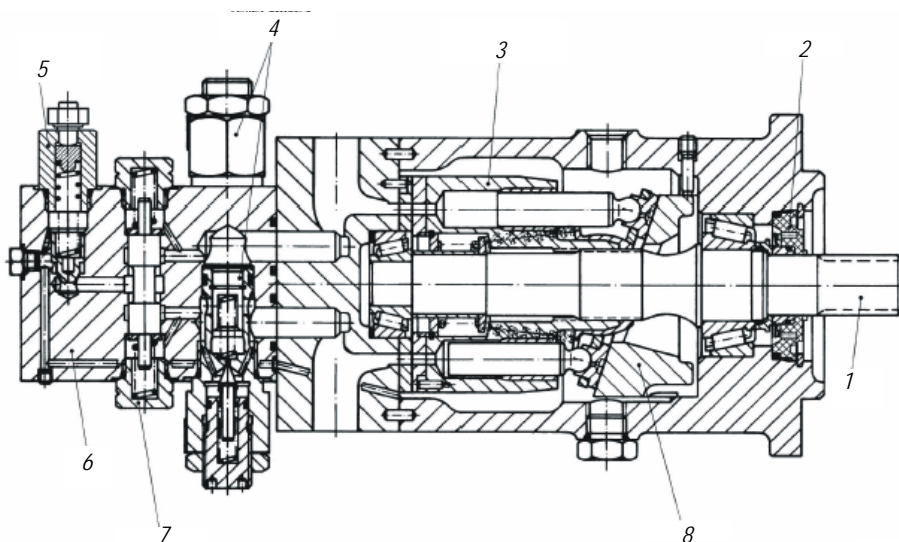
Основни делови: 10 разводен блок, 13-17 делови на разводнаџа ѓлоча, 22 враџило за ѓозиционирање, 23 цилиндров блок, 24 лежџиште, 28 клиџови со ѓаџучи, 29-31 делови на наклонџиџиџи диск, 33 куќиште, 36 враџило, 48 наизменично неџвраџен венџил, 60 заџџивен комџлеџи

Сл. 5.18: Аксијално-клиџен хидро-моџор на фирмаџа Denison (серија M11, M14)



1 вращило, 2 заштитка, 3 цилиндар блок со клијови, 4 серво-цилиндар, 5 неовраќен вентил, 6 најојна пумпа, 7 серво-вентил за регулација, 8 рачка за регулација, 9 наклонет диск

Сл. 5.19: Аксијално-клијна регулациона пумпа на фирмата Danfoss (серија 20)



1 вращило, 2 заштитка, 3 цилиндар блок со клијови, 4 сигурносен вентил за висок притисок, 5 сигурносен вентил за прочистиување, 6 вентилски блок, 7 наизменично неовраќен вентил, 8 наклонет диск

Сл. 5.20: Нерегулационен аксијално-клијнен хидро-мојор на фирмата Danfoss

Г Л А В А

ШЕСТА

6. РОТАЦИОНИ КРИЛНИ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ

Ротационите крилни хидромашини се разликуваат од претходно проучуваните ротационо-клипни машини по формата на потискувачите и работните комори. Кај ротационо-крилните машини со еднократно дејствие, потискувачите се оформени во вид на крила (плочки), сместени во радијални жлебове изведени во самиот ротор. Роторот и статорот се наоѓаат под определен ексцентрицитет e ; така да една работна комора во овој случај е оформена од два соседни потискувачи (крила), површината на роторот и статорот (види *Сл. 6.1* и *Сл.6.2*).

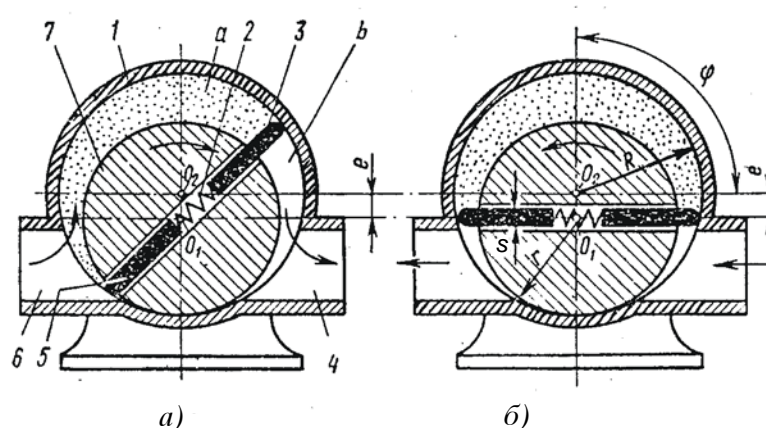
Ротационо-крилните пумпи и хидромотори со еднократно дејствие, исто како и радијално-клипните машини, можат да се изведат како регулациони; т.е. овозможена е промена на протокот, како и реверсирање, со промена на големината и знакот на ексцентрицитетот e .

Во оваа класа спаѓаат и т.н. нерегулациони ротационо-крилни машини со двократно дејствие (види *Сл. 6.10* и *Сл. 6.11*), при кои посебно профилираниот статор (централно поставен во однос на роторот) овозможува два работни процеси за еден вртеж.

Према тоа, ротационата крилна хидромашина претставува, во општ случај, ротациона пумпа или хидромотор, во којашто роторот заедно со крилата вршат вртливо движење; при што, крилата обавуваат и повратно праволиниско движење во соодветните жлебове во статорот.

6.1. ДВО-КРИЛНИ ПУМПИ

Овие ротационо-крилни машини се јавуваат како наједноставни по својата конструкција. На *Сл. 6.1* прикажана е шема на двокрилна пумпа во чиј ротор *7* се сместени крилата *3* и *5*, коишто се постојано припоени кон статорот *1* со помош на пружината *2*. Помеѓу оските на статорот и роторот постои ексцентреицитет e , што овозможува промена на волуменот на работната комора, при ротацијата на роторот заедно со крилата.



Сл. 6.1: Принципиелна(а) и пресметковна(б) шема на двокрилна пумпа

При ротацијата на 7 во насока на часовата стрелка, волуменот на работната комора која е во контакт со всисниот приклучок 6 се зголемува; а волуменот на комората поврзана со потисниот приклучок 4 се смалува. На тој начин се обавуваат процесите на всисување - преку 6, и потискување - преку 4.

Пресметковната шема на една ваква пумпа прикажана е на Сл. 6.1б, од којашто може да се определи работниот волумен (проток за еден вртеж) преку засенчената површина на работната комора А:

$$A = \frac{\pi}{2} (R^2 - r^2 - e^2) + 2eR$$

каде се: R - радијус на стат, r - радијус на роторот, e - ексцентрицитет.

Ако се занемари волуменот на крилата (бескрајно танки крилца, $s = 0$), знаејќи дека за еден вртеж се потиснуваат два волумени кои одговараат на површината А, средниот пресметковен проток (идеален) ќе биде:

$$Q_{Ti} = 2bAn = 2bn \left[\frac{\pi}{2} (R^2 - r^2 - e^2) + 2eR \right]$$

каде се: n - број на вртежи за единица време, b - широчина на крилата.

Со земање во предвид на волуменот на двете крила, V_k , кои имаат работна висина $h = 2e$, широчина b и дебелина s , средниот пресметковен проток Q_T ќе биде:

$$Q_T = Q_{Ti} - V_k n, \text{ односно}$$

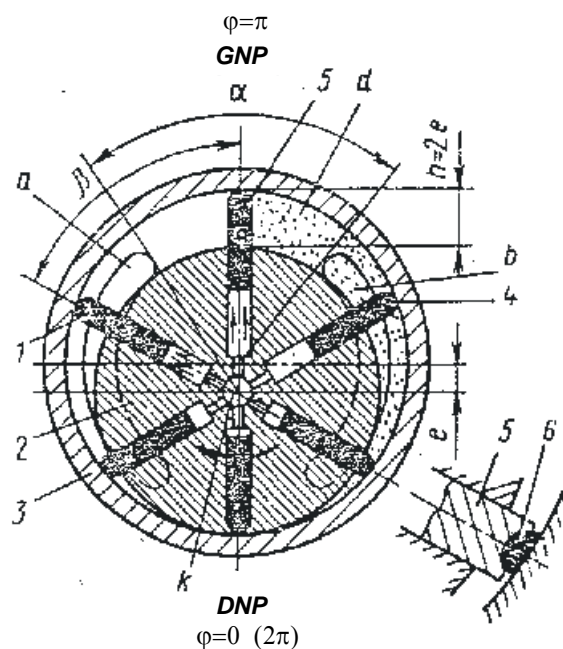
$$Q_T = 2bn \left[\frac{\pi}{2} (R^2 - r^2 - e^2) + 2e(R - s) \right] \quad (6-1)$$

Овој тип крилна пумпа има прилично голем коефициент на нерамномерност на протокот и притисокот, поради што нашла примена само за помошни цели (подмачкување и слично). Во хидрауличните системи се користат пумпи и хидромотори со повеќе работни комори (односно крилца), со што значително се намалува нерамномерноста на Q и p .

6.2 РОТАЦИОНО-КРИЛНИ ПУМПИ СО ПОВЕЌЕ КРИЦА И ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ

6.2.1 ПРИНЦИПИ НА ДЕЈСТВИЕ

Со цел да се постигнат поголеми вредности на притисокот и протокот, а при тоа нивните пулсации се сведат на минимум, се применуваат крилни пумпи со повеќе крила. На *Сл. 6.2* прикажана е шема на шестокрилна пумпа со еднократно дејствие, во која крилцата се припојуваат кон статорот со помош на течност под притисок, којашто се доведува од потисната страна *b* преку аксијалниот канал *k*, посебно во секој од жлебовите во кои се сместени крилцата.



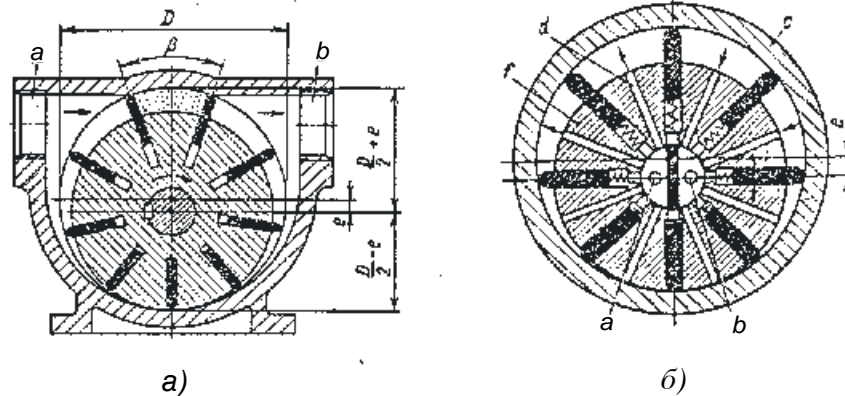
Сл. 6.2: Принципиелна шема на крилна пумпа со еднократно дејствие и член развод

Во овој случај разводот на течноста се врши со помош на член разводник, преку сферичните разводни канали *a* и *b*, на ист начин како кај аксијално-клипната машина (види *Сл. 5.2*). При тоа, исто како и кај ротационите клипни машини, потребно е да се обезбеди потполно одвојување на всисниот од потисниот режим, преку соодветни прегради при неутралните положби. За да се исполни овој услов, аголот помеѓу разводните канали α треба да биде поголем од централниот агол помеѓу две соседни крила β ($\alpha > \beta$), односно соодветно да се определат аглиите на стапување во потисната и всисната страна φ_p и φ_v (по иста постапка како во поглавието 5.7.1).

Според *Сл. 6.2*, при ротацијата на роторот 2 во насока на часовата стрелка, волуменот на посматраната работна комора (која ротира од долната према горната неутрална положба, $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi$, во левата страна) се зголемува, при што се обавува процесот на всисување преку разводниот канал *a*. При тоа, една работна комора претставува просторот помеѓу две соседни крила, површината на статорот 3

и роторот 2. Во десната страна, посматрано од горната према долната неутрална положба (агол на ротација $\varphi = \pi$ до $\varphi = 2\pi$), волуменот помеѓу крилата 4 и 5 се смалува, притисокот се зголемува и течноста се потиснува низ потисниот разведен канал b . Очигледно дека процесите на всисување и потискување се можни поради постоењето на ексцентрицитетот e меѓу 2 и 3.

Покрај прикажаниот челен развод, се среќаваат и конструкции со т.н. страничен развод (Сл. 6.3а) и радијален развод (Сл. 6.3б).



Сл. 6.3: Шема на повеќекрилни пумпи со страничен (а) и радијален развод (б)

При радијалниот развод, течноста се доведува и одведува преку аксијални канали a и b изведени во ракавецот, околу којшто ротира роторот на пумпата/моторот (види развод на радијално-клипни машини). При тоа секоја од работните комори, преку радијални канали d , е поврзана соодветно со всисната или потисната страна.

За да се зголеми херметичноста, со тоа волуменските загуби сведат на што е можно помала мера, а истовремено и заштитат крилцата од преголемото абење, во некои конструкции се изведуваат крилца со посебни заптивни елементи b , види Сл. 6.2.

6.2.2 СРЕДЕН ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК КАЈ КРИЛНИ МАШИНИ СО ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ

Според пресметковната шема на Сл. 6.4а, за случај ако се занемари дебелината на крилцата ($s = 0$), поаѓајќи од условот дека за еден вртеж сите крила ќе поминат преку положбата која одговара на максимална работна висина на крилото, $h = 2e$, волуменот што ќе се потисне за еден вртеж (односно работниот волумен), ќе изнесува:

$$q^* = 2\pi\rho hb = 4\pi\rho eb \quad (6-2)$$

каде се:

q^* - "идеален работен волумен" (за $s = 0$), определен како волумен на шуплив цилиндер со сид $h = 2e$ и широчина b (b е широчина на роторот, односно крилцата);

ρ - растојание од оската на ротација до центарот на притисок на работната површина на крилото, со висина h (види Сл. 6.4а).

За $\rho \approx \frac{D}{2} \approx r + e$, (при што, D е дијаметар на статорот, а r е радијус на роторот), идеалниот работен волумен ќе биде:

$$q^* = \pi D h b = 2\pi D e b \quad (6-3)$$

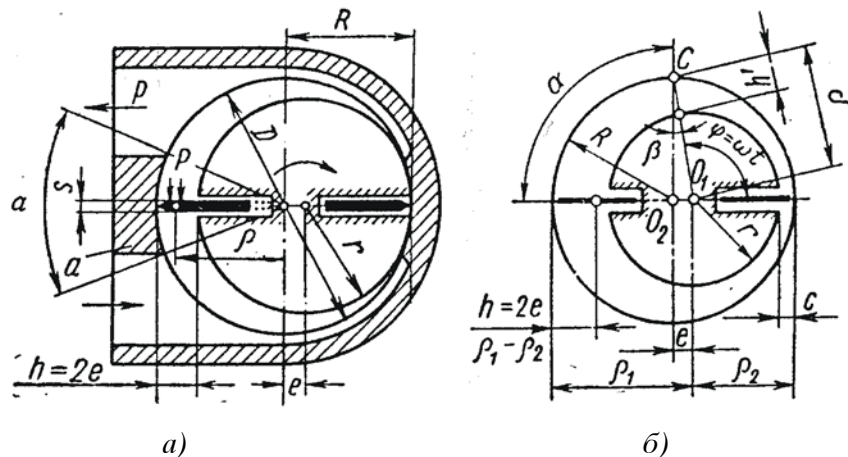
Како што е познато, средниот пресметковен проток се добива како производ на работниот волумен и бројот на вртежи, односно:

$$Q_T^* = q^* n = 2\pi D e b n = \omega r h b = u_k A_k \quad (6-4)$$

каде се:

$u_k = \omega r$ - периферна брзина на крилото при положба со работна висина $h = 2e$;

$A_k = h b$ - работна површина на крилото при истата положба.



Сл. 6.4: Пресметковни шеми за проток кај крилна пумпа со еднокрайно дејствие

Во општ случај, према Сл. 6.4б, ако елементарниот волумен dq^* , потиснат при ротација на агол $d\varphi = \omega dt$:

$$dq^* = h' b R d\varphi$$

се интегрира во граници 0 до 2π , ќе се добие работниот волумен за случај за случај кога е занемарен волуменот на крилата:

$$q^* = e R b \int_0^{2\pi} (1 - \cos \varphi) d\varphi = 4\pi R e b \quad (6-3a)$$

При што, според Сл. 6.4б, $h' = e(1 - \cos \varphi)$; од каде очигледно произлегува дека за $\varphi = \pi$, максималната работна висина ќе биде $h'_{\max} = h = 2e$.

Според тоа, знаејќи дека $Q_T^* = q^* n$, се добива истиот израз (6-4) за средниот пресметковен проток.

Вистинскиот работен волумен се добива ако од идеалниот работен волумен, q^* , се одземе волуменот на крилата $V_k = hbsz = 2ebsz$:

$$q = q^* - V_k = 2be(\pi D - zs) \quad (6-5)$$

каде се:

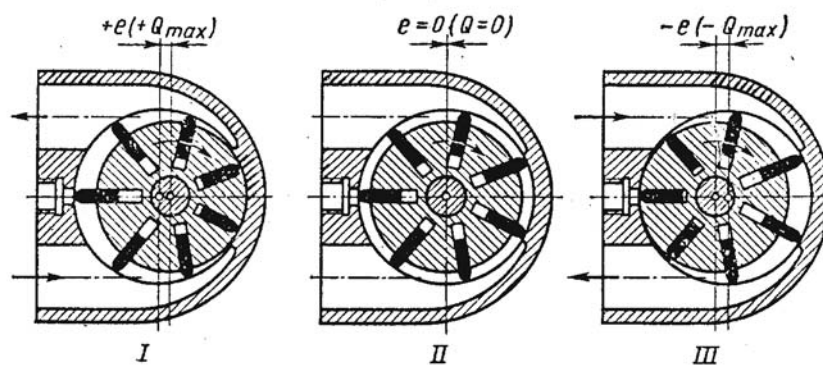
- s - дебелина на крилцето,
- z - вкупен број на крила.

Соодветно средниот пресметковен проток ќе биде:

$$Q_T = qn = 2ben(\pi D - zs) \quad (6-6)$$

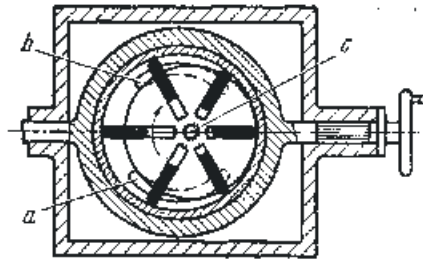
Регулацијата на протокот, како и реверсирањето, се вршат на аналоген начин како кај радијално-клипните машини (види *Сл. 4.5* и *Сл. 4.6*), односно со промена на големината и знакот на ексцентрицитетот e . На *Сл. 6.5* прикажани се три карактеристични состојби при регулација на крилна пумпа со еднократно дејствие:

- Положбата I одговара на максимална вредност на ексцентрицитетот ($+e_{\max}$), при што пумпата има максимален пресметковен проток и струење во определена насока ($+Q_{T\max}$).
- За положба II, $e = 0$ и $Q_T = 0$, не се всисува и потискува работна течност, т.е. пумпата не троши енергија.
- При состојба III, за максимален ексцентрицитет со спротивен знак ($-e_{\max}$), одговара максимален пресметковен проток и струење во спротивна насока ($-Q_{T\max}$).



Сл. 6.5: Шема за регулација на широкот кај крилни машини со еднократно дејствие

Големината и знакот на ексцентрицитетот се менуваат со задвижување на статорот во однос на роторот. Наједноставен начин, рачна регулација со помош на навоен механизам, прикажан е на *Сл. 6.6*. Поусовршени механички, хидраулички и електрохидраулички методи прикажани се во последната глава, во којашто посебно се изложени поедини методи на регулација кај хидрауличните волуменски машини.



Сл. 6.6: Шема на крилна пумпа со рачна регулација на пројекцијата

Доколку се работи за хидрауличен мотор од овој тип, очигледно дека со промена на знакот на ексцентрицитетот, при непроменета насока на струење (непроменети притисна и сливна страна), аналогно како кај радијално-клипните мотори (види Сл. 4.6), се врши и промена на насоката на ротација на моторот.

За ориентациона пресметка, според некои автори, можат да се користат следниве практични изрази, кои ја даваат функционалната зависност на некои големини од работниот волумен:

- Максимален ексцентрицитет:

$$e_{\max} = k_3 \sqrt{\frac{q}{\eta_v}} \quad \text{во mm}$$

каде е:

$$k = 1 \quad \text{за } q < 200 \text{ cm}^3; \quad k = 0,8 \quad \text{за } 200 < q < 500 \text{ cm}^3; \quad k = 0,6 \quad \text{за } 500 < q < 4000 \text{ cm}^3.$$

- Дијаметар на статорот:

$$D = \sqrt{\frac{500q}{\eta_v \pi k_1 e_{\max}}} \quad \text{во mm}$$

каде, поедините големини се со следниве димензии:

$$q \text{ (cm}^3\text{)}; \quad e_{\max} \text{ (mm)}; \quad k = 0,2 \text{ до } 0,55 \text{ (поголема вредност за помали вредности на } D \text{ и } e\text{)}.$$

- Дијаметар на роторот:

$$\frac{D}{2} = \frac{d}{2} + e + c \quad \text{во mm}$$

каде се:

$c < 1$ во (mm) - зазор меѓу роторот и статорот;

$l \geq b e_{\max}$ - радијална должина на крилцата;

b - широчина на роторот, односно крилцата.

Останатите основни големини, како и проверка на големините пресметани преку горенаведените емпириски изрази, секако дека треба да се определат од изразот за пресметковен проток Q_T (израз (6-6)), како и конструктивното решение на пумпата/моторот.

Бројот на крилца кај крилните машини со еднократно дејствие обично е $z = 7 \div 17$.

6.2.3 НЕРАМНОМЕРНОСТ НА ПРОТОКОТ

Средниот пресметковен проток, Q_T , беше определен врз основа на максималната работна висина на крилото $h=2e$, поаѓајќи од условот дека за еден вртеж секое крило ќе ја постигне оваа вредност. Фактички, оваа вредност се постигнува само кај неутралната положба при преминот на крилото од висина кон потисна страна, лева неутрална положба на *Сл. 6.4*. Всушност, т.н. текушта работна висина h' се менува со промена на аголот на ротација, т.е. $h' = h'(\varphi) \leq 2e$.

Соодветно и радијусот на положба на крилото, ρ (*Сл. 6.4б*), се менува помеѓу ρ_{\min} и ρ_{\max} , по законитост дефинирана со кинематиката за радијално-клипна машина, односно според изразот (4-31) и ознаките на *Сл. 6.4б*, се дефинира зависноста $\rho = \rho(\varphi)$:

$$\rho = e \cos \varphi + R - \frac{e^2}{4R} + \frac{e^2}{4R} \cos 2\varphi \quad (6-7)$$

Текуштата вредност на работната висина на едно крило (според *Сл. 6.4б*) може да се изрази како:

$$h' = \rho - \rho_{\min} \approx \rho - (R - e) = R \cos \beta - e \cos \varphi - (R - e), \quad \text{односно}$$

$$h' = e(1 - \cos \varphi) + R(\cos \beta - 1) \quad (6-8)$$

каде е:

$$\rho = \overline{O_1C} = R \cos \beta + e \cos(\pi - \varphi) = R \cos \beta - e \cos \varphi$$

Според *Сл. 6.4б*, β е агол помеѓу крилото и радијусот на положба на точката на контакт *C*. За мали вредности на аголот β , односно за случаи кога $e \ll R$, со доволна точност може да се користи изразот:

$$h' \approx e(1 - \cos \varphi) \quad (6-9)$$

Согласно дефинираните промени на ρ и h' , и текуштиот проток ќе се менува со промена на аголот на ротација $\varphi = \omega t$, односно:

$$Q_T^* = u_k A_k = \omega \rho h' b = \omega b e (1 - \cos \varphi) (R \cos \beta - e \cos \varphi) = f(\varphi) \quad (6-10)$$

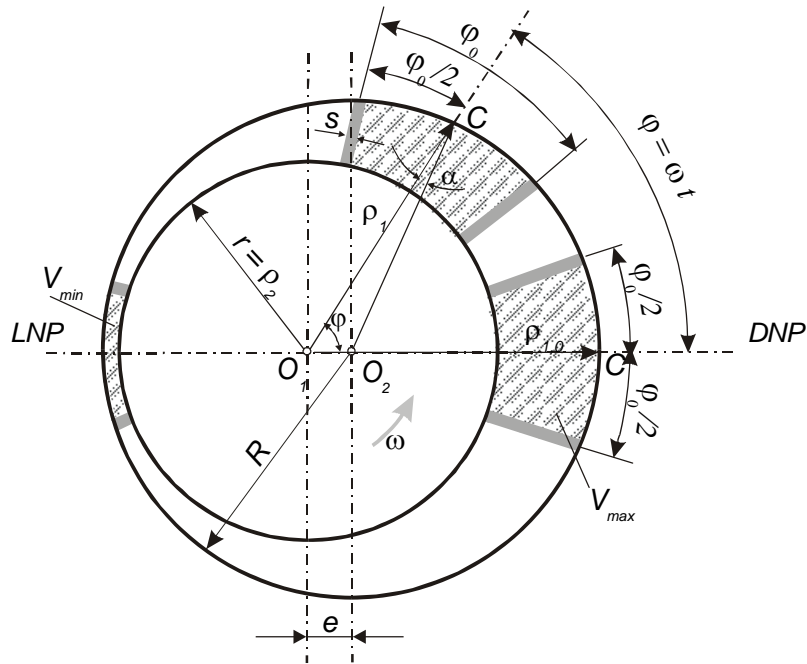
каде се:

u_k и A_k - периферна и работна површина на крилото.

Изразот (6-10) е дефиниран за случај кога е занемарен волуменот на крилата ($s = 0$).

6.2.4 ИНТЕГРАЛНА МЕТОДА ЗА ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА ПРОТОКОТ КАЈ КРИЛНА ПУМПА СО ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ

Точно определување на текуштиот проток Q_T^* , средниот пресметковен проток Q_T , како и нерамномерноста на протокот, може да се постигне со анализа на промената на волуменот на една работна комора за различни агли на ротација. Основната пресметковна шема за овој случај дадена е на *Сл. 6.7*.



Сл. 6.7: Пресмејковна шема за промена на волуменот на работната комора кај ротациона крилна пумпа со еднокрајно дејствие

На Сл. 6.7 прикажана е промената на волуменот на работната комора при агли на ротација од $\varphi = 0$ (*DNP*) до $\varphi = \pi$ (*LNP*), за прикажаната насока на ротација спротивно од часовата стрелка. При тоа, при определен агол на ротација $\varphi = \omega t$, радијусите на положба на комората (во однос на нејзината симетрала) ќе бидат:

$$\rho_1 = \overline{O_1C} = e \cos \varphi + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \quad (6-11)$$

$$\rho_2 = r = \text{const}$$

При десната неутрална положба (*DNP*): $\varphi = 0$; $\rho_{1,0} = e + R$

При левата неутрална положба (*LNP*): $\varphi = \pi$; $\rho_{1,\pi} = R - e$

Волуменот на работната комора (со занемарување на дебелината на крилцата, $s = 0$) за $\varphi = 0$ ќе има најголема вредност и може да се определи со интегрирање на површината ограничена со површините на статорот, роторот и двете соседни крилца:

$$V_{T \max}^* = \int_{-\frac{\varphi_0}{2}}^{\frac{\varphi_0}{2}} dV_T = \int_{-\frac{\varphi_0}{2}}^{\frac{\varphi_0}{2}} b(\rho_1 - \rho_2) \rho_{sr} d\varphi = \int_{-\frac{\varphi_0}{2}}^{\frac{\varphi_0}{2}} \frac{b}{2} (\rho_1^2 - \rho_2^2) d\varphi$$

За било кој агол на ротација $\varphi = \omega t$, волуменот на работната комора (за занемарена дебелина $s = 0$) може да се определи преку интегралот:

$$V_T^* = \frac{b}{2} \int_{\varphi - \frac{\varphi_0}{2}}^{\varphi + \frac{\varphi_0}{2}} (\rho_1^2 - \rho_2^2) d\varphi \quad (6-12)$$

Односно, со решавање на интегралот (6-12) за ρ_1 определено со изразот (6-11), се добива зависноста на волуменот на комората од аголот на ротација:

$$V_T^* = \frac{b}{2} \left\{ (R^2 - r^2) \varphi_0 + e^2 \sin \varphi_0 \cos 2\varphi + R^2 \left[\arcsin \left(\frac{e}{R} \sin \left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2} \right) \right) - \arcsin \left(\frac{e}{R} \sin \left(\varphi - \frac{\varphi_0}{2} \right) \right) \right] + \operatorname{Re} \left[\sin \left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2} \right) \sqrt{1 - \left[\frac{e}{R} \sin \left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2} \right) \right]^2} - \sin \left(\varphi - \frac{\varphi_0}{2} \right) \sqrt{1 - \left[\frac{e}{R} \sin \left(\varphi - \frac{\varphi_0}{2} \right) \right]^2} \right] \right\} \quad (6-13)$$

Определувањето на волуменот според изразот (6-13) очигледно дека е наједноставно преку соодветен компјутерски програм.

При тоа, од (6-13) посебно можат да се пресметаат максималната и минималната вредност на волуменот на една работна комора:

$$\text{за } \varphi = 0 \quad \Rightarrow V_{T \max}^*$$

$$\text{за } \varphi = \pi \quad \Rightarrow V_{T \min}^*$$

Вистинскиот (активниот) волумен на една работна комора V_T , при било кој агол на ротација φ , ќе се добие ако од V_T^* (израз (6-13)) се одземе соодветната вредност V_L , која одговара на волуменот што се губи поради двете крила кои ја оградуваат работната комора во набљудуваната положба (види Сл. 6.7):

$$V_T = V_T^* - V_L \quad (6-14)$$

$$V_L = b \left\{ \frac{s}{2} \left[\rho_{1, \left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2} \right)} + \rho_{1, \left(\varphi - \frac{\varphi_0}{2} \right)} \right] - sr \right\} = V_L(\varphi) \quad (6-15)$$

каде се:

s - дебелина на крилцето;

r - радијус на роторот;

$\rho_{1, \left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2} \right)}$ и $\rho_{1, \left(\varphi - \frac{\varphi_0}{2} \right)}$ - соодветни радијуси на положба на крилцата кои ја оградуваат

работната комора (види Сл. 6.7), определени за аглите

$\varphi + \frac{\varphi_0}{2}$ и $\varphi - \frac{\varphi_0}{2}$ со изразот (6-11).

Протокот што се создава заради промената на волуменот во било која "i"-та комора во работната страна на машината (потисна страна кај пумпа) може да се определи со изразот:

$$Q_{Ti} = \frac{dV_{Ti}}{dt_i} = \omega \frac{dV_{Ti}}{d\varphi_i} = \omega \frac{\Delta V_{Ti}}{\Delta \varphi_i} \quad (6-16)$$

ΔV_{Ti} е промена на волуменот V_T (израз (6-14)) при определена промена на аголот на ротација $\Delta \varphi_i$.

При фазна распределба на работните комори (крилцата), аголот на ротација на "i"-тата комора ќе биде:

$$\varphi_i = \varphi + (i-1)\frac{2\pi}{z}$$

каде $\varphi = \omega t$ е референтен агол на ротација на комората која во посматраната положба последна стапила во работната страна (потисна за пумпа).

Теоретскио текушт проток Q_T' се определува како сума на протоците од работните комори кои во дадениот момент се наоѓаат во работната страна:

$$Q_T' = \sum_{i=1}^{z_p} Q_{Ti} \quad (6-17)$$

z_p е број на работни комори кои во дадениот момент се наоѓаат во потисната страна.

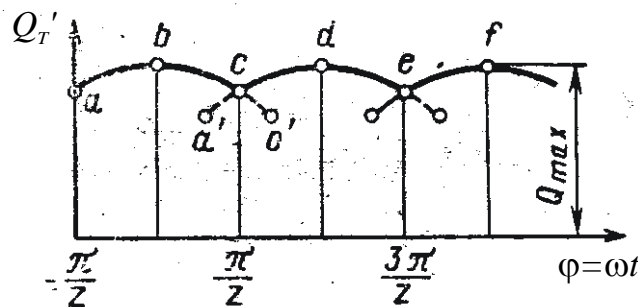
Знаејќи дека за еден вртеж секоја од работните комори ќе помине низ неутралните положби ($\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$), при кои одговараат максимален и минимален волумен на комората ($V_{T \max}$ и $V_{T \min}$), може да се определи средниот пресметковен проток преку изразот:

$$Q_T = (V_{T \max} - V_{T \min})z n \quad (6-18)$$

Коефициентот на нерамномерност на протокот се определува како и кај другите волуменски машини:

$$\Delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{sr}}$$

Промената на текуштиот проток во зависност од аголот на ротација прикажана е на *Сл. 6.8*.



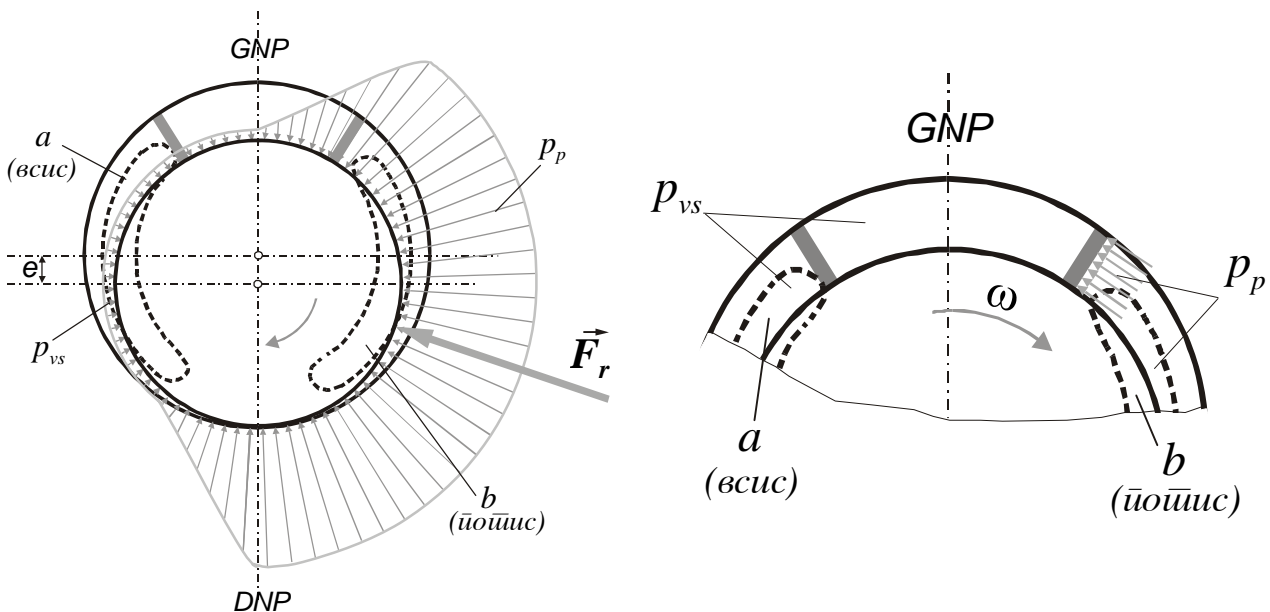
Сл. 6.8: Промена на пројгококој кај крилна пумпа со еднокрайно дејствие

Очигледно дека, нерамномерноста на протокот ќе се смалува со зголемување на бројот на крилцата "z". Така на пример, пресметките покажуваат дека за: $z = 17 \Rightarrow \Delta = 1,7\%$; $z = 12 \Rightarrow \Delta = 3\%$.

При тоа, за непарен број на крилца рамномерноста е поголема.

6.2.5 ОПТОВАРУВАЊЕ НА РОТОРОТ И КРИЛЦАТА КАЈ КРИЛНА ПУМПА СО ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ

Како недостаток кај крилните машини со еднократно дејствие се јавува релативно големото напрегање на лежиштата на роторот, предизвикано од резултантната радијална сила создадена од разликата на притисоци помеѓу притиснатата и всисната/сливната страна (види Сл. 6.9). Исто така, значително се оптеретени и самите крилца при нивниот премин од процес на всисување во процес на потискување. Од овие причини, како и поради проблеми од херметичност, крилните пумпи и хидромотори со ваква конструкција воглавно се применуваат за притисоци до 160 bar. Меѓутоа, некои светски фирми (*Rexroth* и *Vickers*, на пример) применувајќи посебни технологии и материјали развиваат конструкции од овој тип и до 210 bar, имајќи ја при тоа во предвид предноста на ротационо-крилните машини со еднократно дејствие од аспект на регулационите можности.



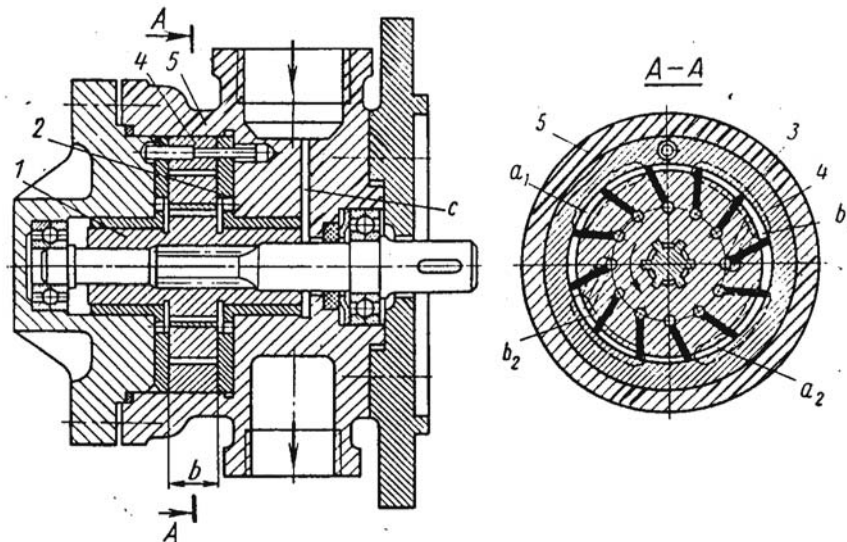
Сл. 6.9: Оптоварување на роторот и крилцата од сили на притисок кај крилни пумпи со еднократно дејствие

Со цел да се постигнат повисоки притисоци се применуваат нерегулациони ротационо-крилни машини со двократно дејствие (поретко четирикратно), коишто покрај другото се карактеризираат и со поголем волуменски коефициент на корисно дејствие.

6.3 РОТАЦИОНИ КРИЛНИ ПУМПИ СО ДВОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ

Основната предност на ротационите крилни машини со двократно дејствие, над претходно прочуваните со еднократно, се состои во можноста за урамнотежување на радијалните сили од притисокот на течнота врз роторот на машината, што овозможило и нивна примена за поголеми притисоци (до 300 bar). Меѓутоа, овие хидраулични машини се нерегулациони, односно не е можна внатрешна волуменска регулација на протокот.

Пумпата со двократно дејствие (Сл. 6.10) може да се рече дека се состои од две пумпи сместени во еден корпус 5. Статорот на пумпата 4, види Сл. 6.10 и Сл. 6.11, има внатрешно профилирана површина; така што деловите на кривата изведени помеѓу разводните канали (a_1, b_1, a_2, b_2) се кружни лаци (со радијуси r_1 и r_2) опишани од центарот на роторот O , а деловите кои ги спојуваат овие концентрични лаци (одговараат на положбата на разводните канали) претставуваат криви кои овозможуваат континуиран премин од радијусот r_1 до радијусот r_2 . За прикажаната насока на ротација, каналите a_1 и a_2 се поврзани преку заеднички канал со всисниот приклучок, додека b_1 и b_2 со потисниот.



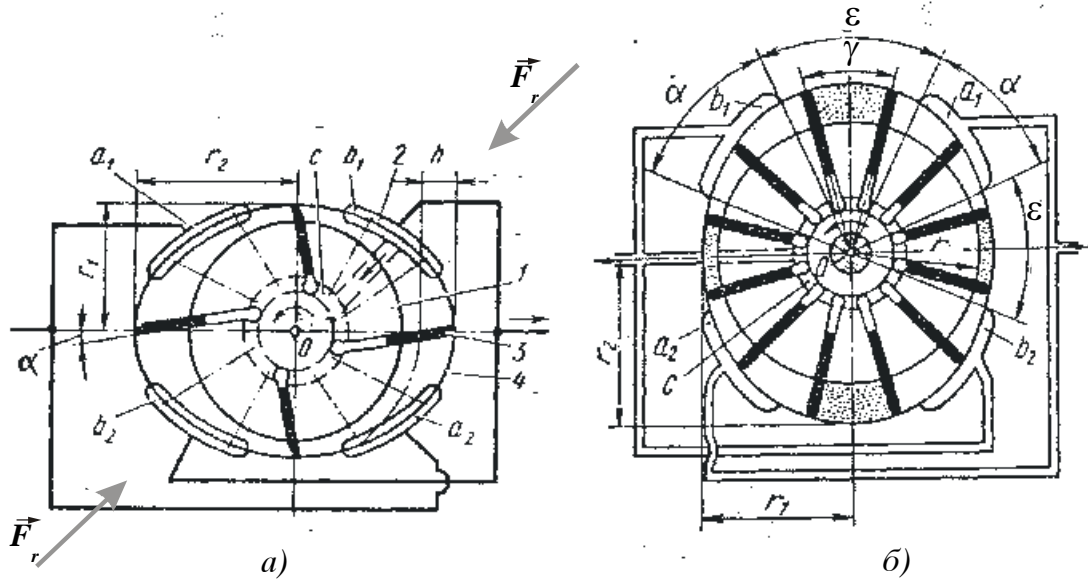
Сл. 6.10: Конструкција на крилна пумпа со двократно дејствие

Каналите за развод на работната течност (a_1, b_1, a_2, b_2) изведени се во челните разводни плочи 2. Со цел да се обезбеди постојано припојување на крилцата кон статорската површина, се доведува течност од потисната страна во секој од жлебовите во кои се сместени крилцата преку концентричен канал c (види исто така Сл. 6.11a). Каналот c , како и неговата врска со потисната страна, се изведуваат во еден од разводните дискови 2.

Од пресметковните шеми прикажани на Сл. 6.11 очигледно е дека во секоја работна комора за еден вртеж се обавуваат две всисувања од каналите a_1 и a_2 , и две потискувања низ b_1 и b_2 . Бидејќи потисните канали b_1 и b_2 се дијагонално поставени, и радијалните сили од притисок ќе се јават дијагонално на двете страни но со спротивна насока (види Сл. 6.11a). На тој начин, лежиштата на роторот практички се растеретуваат од силата на притисок.

Во овој случај, бидејќи, деловите од статорската површина кои се наоѓаат помеѓу разводните канали (одговараат на агол ε на Сл. 6.11б) се кружни лачни површини опишани од оската на ротација O , практички е отстранета компресијата на течноста при преминот на работната комора преку овие делови (неутрални положби), што овозможува и смалување на пулсациите на протокот. При тоа, централниот агол помеѓу две соседни крила γ неопходно е да биде помал од аголот помеѓу разводните канали ε (види Сл. 6.11б):

$$\gamma < \varepsilon$$



Сл. 6.11: Шема на крилна пумпа со двократно дејствие со закосени (а) и радијални крилца (б)

6.3.1 СРЕДЕН ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК НА КРИЛНА МАШИНА СО ДВОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ

Според пресметковните шема на Сл. 6.11б, за прикажаната насока на ротација, поминувајќи од една неутрална положба (r_1) према друга неутрална положба (r_2) крилото ќе потиснува проток (без удел на волуменот на крилото):

$$Q_{T1}^* = u_k A_k$$

каде се:

$$u_k = \omega \frac{r_2 + r_1}{2} - \text{средна периферна брзина на крилото,}$$

$$A_k = hb - \text{работна површина на крилото,}$$

$$h = r_2 - r_1 - \text{работна висина,}$$

$$b - \text{широчина на крилото,}$$

$$r_2 \text{ и } r_1 - \text{најголем и најмал радијус на статорот (Сл. 6.11).}$$

Со замена на соодветните наведени големини се добива:

$$Q_{T1}^* = \omega \frac{r_2 + r_1}{2} (r_2 - r_1) b = \frac{\omega b}{2} (r_2^2 - r_1^2) \quad (6-19)$$

Знаејќи дека за еден вртеж се остваруваат два процеси на потискување, идеалниот среден пресметковен проток ќе биде:

$$Q_T^* = 2Q_{T1}^* = \omega b (r_2^2 - r_1^2) = 2\pi n b (r_2^2 - r_1^2) \quad (6-20)$$

при што: $\omega = 2\pi n$ (s^{-1}), за n (vr/s).

Со замање во предвид на волуменот на крилата,

$$V_k = 2b(r_2 - r_1)sz$$

(каде се s и z дебелина и број на крила), се добива средниот пресметковен проток како:

$$Q_T = Q_T^* - V_k n$$

За пумпа со радијални крила (Сл. 6.11б), средниот пресметковен проток ќе биде:

$$Q_T = 2nb \left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1)sz \right] \quad (6-21)$$

Често пати, со цел да се измени правецот на дејствие на силата при контактот на крилцето со статорската површина, крилцата се поставуваат закосено, под определен агол α во однос на радијалниот правец (види Сл. 6.11а). Во овој случај, значително се смалува напрегањето на совивање на крилцето (предизвикано од силата на триење при контактот на крилцето со статорската површина), со што се остварат и поголеми притисоци. Аголот α обично има вредност блиска до вредноста на аголот на триење:

$$\alpha = 13^\circ \div 15^\circ \text{ - за дијаметар на роторот } d_r \leq 80 \text{ mm,}$$

$$\alpha = 7^\circ \div 8^\circ \text{ - за дијаметар на роторот } d_r > 80 \text{ mm.}$$

Потрбно е да се напомене дека крилните машини со закосени крилца се неревверзибилни, т.е. не е можна промена на насоката на ротација.

Во овој случај изразот за средниот пресметковен проток претрпува мала измена и ќе биде:

$$Q_T = 2nb \left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)sz}{\cos \alpha} \right] \quad (6-22)$$

Самата конструкција на крилните машини со еднократно и двократно дејствие, со примена на современите технологии и материјали, дава можност за лесна изработка, што овозможува сериско производство на голем број стандардни типови. На пример, светските фирми, како *Rexroth* и *Vickers*, произведуваат преку 500 стандардни типови. Разни модификации на крилни пумпи се изведуваат за притисоци од 70 до 260 bar и протоци од 3 до 350 l/min. Коефициентот на тежинско исползување доведен е кај овие машини до вредности $k_G = 5$ до 7 N/kW. Волуменскиот коефициент на корисно дејствие, во зависност од квалитетот на изработка и бројот на вртежи, изнесува $\eta_v = 0,6 \div 0,98$, додека механичкиот к.к.д. $\eta_{meh} = 0,7 \div 0,96$. Бројот на вртежи кај стандардните типови е од 500 до 3000 vr/min.

6.4 КРИЛНИ ХИДРОМОТОРИ И ТОРЗИОНЕН МОМЕНТ КАЈ РОТАЦИОНИТЕ КРИЛНИ МАШИНИ

Ротационите крилни машини исто така можат да се користат како хидраулични мотори, при што принципот на работа е обратен од оној на пумпата. Основните (принципиелна и пресметковна) шеми за крилен хидромотор со еднократно дејствие прикажани се на *Сл. 6.12*. Потрбно е да се напомене, дека кај хидромоторите, особено треба да се обезбеди постојано припојување на крилцата кон статорската површина; што, како што веќе беше објаснето, се остварува по механички пат (со пружини) или хидраулички (довод на работна течност под притисок во жлебовите на крилцата).

6.4.1 ТОРЗИОНЕН МОМЕНТ НА ХИДРОМОТОР СО ЕДНОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ

Користејќи го општиот израз за среден пресметковен момент (поглавје 3.6):

$$M_T = \frac{Q_T \Delta p}{2\pi} = \frac{\Delta p q}{2\pi}$$

за крилна машина со еднократно дејствие (мотор/пумпа), со замена на Q_T според изразот (6-6), M_T ќе изнесува:

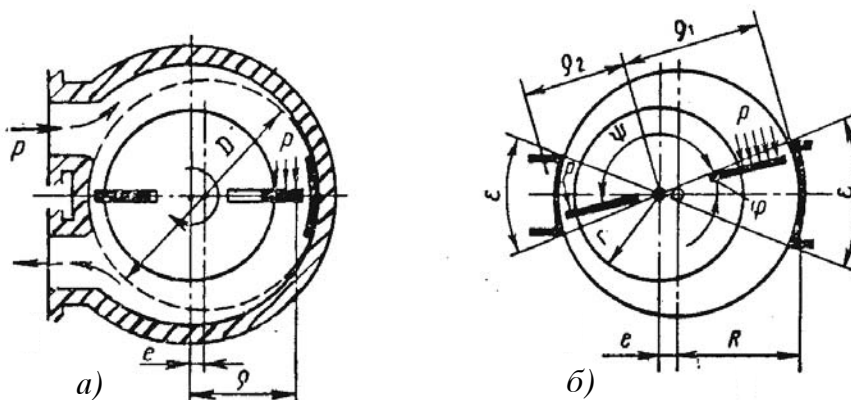
$$M_T = \frac{\Delta p b e (\pi D - z s)}{\pi} \quad (6-23)$$

Ефективниот момент на излезното вратило од хидромоторот соодветно ќе биде:

$$M_{ef} = M_T \eta_{meh} = \frac{\Delta p q}{2\pi} \eta_{meh}$$

Од друга страна, за било која положба на посматраното крило (види *Сл. 6.12*), доведената течност делува со својот притисок, p , на крилото со работна висина $h' < 2e$ и создава момент:

$$M' = p h' b \rho \quad (6-24)$$



Сл. 6.12: Пресметковна шема на крилен хидромотор со еднократно дејствие

Според тоа, бидејќи, радијусот на пложба ρ и работната висина h' се менуваат со промена на аголот на ротација φ (види изрази (6-7) и (6-8)), соодветно и моментот M' е функционално зависен од φ , односно моментот како и протокот има нерамномерен карактер.

Според пресметковната шема на *Сл. 6.12б*, пресметковниот торзионен момент развиен од хидромоторот (за соодветен агол на ротација φ) еднаков е на разликата на моментите од силите на притисок кои дејствуваат врз крилцата што се наоѓаат во контакт со спротивно поставените заптивни прегради (неутрални положби):

$$M'_T = M_1 - M_2$$

Моментот развиен од силата на притисок врз десното крило M_1 ќе биде:

$$M_1 = pb(\rho_1 - r) \left(r + \frac{\rho_1 - r}{2} \right) = \frac{pb}{2} (\rho_1^2 - r^2)$$

Од силата која дејствува врз левото крило се развива момент M_2 :

$$M_2 = \frac{pb}{2} (\rho_2^2 - r^2)$$

Според тоа текуштиот пресметковен момент (за соодветниот агол на ротација φ), при занемарување на дебелината на крилцата $s = 0$, ќе биде:

$$M'_T = M_1 - M_2 = \frac{pb}{2} (\rho_1^2 - \rho_2^2) \quad (6-25)$$

каде се:

r и b - радијус и широчина на роторот,

ρ_1 и ρ_2 - радијуси на положба на посматраните крилца.

Радијусите ρ_1 и ρ_2 се менуваат со промена на аголот на ротација φ , па според *Сл. 6.12б* ја имаат следната зависност:

$$\rho_1 = e \cos \varphi + \sqrt{e^2 \cos^2 \varphi + R^2 - e^2}$$

$$\rho_2 = e \cos(\varphi + \psi) + \sqrt{e^2 \cos^2(\varphi + \psi) + R^2 - e^2}$$

каде е ψ агол помеѓу радијусите ρ_1 и ρ_2 (види *Сл. 6.12б*).

Бидејќи според општата зависност на вртежниот момент од протокот, обликот на дијаграмот на промена на M'_T одговара на промената на текуштиот проток Q'_T , промената на M'_T е помеѓу аглиите $-\frac{\pi}{z}$ и $+\frac{\pi}{z}$ (види дијаграм на *Сл. 6.8*). Од тука, за агол на ротација $\varphi \leq \frac{\pi}{z}$ и односи на ексцентрицитетот и радијусот на статорот $\frac{e}{R} \leq 0,1$, со доволна точност можат да се користат следниве упростени изрази:

$$\rho_1 \approx e \cos \varphi + R \quad \text{и} \quad \rho_2 \approx e \cos(\varphi + \psi) + R$$

Со замена на вака изразените ρ_1 и ρ_2 во изразот (6-25) се добива зависноста на текуштиот пресметковен момент:

$$M_T' \cong pb \operatorname{Re} \left\{ \cos \varphi - \cos(\varphi + \psi) + \frac{e}{2R} [\cos^2 \varphi - \cos^2(\varphi + \psi)] \right\} \quad (6-25a)$$

Од основните изрази за зависноста на торзиониот момент од протокот кај хидрауличните волуменски машини (види поглавје 3.6), со доволна точност може да се земе дека обликот на дијаграмот на промена на M_T' одговара на промената на текуштиот проток Q_T' , види дијаграм на Сл. 6.8.

За хидромотор со парен број на крилца ($\psi = \pi$), изразот (6-25a) значително се поедноставува:

$$M_T' \cong 2pb \operatorname{Re} \cos \varphi$$

Коефициентот на нерамномерност на моментот, Δ_M , се определва со познатиот израз:

$$\Delta_M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{sr}} = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_T}$$

Ако се направи соодветна анализа на нерамномерноста на протокот (види анализа кај радијално-клипни машини во поглавјето 4.4), се доаѓа до заклучок дека изразите за нерамномерност на протокот можат во потполност да се користат и при определувањето на коефициентот на нерамномерност на протокот:

$$\Delta_M = \Delta_Q = \Delta$$

За хидромотори со парен број на крилца (по аналогија како за ротациона радијално-клипна машина) се добива следниот израз за коефициентот на нерамномерност на торзиониот момент во проценти:

$$\Delta_M = \frac{\pi}{z} \tan \frac{\pi}{2z} 100\% \cong \frac{500}{z^2} \% \quad (6-26)$$

При тоа, со доволна точност усвоено е $\tan \frac{\pi}{2z} \approx \frac{\pi}{2z}$.

За хидромотори со непарен број на крилца се добиваат соодветни изрази:

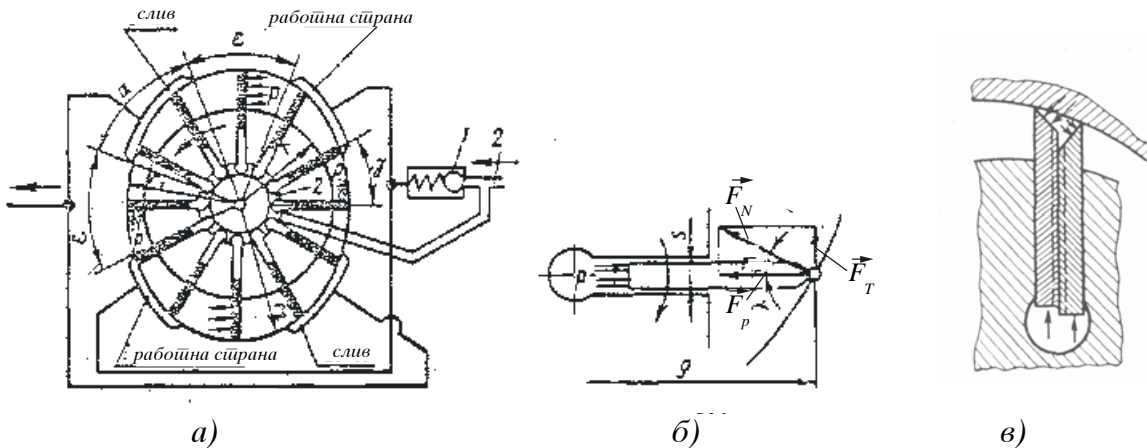
$$\Delta_M = \frac{\pi}{2z} \tan \frac{\pi}{4z} 100\% \cong \frac{125}{z^2} \% \quad (6-27)$$

Од изразите (6-26) и (6-27) очигледно е дека нерамномерста на моментот е за четири пати помала кај хидромоторите со непарен број на крилца. Од овие причини, доколку не се поставени посебни конструктивни или производни барања, хидрауличните волуменски машини најчесто се изведуваат со непарен број на потискувачи (крилца во овој случај).

Бидејќи овој тип на хидраулична машина може да работи како обратна, односно пумпа/мотор, изведените изрази за пресметковните (теоретските) големини секако дека се однесуваат и за пумпа од иста конструкција. Истото се однесува и за нерамномерноста на моментот и протокот.

6.4.2 ПРЕСМЕТКОВЕН МОМЕНТ КАЈ КРИЛНИ МАШИНИ СО ДВОКРАТНО ДЕЈСТВИЕ

На Сл. 6.13 е прикажана пресметковна шема на крилен хидромотор со двократно дејствие, од којашто може да се види и начинот на довод на масло под притисок, потребен да се оствари припојувањето на крилцата кон статорската површина.



Сл. 6.13: Пресметковна шема на крилен хидромотор со двократно дејствие

На патот од доводот на течноста во работните комори е инсталиран вентилот 1, регулиран само на притисок доволен за радијално поместување на крилцата во жлебовите и нивно припојување кон статорот. Према тоа, работната течност прво ќе стапи во ободниот канал 2 и жлебовите на крилцата. Откако ќе се постигне потребното припојување на крилцата кон статорот, вентилот 1 се отвара и течноста навлегува во работните комори и под дејствие на притисокот го создава соодветниот момент.

Во хидромоторите со двократно дејствие развиениот торзионен момент е еднаков на удвоената разлика на моментите од сили на притисок врз две взаемно нормални крилца, од коишто едното контактира со статорот на радијус r_1 , а другото на радијус r_2 (види Сл. 6.13).

Пресметковниот момент од силата на притисок врз крилцето со радијус r_2 (без удел на дебелината на крилото, s) изнесува:

$$M_1 = pA_k r_{sr} = \frac{pb}{2}(r_2^2 - r^2)$$

каде се:

b и r = широчина и радијус на роторот;

$A_k = bh = b(r_2 - r)$ - работна површина на крилцето со работна висина $h = r_2 - r$;

$r_{sr} = (r + r_2)/2$ - радијус на дејствие на силата на притисок $F_p = pA_k$.

Торзиониот момент на крилцето со радијус r_1 , е спротивен на M_1 , и изнесува:

$$M_2 = \frac{pb}{2}(r_1^2 - r^2)$$

Ако се земе во предвид двојното дејство на хидромоторот, вкупниот среден пресметковен момент (без удел на дебелината s) изнесува:

$$M_T^* = 2(M_1 - M_2) = pb(r_2^2 - r_1^2)$$

Ако се земе во предвид дебелината на крилцата, s , и нивниот број, z , се добива конечниот израз за средниот пресметковен момент:

$$M_T = \frac{pq}{2\pi} = \frac{pb}{\pi} [\pi(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1)sz] \quad (6-28)$$

Кај крилните хидромотори со двократно дејствие се јавува и т.н. момент на кочење, којшто е со спротивна насока од моментот создаден од силите на притисок во работните страни. Овој момент се создава од компонентата на силата на реакција на статорот, компонента F_T на *Сл. 6.13б*, во сливната страна. Бидејќи, постојат две дијаметрално поставени сливни (неработни) страни, моментот на кочење ќе биде (без влијание на силите на триење):

$$M_k = 2F_T \rho = 2F_p \rho \tan \lambda = 2pbs \rho \tan \lambda$$

Аголот λ , според *Сл. 6.13б*, зависи од аголот на ротација φ и може да се определи преку следната диференцијална равенка:

$$\tan \lambda = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{d\varphi},$$

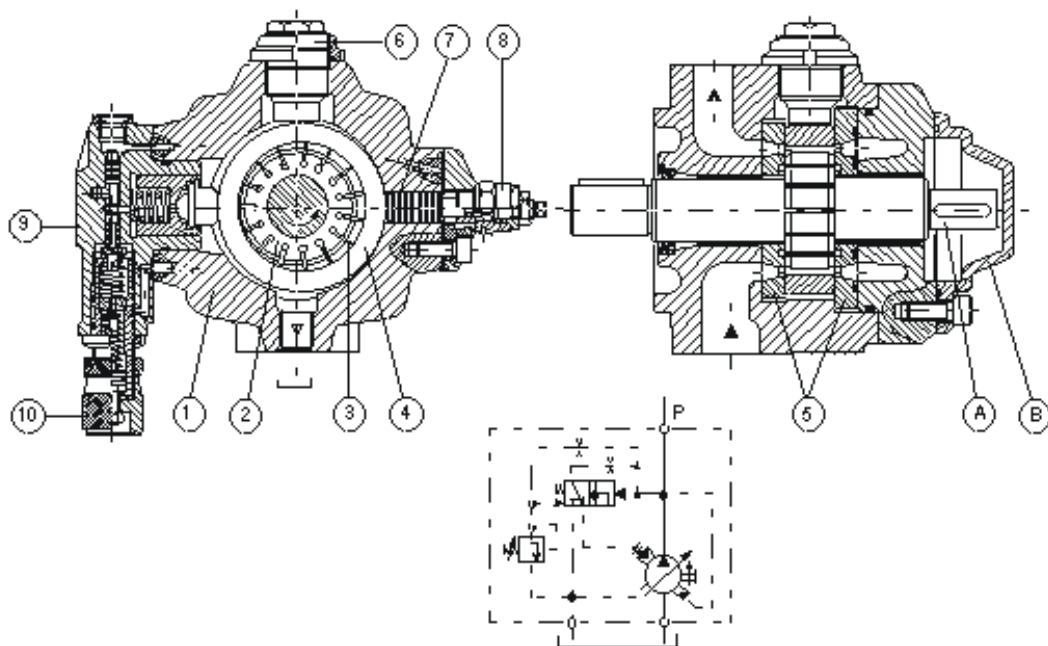
со што моментот на кочење ќе биде:

$$M_k = 2pbs \frac{d\rho}{d\varphi}$$

Често пати, за да се смали влијанието на силите од притисок врз крилцето (виоци *Сл. 6.13б*), а со тоа и моментот на кочење, се изведуваат конструкции со дводелни крилца (како на *Сл. 6.13в* и некои од конструкциите прикажани во поглавје 6.5).

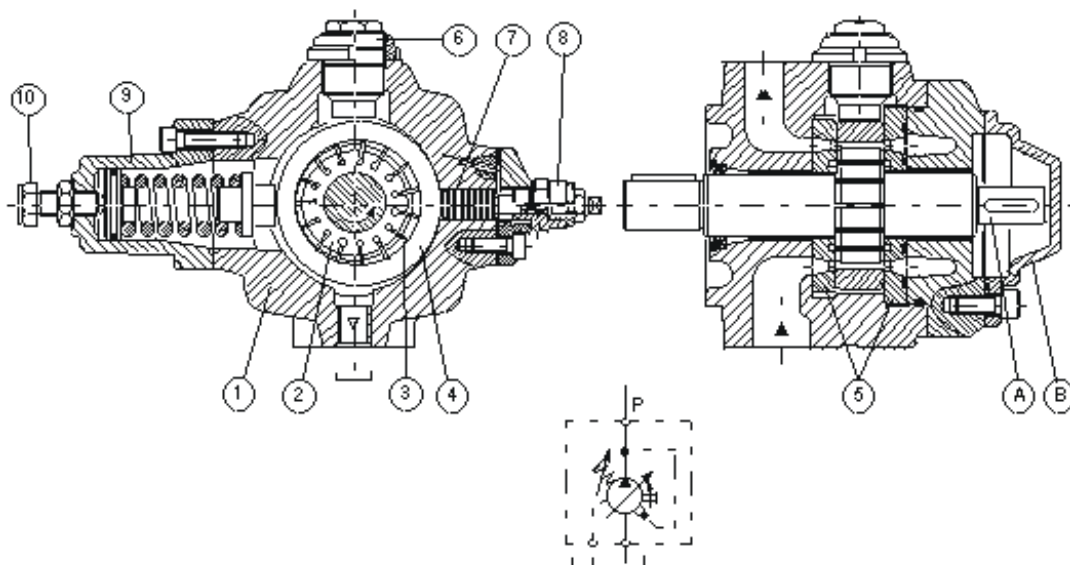
Изведените изрази за среден пресметковен момент M_T секако дека се однесуваат и за пумпа од истиот тип.

6.5. ПРЕСЕЦИ НА НЕКОИ КОНСТРУКЦИИ РОТАЦИОНИ КРИЛНИ МАШИНИ



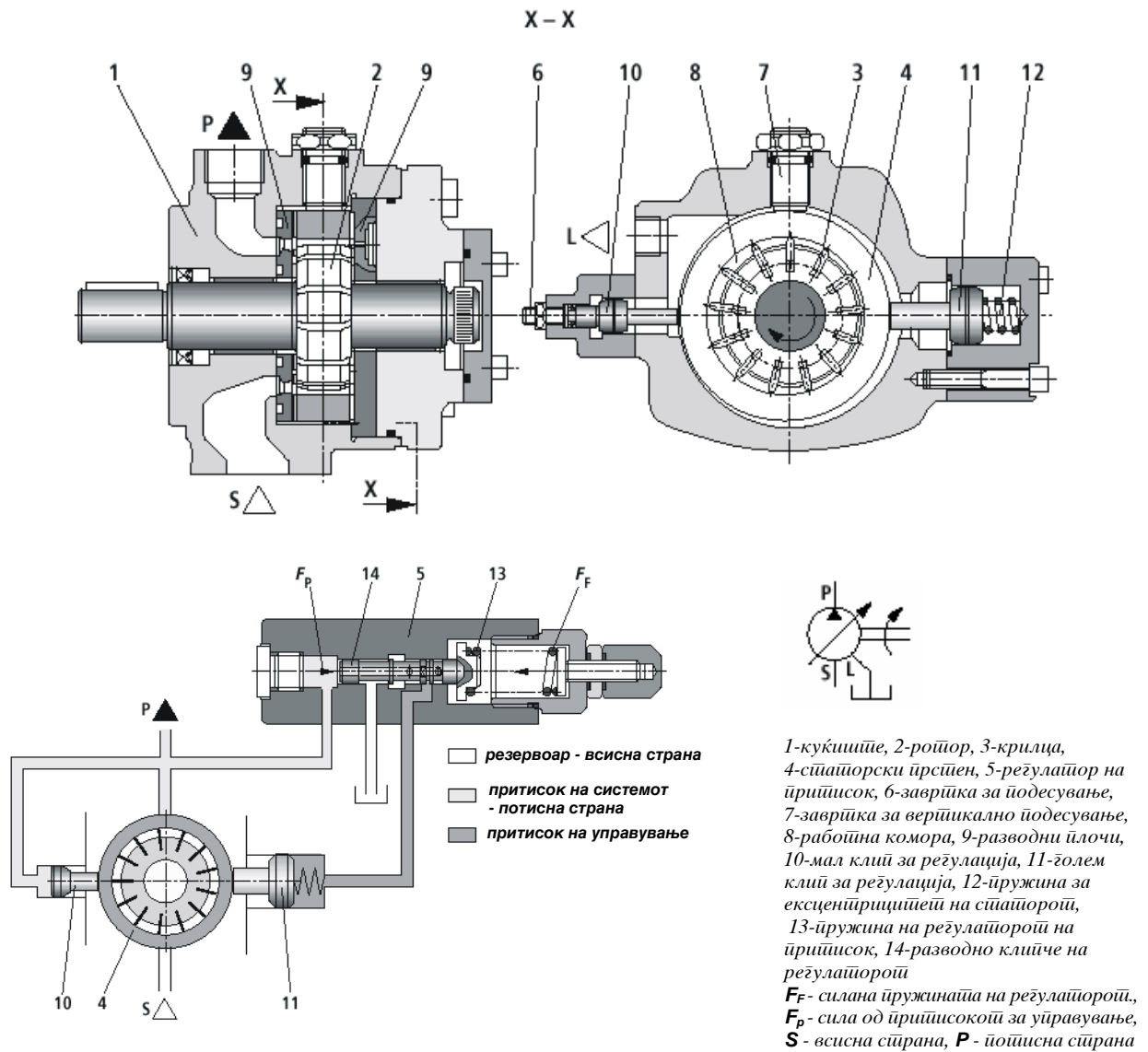
1 - џело на џумџаџа, 2 - роџор со враџило, 3 - крилца, 4 - сџаџорски џрсџен, 5- разводни џлочи, 6 - заврџка за балансирање/ценџрирање на сџаџорскиоџ џрсџен, 7 - клиџ за доџтерување/џромена на ексценџриџиџиоџ (рабоџноџ волумен), 8 - заврџка за доџтерување на максималноџ рабоџен волумен, 9 - реџулаџор на џриџисок - хидрауличен џриџсен комџензаџор за реџулаџиџа на џриџисокоџ и џроџокоџ, 10 - доџтерување (џодесување) на реџулаџороџ на џриџисок.

Сл. 6.14: Реџулаџионо крилна џумџа на фирмаџа Vickers (џиџи VVP)

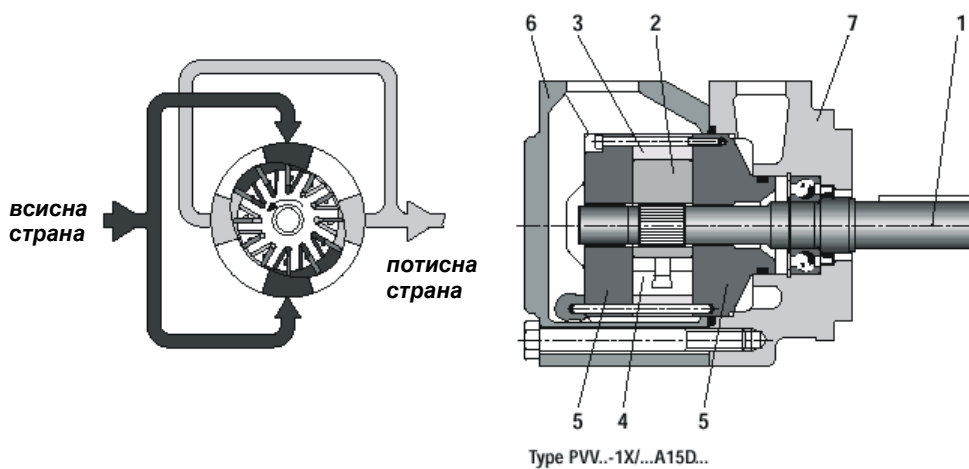


9 - реџулаџор на џриџисок - механички џриџсен комџензаџор, 10 - заврџка за џодесување на реџулаџороџ на џриџисок. Друџиџе ознаки како на Сл. 6.14

Сл. 6.15: Реџулаџионо крилна џумџа на фирмаџа Vickers (џиџи VVS)

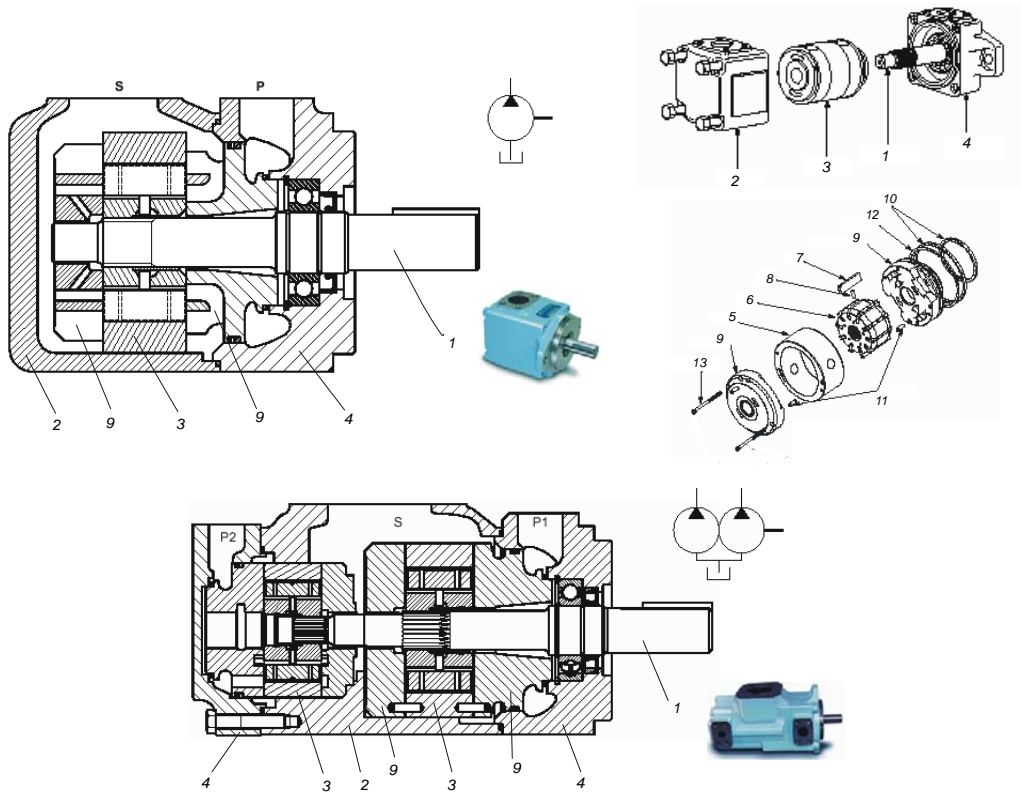


Сл. 6.18: Регулациона крилна на фирмата Rexroth (тип PV7), со хидрауличен механизам за далечинско управување



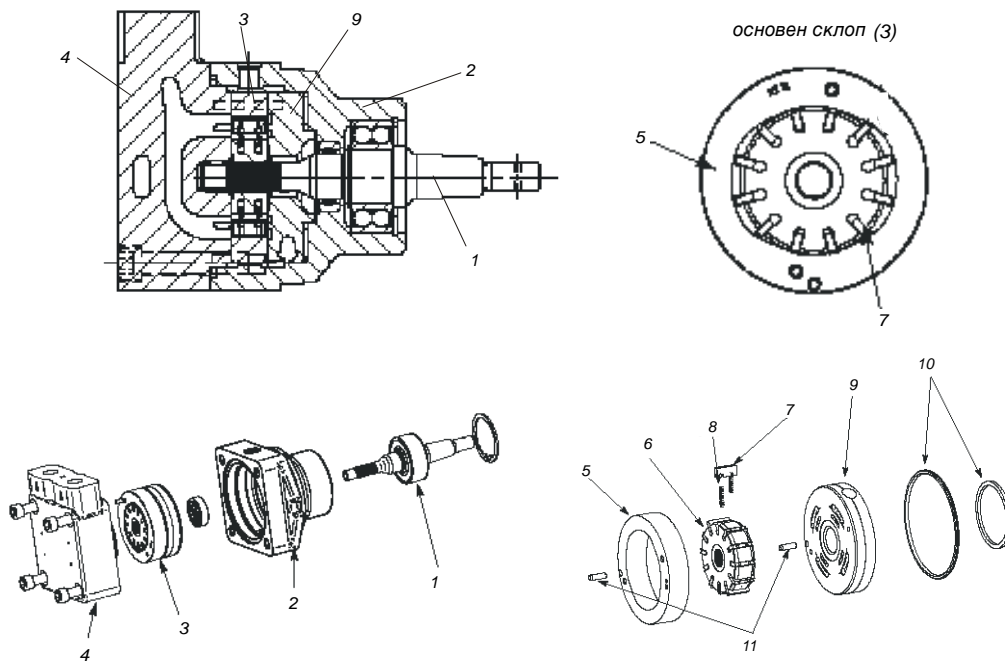
1-вртешко, 2-ројтор, 3-профилиран сџајторски прџиен, 4-крилца, 5-разводни ѓлочи, 6-капак, 7-куќиште

Сл. 6.19: Нерегулациона крилна машина со двокрайно дејствие на фирмата Rexroth (тип PVV)



1-вращило, 2-куќиштиќе, 3-основен склоп (сџајторски ѓрсџен, ројтор, крилца), 4-каџак со цевни ѓрklучоци, 5-ѓрофилиран сџајторски ѓрсџен, 6-ројтор, 7-крилца, 8-чейчиња на крилцаџа, 9- разводна ѓлоча, 10-зайџивки, 11-чейчиња, 12-сиџурносен ѓрсџен, 13-заврџки

Сл. 6.20: Крилна ѓумџа со двокрајно дејсџивие на фирмаџа Denison, единечна - ѓр T7B и двојна - ѓр T7BB



1-вращило, 2-куќиштиќе, 3-основен склоп (сџајторски ѓрсџен, ројтор, крилца, ѓружини), 4-каџак со цевни ѓрklучоци, 5-ѓрофилиран сџајторски ѓрсџен, 6-ројтор, 7-крилца, 8-ѓружини на крилцаџа, 9-ѓрџиџисна разводна ѓлоча, 10-зайџивки, 11-чейчиња

Сл. 6.21: Нереџулационен крилен хидромојтор со двокрајно дејсџивие на фирмаџа Denison (M5AF - M5AF1 series)

Г Л А В А

СЕДМА

7. ЗАПЧЕСТИ И ЗАВОЈНИ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ

Според карактерот на процесот на потискување запчестите пумпи и хидромотори спаѓаат во класата на т.н. чисто ротациони (ротационо-вртливи) хидраулични волуменски машини. Кај нив потискувачите вршат само ротационо движење, при што работната течност се пренесува од всисната кон потисната страна (за пумпа) во рамнина нормална на оските на ротација на запчениците (види *Сл. 7.1*).

Во оваа класа на хидраулични волуменски машини спаѓаат и завојните пумпи (види *Сл. 7.14*), при коишто пренесувањето на течноста се врши долж оската на ротација на роторот.

Значи основна одлика на овие два типа хидраулични машини е во тоа што работните (потисните) елементи вршат само вртливо движење, а меѓусебна разлика се јавува во преносот на работната течност.

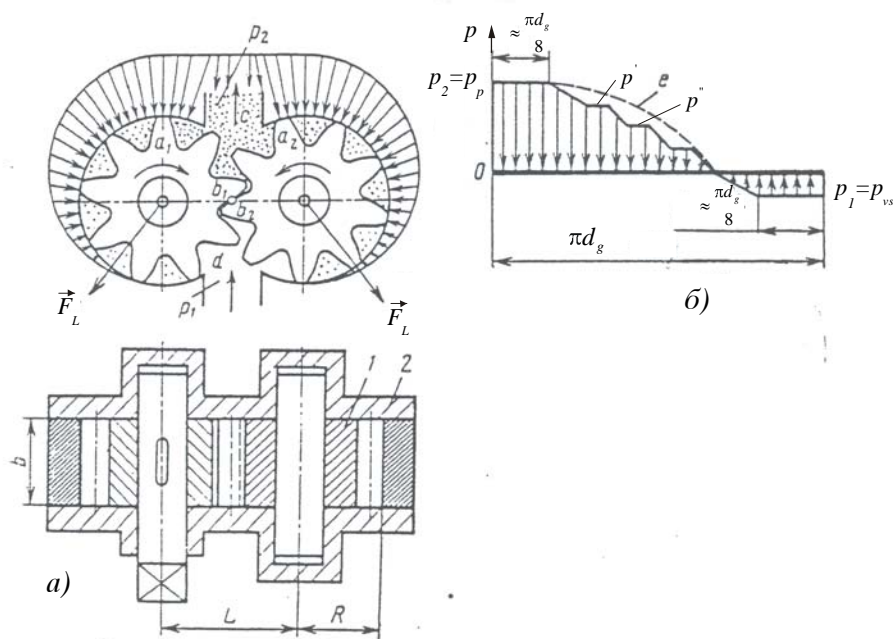
Запчестите и завојните (навојните) хидраулични волуменски машини можат да се користат и како хидромотори, при што особено внимание треба да се обрне на квалитетот на нивната изработка. Според тоа, објаснувањата за конструктивните решенија, како и изведените изрази за поедините големини се однесуваат како за пумпа така и за хидрауличен мотор.

Овие типови на хидраулични волуменски машини спаѓаат во класата на т.н. нерегулациони машини и наоѓаат примена во хидраулични преноси со пригушна регулација.

7.1. ЗАПЧЕСТИ ПУМПИ

Запчестите пумпи се изведуваат со забченици со надворешно и внатрешно назабување, од кои првите нашле поголема примена. Една таква пумпа е составена од пар меѓусебе спрегнати запченици 1, обвиени со тело (корпус) на пумпата 2, во коешто се изведени соодветните канали за довод (всисување) и одвод (потискување) на работната течност. Овие приклучни канали (отвори) се наоѓаат при самиот спрег на запчениците, всисниот при *влезот* на *сиреѓнување*, а потисниот при *излезот* (Сл. 7.1).

Според Сл. 7.1, при прикажаниот смер на ротација на запчениците, течноста се пренесува со меѓузабните комори (меѓузабијата) од всисната комора d до потисната комора c . При тоа, во всисната комора, забите кои ја ограничуваат истата се оддалечуваат еден од друг, со што се создава зголемување на волуменот, односно смалување на притисокот во однос на притисокот во резервоарот, овозможувајќи всисување (зафаќање) на работната течност во комората d .



Сл 7.1: Шема на зајчестиа пумпа (а) и дијаграм на оштерејување на зајченициите (б)

Потисната комора, c , формирана е од телото на пумпата и означените заби a_1 , a_2 , b_1 и b_2 . При претпоставениот смер на ротација, забите се приближуваат создавајќи смалување на волуменот, односно зголемување на притисокот, со што се обавува процесот на потискување на работната течност низ потисниот приклучен отвор. При тоа, забите a_1 и a_2 потискуваат поголем дел од течноста, бидејќи истите слободно се движат во просторот на комората, додека b_1 и b_2 се спрегнати меѓусебе.

Овие пумпи, особено со цилиндрични запченици, се одликуваат со лесна изработка, сигурност во работата, мали габарити и тежина, долг работен век и други позитивни особини.

Обично работат со притисоци до 160 bar (со посебен квалитет на изработка до 250 bar), а протокот достигнува до максимални вредности од 500 l/min (за мали притисоци и до 1000 l/min).

Кај овој тип на волуменски машини, бидејќи работните елементи обавуваат само ротационо движење, отсуствува ефектот на инерцијалните сили, што не е случај кај претходно изучуваните пумпи и хидромотори. Работат со релативно голем број на вртежи, за пумпи од сериско производство обично до 4000 vr/min, а за пумпи со посебна изработка дури и до 18000 vr/min, но при тоа треба да се обрне внимание на влијанието на центрифугалната сила врз големината на волуменските загуби.

Запчестите хидраулични машини се карактеризираат со релативно мала тежина и габарит во однос на снагата; коефициентот на тежинско искористување изнесува $k_G = 10$ до 17 N/kW, а кај посебни конструкции и помалку. На пример, за типична запчеста пумпа применета во авионски хидрауличен систем со притисок $p = 210$ bar, овој коефициент има вредност од $k_G = 10$ N/kW.

Коефициентот на корисно дејствие е помал во споредба со ротационо-клипните машини, но сепак кај современите запчести пумпи се постигнати вредности: $\eta_v = 0,95 \div 0,96$, $\eta_t = 0,87 \div 0,9$. Пумпи од овој тип, со посебна конструкција (обично со компензација на радијалните и аксијалните зазори) и висок квалитет на изработка, постигнуваат $\eta_v = 0,98$ и $\eta_{meh} = 0,94$.

7.1.1 ПРЕСМЕТКОВЕН ПРОТОК

Определувањето на пресметковниот проток кај запчестите машини се карактеризира со значителна сложеност во споредба со претходно проучените волуменски машини. Постоечките пресметковни формули даваат во некои случаи и грешки поголеми од 5%.

Механизмот за определување на пресметковниот проток илустриран е на *Сл. 7.2*. Во овој случај прикажани се само забите кои ја образуваат потисната работна комора. При тоа, текуштиот проток Q_T , зависи од положбата на допирната точка (линија) на спрегот O , којашто за агол на ротација на запченикот $\beta = 2\pi / z$ (z број на заби на посматраниот забченик), ја менува својата положба од темето до основата на едниот заб, и обратно на забот којшто е во спрег, поминувајќи при тоа пат $s = 2m$ (m = модул на назабување).

Изразот за текуштиот пресметковен проток може да се определи со споредување на енергијата предадена на работната течност со соодветните вртежни моменти на запчениците.

Енергијата (работата) предадена на работната течност при рамномерна ротација на запчениците (види *Сл. 7.2a* и *Сл. 7.2б*) се определува како:

$$A = (p_2 - p_1)dV = (p_p - p_{vs})dV = \Delta p dV$$

каде се:

dV - волумен потиснат во потисната линија;

p_2 и p_1 - притисоци во потисната и всисната страна соодветно.

На работата A одговараат моментите на погонскиот и гонетиот запченик (M_1 и M_2), па според тоа:

$$\Delta p dV = M_1 d\varphi_1 + M_2 d\varphi_2 = M_1 \omega_1 dt + M_2 \omega_2 dt \quad (7-1)$$

Според Сл. 7.2б, моментите M_1 и M_2 можат да се определат со изразите:

$$M_1 = F_{p1} R_{sr1} = \frac{R_1^2 - x^2}{2} b \Delta p \quad ; \quad M_2 = F_{p2} R_{sr2} = \frac{R_2^2 - y^2}{2} b \Delta p \quad (7-2)$$

каде се:

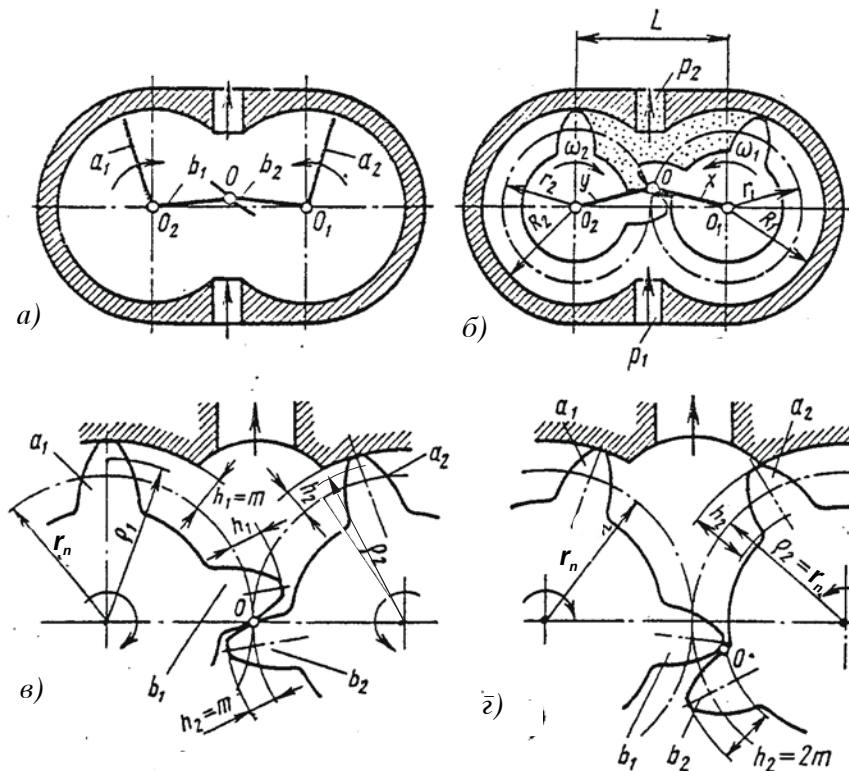
$$F_{p1} = \Delta p b (R_1 - x), \quad R_{sr1} = \frac{R_1 + x}{2}; \quad F_{p2} = \Delta p b (R_2 - y), \quad R_{sr2} = \frac{R_2 + y}{2}$$

x и y - растојанија на допирницата O од центрите на ротација на погонскиот 1 и гонетиот 2 запченик;

b - широчина на забите (Сл. 7.2б);

ω_1 и ω_2 - агли брзини на соодветните запченици;

R_1 и R_2 - радијуси на темените кругови на соодветните запченици.



Сл.7.2: Шема за определување на пројокој кај зайчесиѝе ѝумѝи

Текуштиот пресметковен проток Q_T се определува како промена на волуменот dV за определено време dt . Според тоа, ако од изразот (7-1) се определи dV , за M_1 и M_2 изразени со (7-2), се добива зависноста за Q_T :

$$Q_T = \frac{dV}{dt} = \frac{R_1^2 - x^2}{2} b \omega_1 + \frac{R_2^2 - y^2}{2} b \omega_2 \quad (7-3)$$

Односно, знаејќи ја врската $\omega_2 = \omega_1 \frac{r_1}{r_2}$ се добива формулата:

$$Q_T' = \frac{b\omega_1}{2} \left[(R_1^2 - x^2) + \frac{r_1}{r_2} (R_2^2 - y^2) \right] \quad (7-3a)$$

Од којашто е очигледно дека Q_T' се менува со промена на вредностите на координатите на положба на допирницата O , т.е. $Q_T' = f(x, y)$.

За најчест случај, за запчеста пумпа од овој вид, со исти запченици: при што, $R_1 = R_2 = R$ и $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, се добива поедноставен израз:

$$Q_T' = \frac{b\omega}{2} [2R^2 - x^2 - y^2] \quad (7-3b)$$

Во инжењерската практика се користат приближни пресметковни изрази. Еден од таквите изрази се добива од условот дека запчениците се со иста димензија, имаат ист број на заби со нормално еволвентно назабување и коефициент на преклоп $\tau = 1$ (Сл. 7.2в и \bar{z}), што во сашност е и најчест случај.

Во овој случај, текуштиот пресметковен проток определен преку работните волумени потиснати од погонскиот и гонетиот запченик во даден момент (односно било која положба на O (види Сл. 7.2в) ќе изнесува:

$$Q_T' = (q_1 + q_2)n = u_1 A_1 + u_2 A_2 = \omega \rho_1 b h_1 + \omega \rho_2 b h_2 \quad (7-4)$$

каде се:

q_1 и q_2 - текушти волумени потиснати од погонскиот и гонетиот запченик.

u_1 и u_2 - соодветни периферни брзини.

Периферната брзина претпоставено е дека во потполност се пренесува на флуидот, па одтука протокот потиснуван од посматраниот запченик е определен како производ на периферната брзина (u) и работната површина на забот (A), т.е. $Q_i = u_i A_i$ ($i = 1, 2$).

h_1 и h_2 - текушти работни висини на забите a_1 и a_2 , мерено од точката на спрег O до темето (врвот) на посматраниот заб (види Сл. 7.2в).

ρ_1 и ρ_2 - растојанија од оските на ротација до центрите на силите на притисок на работните површини од забите a_1 и a_2 , со соодветни работни висини h_1 и h_2 .

За определување на средниот пресметковен проток Q_T , доволно е да се посматраат две гранични положби на допирницата O , при кои се остваруваат максималната и минималната вредност на текуштиот проток Q_T' :

1. Случај кога точката O се наоѓа на оската на симетрија на запчениците (Сл. 7.2в), при што горенаведените параметри имаат вредности:

$$\rho_1 = \rho_2 = r_n + \frac{m}{2}; \quad h_1 = h_2 = m$$

r_n е радијус на кинематскиот круг на запченикот, а m модул на назабување.

Со замена на овие вредности во изразот (7-4) се добива проток Q_1 :

$$Q_1 = 2mb\omega \left(r_n + \frac{m}{2} \right) \quad (7-5)$$

2. Случај кога точката O се наоѓа при темето на забот b_1 (види *Сл. 7.2̄*), при што параметрите ги имаат следниве вредности:

$$h_1 = 0 \text{ и } \rho_1 = r_n + m ; \quad h_2 = 2m \text{ и } \rho_2 = r_n$$

Со замена на овие вредности во изразот (7-4) се добива:

$$Q_2 = 2mb\omega r_n \quad (7-6)$$

Истата вредност Q_2 се добива и за положба на O при коренот на забот b_1 , односно за: $h_1 = 2m$ и $\rho_1 = r_n$; $h_2 = 0$ и $\rho_2 = r_n + m$.

Ако се изврши анализа на промената на текуштиот пресметковен проток Q_T , се доаѓа до заклучок дека истиот се менува помеѓу Q_1 и Q_2 , со закон на промена на положбата на точката O , односно со закон на промената на ρ_1 и ρ_2 .

При тоа, очигледно е дека $Q_1 = Q_{\max}$ и $Q_2 = Q_{\min}$.

Средната вредност на пресметковниот проток може да се определи како аритметичка средина помеѓу овие две вредности:

$$Q_{sr} = \frac{1}{2}(Q_1 + Q_2) = 2\pi b m \left(d_n + \frac{m}{2} \right) \quad (7-7)$$

Според повеќе автори, средниот пресметковен проток со доволна точност (грешка од $2 \div 3$ %) може да се пресмета преку изразот:

$$Q_T = qn = 2\pi b m^2 (z + 1) = \omega b m^2 (z + 1) \quad (7-8)$$

Овој израз е добиен од (7-7) со замените $d_n = mz$ (z = број на заби) и $\omega = 2\pi$, како и соодветно поедноставување на изразот (што незначително влијае на вредноста на Q_T).

Доколку запчениците имаа различни параметри (на пример како кај пумпа со повеќе запченици, види *Сл. 7.10̄*), средниот пресметковен проток се пресметнува врз основа на параметрите на погонскиот запченик (z_1).

Амплитудата на промената на протокот се определува како разлика на максималната и минималната вредност:

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 = m^2 b \omega \quad (7-9)$$

Користејќи го изразот (7-8) за $Q_T \approx Q_{sr}$, коефициентот на нерамномерност на протокот ќе биде:

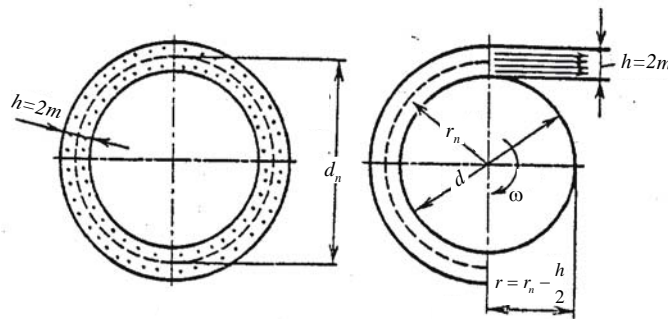
$$\Delta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_{sr}} = \frac{1}{1 + z} \quad (7-10)$$

За пумпи со исти запченици, средниот пресметковен проток ориентационо може да се определи со поедноставен израз добиен од условот дека: пумпата за секој вртеж оддава количество на течност еднакво на сумата на волуменот на меѓузабијата на двата запченика, со одземање на волуменот на радијалните зазори во спрегот. Ако се земе дека волуменот на забот е ист со волуменот на меѓузабието (во стварност постои разлика), потиснатиот волумен за еден вртеж ќе биде еднаков на збирот на волумените од две половини од прстенест цилиндер (вкупно волумен на прстенест цилиндер) со висина $h = 2m$, среден димаметар d_n и ширина b (види Сл. 7.3):

$$Q_T \approx \pi d_n h b n = 2\pi d_n m b n = 2\omega r_n b m \quad (7-11)$$

Со замена $d_n = mz$, се добива:

$$Q_T \approx 2\pi z m^2 b n \quad (7-11a)$$



Сл. 7.3: Поедноставена шема за определување на среден пресметковен проток кај зајченска пумпа

Во стварност Q_T е поголем од вака пресметата вредност, бидејќи волуменот на меѓузабијата се разликува од волуменот на забите. Со мерења е покажано дека за пумпи со $z = 8$ до 16 заби, коефициентот 2π не одговара на фактичките услови, односно изразот (7-11) се трансформира во:

$$Q_T = 6,5 d_n m b n = 6,5 z m^2 b n \quad (7-12)$$

Како што беше претходно изложено, определувањето на Q_T на овој начин (со изразот (7-12)) се врши при ориентациони пресметки, а за поточен најчесто се користи изразот (7-7).

Во литературата од оваа област се даваат и изрази кои ги земаат во предвид аголот и корегирањето на назабувањето, како и други фактори. Така на пример, за запчеста пумпа со исти запченици и агол на назабување $\alpha = 20^\circ$ може да се користи изразот:

$$Q_T = b\omega \left(d_n m + m^2 - \frac{l^2}{12} \right) \quad (7-13)$$

при што $l = \pi m \cos \alpha$ е должина на линијата на назабување.

За пумпи со корегирани заби се дава изразот (спореди со израз (7-3б)):

$$Q_T = 2\pi mb \left[R^2 - \left(\frac{L}{2} \right)^2 - \frac{m^2}{12} \pi^2 \cos^2 \alpha \right] \quad (7-14)$$

каде се:

R - радијус на теметниот круго на запченикот,

L - меѓуосно растојание на запчениците.

Точна пресметка на q , а со тоа и Q_T , може да се изврши со планиметрирање (при нацртани заби во зголемено мерило) на површината на работната комора при нејзина промена со ротација на запчениците.

Во практика, за точно определување на средниот пресметковен проток се користат мерења на ефективниот проток при нулта промена на притисокот ($\Delta p = p_p - p_{vs} = 0$) и мал број на вртежи. При тоа: $\eta_v \approx 1$, $Q_T \approx Q_{ef}$ (види дијаграми на Сл. 3.4 и Сл. 3.5 во поглавје 3.4.2)

Потрбно е да се напомене дека, доколку е претходно зададен протокот, со рационален избор на n, z, b и m се тежи кон што е можно помали габарити на пумпата.

7.1.2 ВОЛУМЕНСКИ ЗАГУБИ КАЈ ЗАПЧЕСТИТЕ ПУМПИ

Соодветно како и кај другите хидраулични волуменски машини, ефективниот проток Q_{ef} е помал од средниот пресметковен Q_T за износот на волуменските загуби ΔQ , коишто се јавуваат заради истекувања на течноста низ процепи од потисната во всисната комора и во внатрешноста на пумпата, а исто така и заради условените загуби при процесот на всисување (види поглавје 3.4.1):

$$\Delta Q_p = \Delta Q_1 + \Delta Q_2$$

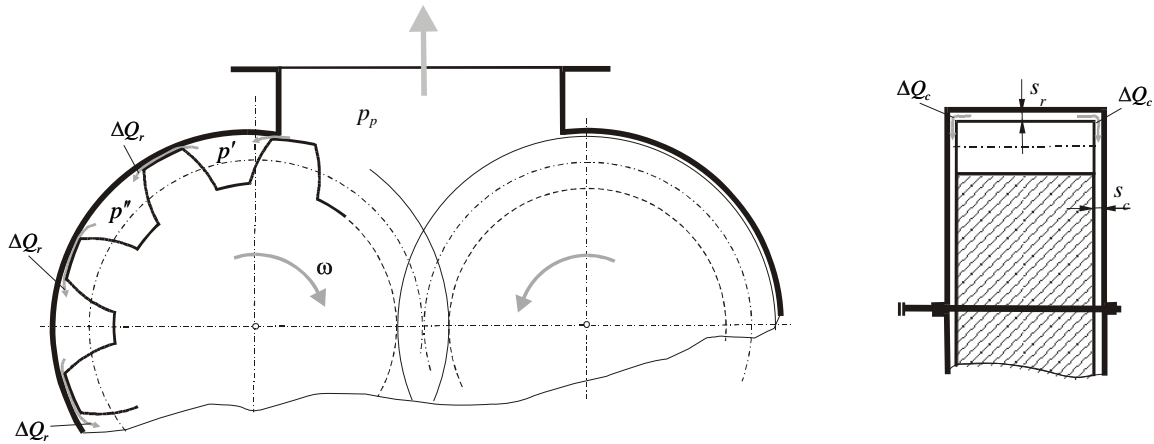
Директните волуменски загуби, ΔQ_1 , се јавуваат поради истекувања низ радијалниот зазор меѓу лачната површина на телото на пумпата и надворешната цилиндрична површина на запченикот, како и низ челниот зазор помеѓу страничните сидови на телото и челните површини на запченикот (види Сл. 7.4):

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_r + \Delta Q_c$$

Покрај тоа, при дефекти на профилот на забите или при неисправна монтажа, се јавуваат загуби на течност по линијата на допир на запчениците, односно низ доста сложени канали.

На Сл. 7.1б е прикажан дијаграм на промена на притисокот во радијалниот зазор за текуштата положба на запчениците при нивно концентрично сместување во телото на пумпата. Косите делови од дијаграмот го карактеризираат падот на притисокот во самиот зазор, додека хоризонталните делчиња одговараат на притисокот во меѓузабијата. Хоризонталните делови на кривата, $\approx \pi d_g / 8$, одговараат на просторите на коморите при процесот на потискување и всисување. При тоа,

очигледно е дека $p_p > p' > p'' > \dots$ (види исто Сл. 7.4). Со p' и p'' се означени притисоците во соодветните меѓузобија. Означената крива "e" на Сл. 7.1б одговара на на дијаграмна промена на притисокот кога би постоело континуирано стеснување на радијалниот зазор во смерот на движење. Во практика, со доволна точност се зема линеарна промена на притисокот од p_p до p_{vs} , за концентрично поставени запченици во однос на телото на пумпата.



Сл.7.4: Директни волуменски загуби кај запченици

Кај запчест хидромотор, волуменските загуби се разликуваат во однос на пумпа само по знакот на притисниот градиент.

Минималниот радијален зазор се определува од големината на зазорот во лежиштата и нивната евентуална неаксијалност, како и од можната ексцентричност на запчениците. Поради неповолните согласувања на производните толеранции, радијалниот зазор може да биде релативно голем, $s_r \approx 0,03 \div 0,05$ mm на една страна. Челниот зазор е обично $s_c \approx 0,02 \div 0,03$ mm. Со посебен квалитет на обработка и строго запазување на толеранциите овие вредности можат значително да се смалат.

Условениите волуменски загуби, ΔQ_2 , како дел од вкупните волуменски загуби се јавуваат при релативно голема аглова брзина, што се манифестира со недоволно полнење на работните комори (меѓузобијата), при нивното поминување низ зоната на всисување. Врз ΔQ_2 особено влијание има центрифугалната сила.

Центрифугалната сила на течносџа има значително влијание врз протокот на пумпата. Течноста којашто ги исполнува меѓузобијата ја прима агловата брзина на запченикот, поради што се јавува центрифугална сила што се стреми да ја исфрли течносџа од овие комори. Поради тоа, во основата на меѓузобието може да се јави снижување на притисокот, во некои случаи притисокот во овие места станува понизок од оној на влезот во пумпата, што е директна опасност за појава на кавитација.

Според Сл. 7.5, силите од притисок F_{p1} и F_{p2} , кои дејствуваат врз елементарниот волумен a во радијален правец, како и соодветната центрифугална сила F_c , изнесуваат:

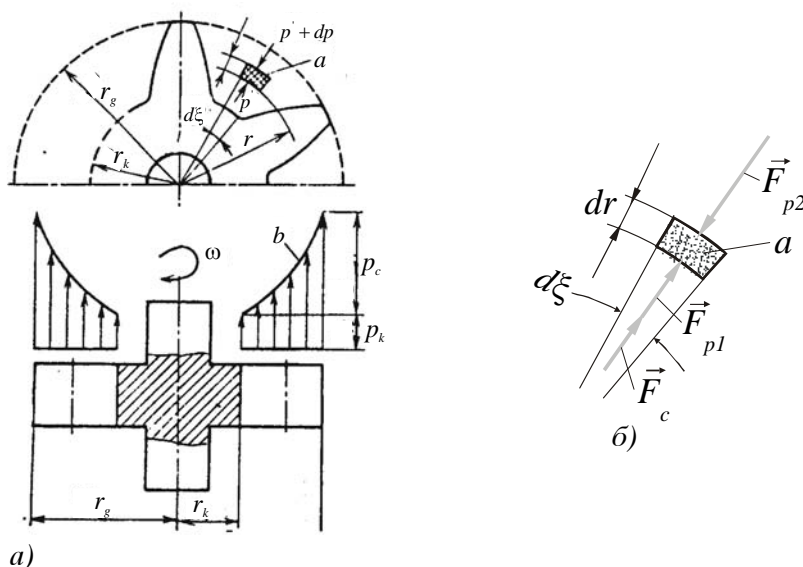
$$F_{p1} = p' b r d \xi; \quad F_{p2} = (p' + dp) b (r + dr) d \xi \cong (p' + dp) b r d \xi$$

$$F_c = m\omega^2 r = r\omega^2 \rho r d\xi b dr$$

каде се:

ρ - густина на течноста;

m - маса на волуменот a .



Сл. 7.5: Шема за распоред на притисокот во меѓузобието

Од рамнотежата на овие сили во радијален правец произлегува (види Сл. 7.5б):

$$F_{p1} + F_c = F_{p2}$$

Односно со замена на соодветните изрази, се добива диференцијалната равенка:

$$dp = \rho \omega^2 r dr$$

Со нејзиното интегрирање се добива зависноста на притисокот:

$$p = \frac{\rho}{2} \omega^2 r^2 + C$$

Константата C може да се определи за почетни услови при основата (коренот) на меѓузобието: $r = r_k$ и $p = p_k$, односно:

$$C = p_k - \frac{\rho}{2} \omega^2 r_k^2$$

Според тоа, притисокот во точка на радиус r_g ќе биде најголем и изнесува:

$$p_g = p_k + \frac{\rho}{2} \omega^2 (r_g^2 - r_k^2) \quad (7-15)$$

Односно, притисокот предизвикан поради дејствието на центрифугалната сила ќе биде:

$$p_c = \frac{\rho}{2} (u_g^2 - u_k^2) \quad (7-16)$$

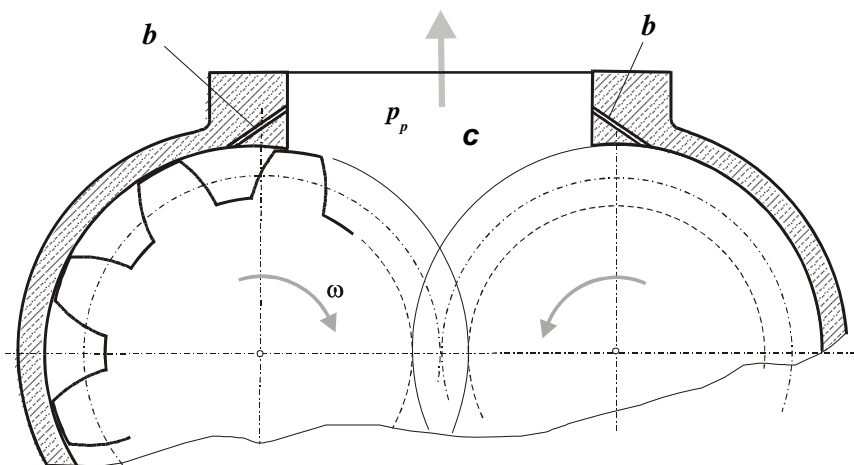
Промената на притисокот во меѓузобието, во радијален правец, е по парабола (види дијаграм b на Сл. 7.5).

За да се обезбеди добро полнење на меѓузабијата, абсоутниот притисок во всисната страна треба да биде поголем од притисокот создаден поради дејствието на центрифугалната сила, $p_{vs.abs} > p_c$. Во спротивно, течнота не може да го исполни меѓузабието, односно се појавува воздух и пареа на работната течност во истото, при што се манифестира појавата на кавитација.

Како резултат на условените губитоци ΔQ_2 , покрај смалувањето на Q_{ef} и η_v се појавуваат и пулсации на притисокот на потисната страна.

Пулсации на p_p можат да се манифестираат и при контактот на последното меѓузабие со потисната комора; при што, може да се создаде обратно струење поради разликата на притисоци, односно да се манифестира хидрауличен удар. За да се избегне хидрауличниот удар, потребно е да се обезбеди постепено и целосно полнење на меѓузабието со течност и собивање на истата до големина на притисокот p_p , којшто владее во потисниот вод, непосредно пред да настапи соединување на истото со потисната страна (комора c на *Сл. 7.1a* и *Сл. 7.6*).

Со цел да се обезбеди притисокот p_p во последното меѓузабие, пред неговото стапување во потисната страна, обично се изведуваат капиларни канали b (види *Сл. 7.6*), низ кои течнота влегува под притисок во истото. Овој ефект може да се спореди со истата појава кај аксијално-клипните и ротационо-крилните машини, односно со промената на притисокот при контактот на последната работна комора со потисниот разведен канал b (види *Сл. 5.7* во поглавие 5.7.1).



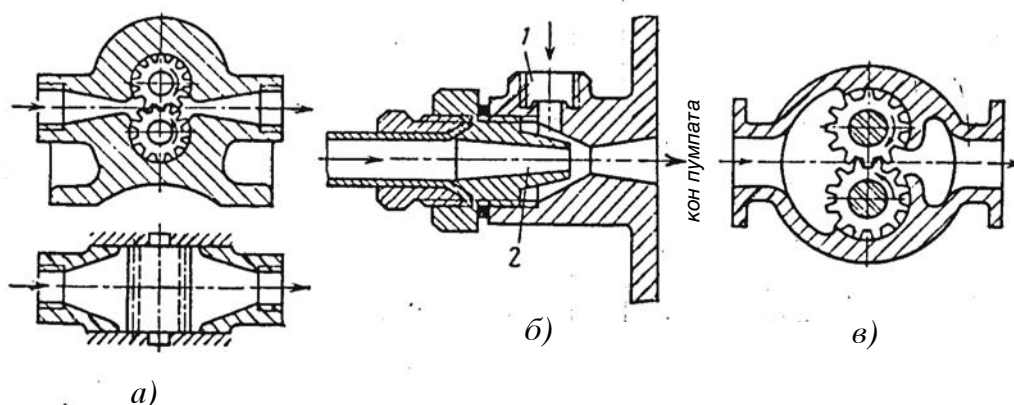
Сл. 7.6: Обезбедување на работен притисок во "последното" меѓузабие

Според досега изложеното, условените волуменски загуби несомнено дека треба да се сведат на минимум, односно нивното присуство е непожелно како и кај сите хидраулични машини.

За да се обезбеди добро полнење на всисната комора, како и меѓузабијата, при процесот на всисување, потребно е да се обезбеди соодветен притисок во всисната страна. Кај запчестите пумпи овој притисок изнесува $p_{vs} = 300 \div 400 \text{ mm Hg}$, а брзината во всисниот вод (приклучок) обично е $v_{vs} = 1,5 \div 2,0 \text{ m/s}$ (во потисниот приклучок брзината може да постигне вредност и до $v_p = 5 \div 8 \text{ m/s}$). Овие услови се постигнуваат со:

- Рационален избор (пресметка) на всисниот режим, при што се тежи кон $\Delta Q_2 = 0$.

- Во одредени случаи, зголемување на притисокот во затворен резервоар над атмосферскиот (со полнење на резервоарот со гас под притисок над нивото на течноста).
- Примена на пумпа за подхранување или ежектор (види Сл. 7.7б).
- Конструктивни дотерувања на всисната комора со цел да се обезбеди потполно полнење со работна течност (Сл. 7.7 а,в). На Сл.7.7 а, прикажана е изведба на всисниот канал во облик на дифузор, којшто рамномерно се шири до широчината на запченикот, а на Сл.7.7в прикажана е конструкција на пумпа со поголема всисна комора за случај на неререверзибилна машинна.



Сл. 7.7: Можности за подобрување на полнењето на работните комори при зајчестии пумпи

7.1.3 ОПТОВАРУВАЊЕ НА ЛЕЖИШТАТА

Лежиштата се јавуваат како најоптоварени делови на запчестата пумпа (хидромоторот), а дејствувачките сили кои ги оптеретуваат можат да се групираат во две групи:

- Радијални сили од притисокот на течноста.
- Механички сили како реакција на вртежниот момент.

При тоа, силите од притисок значително се поголеми од механичките сили, па како прво приближување за оптоварувањето на лежиштата, F_L^* (само од притисокот), може да се земе според изразот:

$$F_L^* = b d_g (p_p - p_{vs}) \quad (7-17)$$

каде се:

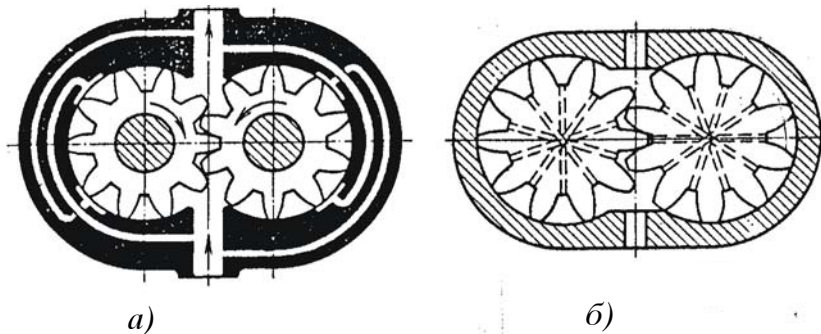
b - широчина на забите,

d_g - дијаметар на темениот круг на запченикот.

Меѓутоа, вистинското оптоварување, F_L , е помало од вака пресметаното, бидејќи врз запчениците не делува $\Delta p = p_p - p_{vs}$, туку среден притисок помеѓу p_p и p_{vs} ; а исто така, оптоварувањето не е по целиот обем на посматраниот запченик, туку некаде на агол од 270° (види дијаграм на притисоци на *Сл. 7.1*). Врз основа на експериментални податоци, силата на статичко оптоварување на лежиштата со доволна точност може да се определи според изразот:

$$F_L = (0,8 \div 0,85) b d_g \Delta p \quad (7-18)$$

Во зависност од притисокот (во некои случаи дури и поголем од 160 bar), оваа сила може да има значителен интензитет, од кои причини често пати се пристапува кон растоварување (урамнотежување) на дејствувачките сили. При тоа, најчесто се применува хидраулично растеретување, со создавање на соодветен противпритисок на дејствувачките радијални сили. На *Сл. 7.8* прикажани се шеми на можности за растеретување од силите на притисок на течноста. Во првиот случај (*Сл. 7.8a*), областа со повисок притисок се поврзува со дијаметрално поставената област со низок притисок, преку канали со мал пресек изведени во телото на пумпата. На *Сл. 7.8b* прикажан е поусовршен метод на растоварување, преку радијални канали кои поврзуваат по две дијаметрално поставени меѓузабија и кои не се сечат меѓу себе.

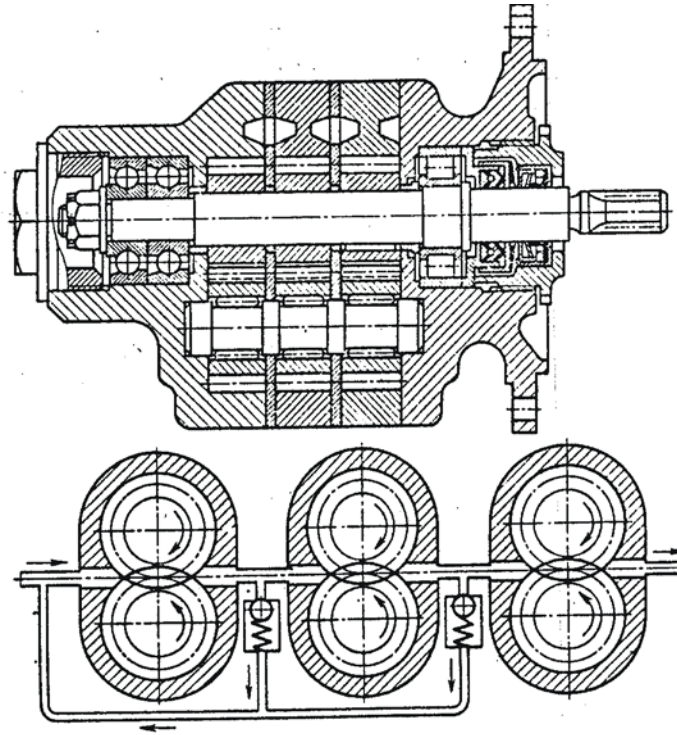


Сл. 7.8: Шеми на хидраулично растоварување од силите на притисок

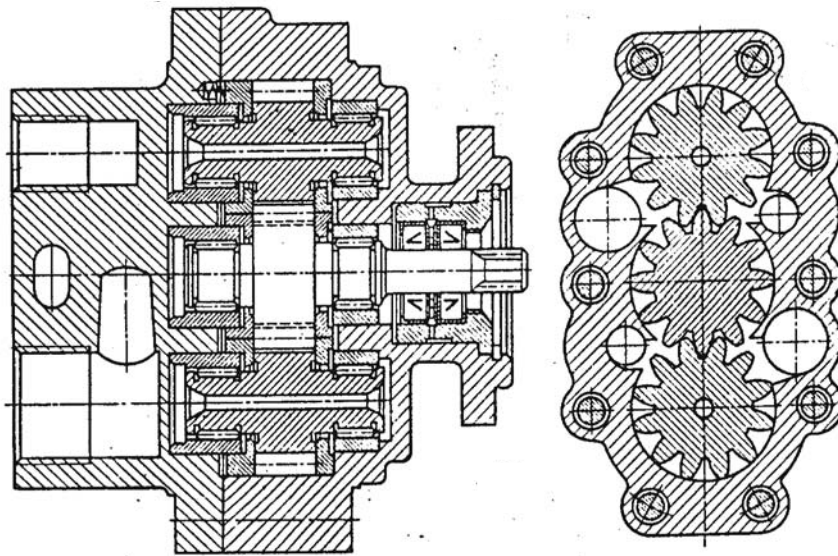
При некои несоодветни конструкции и услови на работа, дел од течноста може да биде "заробен" во меѓузабните комори при спрегот на запчениците (види *Сл. 7.9*); што предизвикува дополнително оптоварување на лежиштата, загревање на работната течност, како и зголемување на шумноста при работата.

Како резултат на смалувањето на волуменот на вака создадените комори (при ротацијата на запчениците), се создава високопулсирачка компресија на течноста, што може да предизвика значително зголемување на оптоварувањето на лежиштата. Ваква дополнителна компресија се јавува при услови на спрегнување на запчениците без зазор (*Сл. 7.9в*), при што доаѓа до "заробување" на течноста во меѓузабито во коешто навлегува соодветниот заб од запченикот во спрег. Иста состојба се јавува и поради истовремен зафат (спрег) на два пара заби (*Сл. 7.9a* и *Сл. 7.9б*).

За да се одведе вака "заробената" течност, обично се изведуваат канализирани жлебови за растоварување k , коишто се изработени во страничните сидови на телото на пумпата, при самиот спрег на запчениците (*Сл. 7.9г*). Заробената течност може да се одведе во всисната или потисната комора. При тоа, ефективниот проток на пумпата (во потисната линија) при првиот начин на одведување е помал отколку при вториот



а) Трискійейена заїчесїа пумїа со сериско поврзување



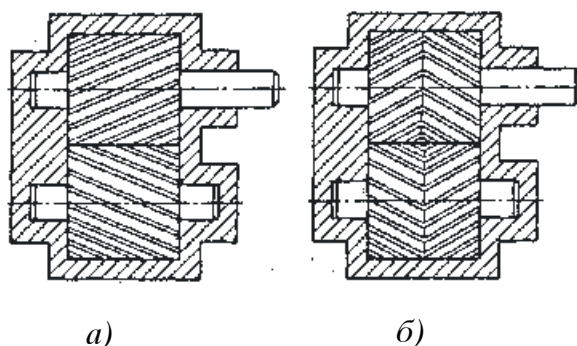
б) Пумїа со чїри заїченици во паралелна работїа

Сл. 7.10: Пумїи со повеќе заїченици

7.2.2 ПУМПИ СО КОСОЗАБИ И СТРЕЛЕСТИ ЗАПЧЕНИЦИ

Овие конструкции се применуваат во случаи кога е потребно да се намалат пулсациите на протокот, а со тоа и шумот при работата на запчестите машини. Во зависност од аголот на наклон на забите, може да се оствари состојба при која пулсациите на протокот и моментот се занемарливи. Кај овие конструкции е избегната и неповолната додатна компресија на течноста при спрегот на запчениците. На *Сл. 7.11* прикажани се шеми на основни конструкции од овој тип на пумпи. Конструкцијата со стрелести запченици обезбедува урамнотежување на аксијалната сила којашто се јавува при косозабите запченици.

Недостаток кај овие машини е високата цена на чинење на производството на запчениците, како и сложеноста на самата конструкција. Од тие причини за истите не е развиено високосериско производство, односно наоѓаат примена само во исклучителни случаи. За определување на пресметковниот проток можат да се користат претходно изведените изрази за пумпи со *нормални* (прави) заби, при што се користи т.н. модул на *нормално назабување* t_n (види карактеристики на овие запченици во предметот *Машински елементи*).



Сл. 7.11: Шеми на пумпи со косозаби и стрелести зајченици

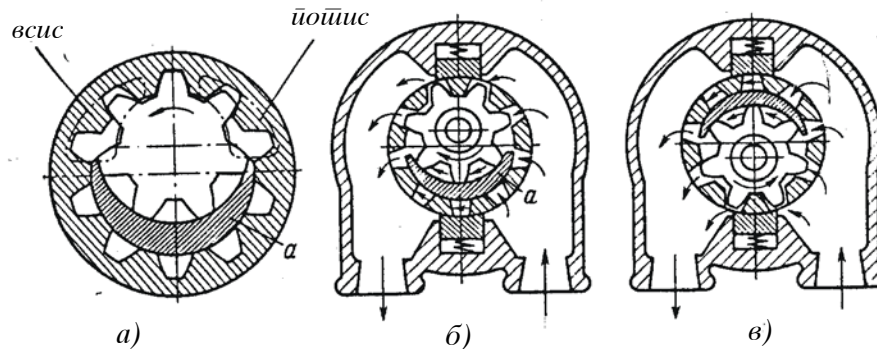
7.2.3 ПУМПИ СО ЗАПЧЕНИЦИ СО ВНАТРЕШНО НАЗАБУВАЊЕ

Овие конструкции на запчести машини наоѓаат примена за случаи кога притисокот во потисната линија најчесто не е поголем од 100 bar (воведувајќи нови технологии во последно време се нудат вакви пумпи и со притисоци до 300 bar). Се карактеризираат со подобра компактност и помали габарити во однос на пумпите со надворешно назабени запченици, при исти вредности на протокот. Исто така, кај овие пумпи, можна е конструкција со вратило симетрично во однос на телото на пумпата.

На *Сл. 7.12* прикажани се шеми на две основни конструкции:

- со член развод на работната течност низ срповидни канали (*Сл. 7.12a*), и
- со развод низ радијални отвори изведени во меѓузабијата на поголемиот запченик (*Сл. 7.12б,в*).

За да се оствари симетричност на вратилото во однос на телото на пумпата, најчесто погонот се остварува преку запченикот со внатрешно назабување. Одвојувањето на всисната од потисната страна се остварува со помош на разделителниот срповиден елемент a , со којшто може да се оствари и реверсирање доколку се промени неговата положба (спореди *Сл. 7.12б* и *Сл. 7.12в*). Протокот кај овие машини може да се определи исто така преку изразите за пресметковен проток на пумпи со надворешно назабување, при што се користат параметрите на запченикот со внатрешно назабување.



Сл. 7.12: Шема на пумпи со забченици со внатрешно назабување

7.3 ТОРЗИОНЕН МОМЕНТ КАЈ ЗАПЧЕСТИТЕ ХИДРАУЛИЧНИ МАШИНИ

На *Сл. 7.13* прикажана е шема на работната комора (k) на запчест хидромотор, од којшто може да се изведе изразот за пресметковниот момент. Течноста навлегува во комората со определен однапред создаден притисок ($p_1 = p_M$), под чие дејствие се создава вртежниот момент. Текуштиот пресметковен (теоретски) момент, M_T , се добива како збир од моментите од силите на притисок врз погонскиот M_1 и гонетиот запченик M_2 :

$$M_T = M_1 + M_2$$

при што:

$$M_1 = \Delta p b h r_{sr} = \Delta p b (R - x) \frac{R + x}{2} = \frac{\Delta p b}{2} (R^2 - x^2)$$

$$M_2 = \frac{\Delta p b}{2} (R^2 - y^2)$$

каде се:

$R = \overline{O_1 C_1} = \overline{O_2 C_2}$ - радијус на темениот круг на запченикот,

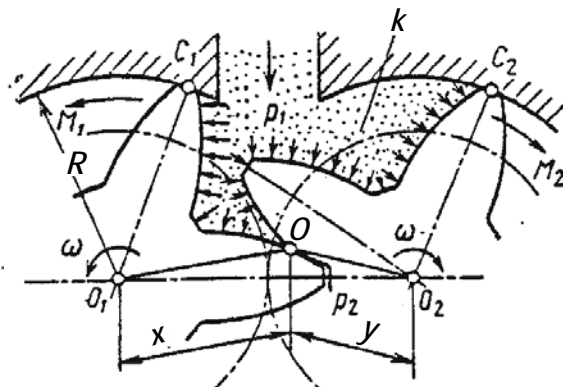
x и y - растојанија на допирницата O од соодветните оски на ротација O_1 и O_2 (види *Сл. 7.13*),

$\Delta p = \Delta p_M = p_1 - p_2 = p_M - p_{sl}$ - пад на притисокот во хидромоторот.

Според тоа, текуштиот пресметковен момент ќе биде:

$$M_T' = \frac{b\Delta p}{2}(2R^2 - x^2 - y^2) \quad (7-19)$$

При тоа, бидејќи линијата на контакт (спрег) ја менува својата положба со промена на аголот на ротација, односно $x = x(\varphi)$ и $y = y(\varphi)$, и текуштиот пресметковен момент ќе се менува со промената на φ , $M_T' = M_T'(\varphi)$.



Сл. 7.13: Шема на работна комора на зајчест хидромотор

Средниот пресметковен момент, може да се определи како средна вредност на функционалната зависност (7-19), или преку работниот волумен (види израз (7-7)):

$$M_T = \frac{\Delta p q}{2\pi} = \frac{\Delta p Q_T}{\omega} = \Delta p b m (d_n + m) \quad (7-20)$$

односно:

$$M_T = \Delta p b m^2 (z + 1) \quad (7-20a)$$

За ориентациона пресметка, работниот волумен q , односно специфичниот волумен $w = q/2\pi$, може да се определат од изразот (7-12), преку кои средниот пресметковен момент ќе биде:

$$M_T = \frac{k_e}{2\pi} d_n m b \Delta p = \frac{k_e}{2\pi} z m^2 b \Delta p$$

$k = 6,5$ за запченици со $z = 8 \div 12$ заби.

Средната пресметковна снага, определена преку протокот односно моментот ќе биде:

$$P_T = \Delta p Q_T = M_T \omega = 2\pi \Delta p b m (d_n + m) \quad (7-21)$$

Изразите (7-20) и (7-21) се однесуваат не само за запчест хидромотор туку и за пумпа. Соодветните големини на моментот на вратилото на пумпата, односно хидромоторот ќе изнесуваат:

$$M_{pr} = \frac{M_T}{\eta_{meh.P}} \text{ - за пумпа, и } M_{ef} = M_T \eta_{meh.M} \text{ - за мотор}$$

Во зависност од квалитетот, кај запчестите машини најчесто $\eta_{meh} = 0,7 \div 0,9$. Современите производители нудат машини од овој тип и со $\eta_{meh} > 0,9$.

7.4 ЗАВОЈНИ ПУМПИ

Со зголемување на наклонот на забите, при запчестите пумпи со косозаби запченици, се создава т.н. концепт на завојна пумпа. Во овој случај, роторот на пумпата претставува навојно вретено, при што завојницата (навојот) на вретеното има соодветен профил (циклоиден најчесто).

Основна разлика помеѓу завојните и запчестите машини е во преносот на работната течност од всисната кон потисната страна. Додека кај запчестите пумпи зафатената течност се пренесува нормално на оската на ротација, кај завојните преносот се врши долж оската на ротација.

Завојните машини можат да работат и во својство на хидрауличен мотор, што е поредок случај. Можат да се изведат со три работни вретена (тровинтови) - *Сл. 7.14*, две вретена (дво-винтови) - *Сл. 7.15* и едно вретено (едновитови) - *Сл. 7.16*.

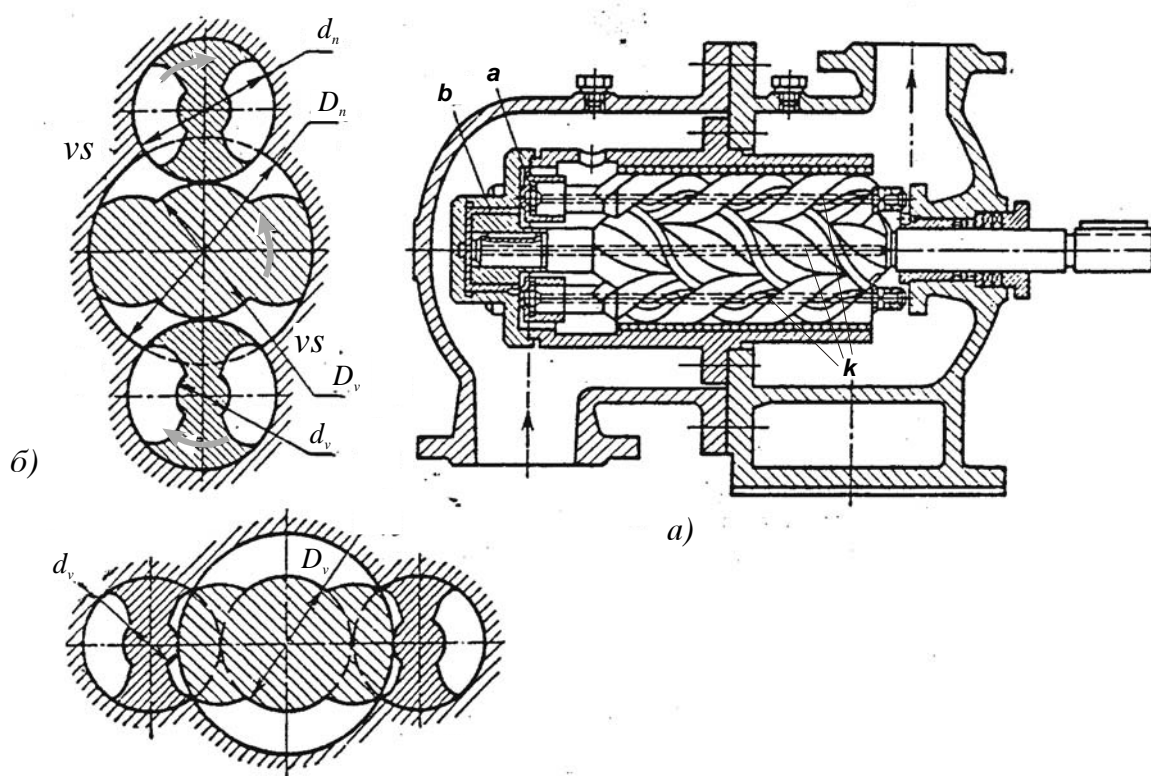
Овие волуменски машини се карактеризираат со својата компактност, како и поголемата рамномерност на протокот во однос на другите волуменски машини, што резултира во работа со многу мала шумност. Се применуваат воглавно како пумпи во системи во кои се захтева поголем проток (протокот кај некои тро-винтови пумпи достигнува вредност и до 15000 l/min); работниот притисок обично е до 200 bar; тоталниот коефициент на корисно дејствие, во зависност од конструкцијата, има вредности $\eta_v = 0,6 \div 0,9$.

7.4.1 ТРО-ВИНТОВИ ПУМПИ

Типична конструкција на тровинтова пумпа може да се види од *Сл. 7.14*, на којашто се прикажани и крајните положби на зафатот на профилите од работните вретена. Оваа пумпа се состои од три завојни ротори (вретена), од коишто средниот е водечки (погонски), а крајните се гонети (сателитски). Преносниот однос помеѓу погонското и сателитското вретено е $i = 1$.

При ротацијата, взаемно спрегнатите навои одвојуваат определен волумен на течност и го пренесуваат долж оската на ротација. Принципот на всисување е аналоген како кај забчестите пумпи со три забченици во паралелна работа (види *Сл. 7.10б*):

Според *Сл. 7.14б*), при определената насока на ротација, на двете дијаметрално поставени страни при зафатот - означени со v_s , поради оддалечување на профилите еден од друг, се манифестира зголемување на волуменот, што предизвикува смалување на притисокот во однос на всисниот резервоар, односно всисување на работната течност; всисаната (зафатената) течност, поради нагибот на завојницата, се пренесува долж оската на ротација и континуирано се потискува према излезот на зафатот (спрегот). Навоите играат улога на "клипови" кои коинтинуирано ја потиснуваат течноста (аксијално) во една насока кон потисниот приклучок, што практи овозможува отсуство на пулсациите на притисок и проток. Со пренесување на течноста долж вретената, волуменот континуирано се смалува, а со тоа соодветно се зголемува и притисокот. Завојницата на роторот обично е дво-одна, а профилот циклоиден.



Сл. 7.14: Шема на широ-винџова завојна пумпа

Средниот пресметковен проток, Q_T , се определува од условот дека при ротацијата на вретената, зафатената течност во коморите се пренесува на големина од еден чекор на завојницата, за еден вртеж на погонското вратило, види Сл. 7.14а).

Според тоа, за големина на чекорот на завојницата, t , работниот волумен ќе изнесува:

$$q = tA_r = t(A_o - A_z) \quad (7-22)$$

односно, пресметковниот проток Q_T ќе биде:

$$Q_T = qn = tA_r = t(A_o - A_z)n \quad (7-23)$$

каде се:

$A_o = \frac{2\pi d_n^2}{4} + \frac{\pi D_n^2}{4} - A_x$ - површина на попречниот пресек на отворот во телото на пумпата, кадешто се сместени вретената (Сл. 7.14б)).

A_z - површина на пресек на завојните ротори во посматраниот пресек A_o (шрафирана површина на вретената Сл. 7.14б)).

q - работен волумен, т.е. волумен на каналот по којшто се движи работната течност долж роторот, во границите на еден чекор.

D_n и D_v - надворешен и внатрешен дијаметар на погонското вретено.

d_n и d_v - надворешен и внатрешен дијаметар на гонетото вретено.

За тровинтова пумпа, со корегирани циклоидни профили на завојницата, се добиваат следниве изрази за горенаведените големини:

$$A_r = (A_o - A_z) \approx 1,24d_n^2 \quad (7-24)$$

Изразот (7-24) добиен е за следниве, најчесто применувани во практика, соодноси на дијаметри и чекор на вретената:

$$D_v = d_n; \quad D_n = \frac{5}{3}d_n; \quad d_v = \frac{1}{3}d_n; \quad t = \frac{10}{3}d_n$$

Според тоа, работниот волумен и средниот пресметковен проток можат да се определат од изразите:

$$q = tA_r = 4,1d_n^3 \quad (7-25)$$

$$Q_T = qn = tA_r n = 4,1d_n^3 n \quad (7-25a)$$

Тро-винтовите завојни пумпи постигнуваат притисоци и до 200 bar. За да се обезбеди соодветниот притисок и сведување на волуменските загуби на минимална можна вредност (кај овие машини $\eta_v = 0,8 \div 0,95$), потребно е да се оствари постојано одвојување на всисната (влезната) од потисната (излезната) страна. За таа цел, должината на завојното вретено потребно е да биде поголема од чекорот на завојницата. Обично како минимална должина на завојното вретено се зема:

$$L_{\min} \approx 1,25t$$

За да се постигнат поголеми притисоци, завојните пумпи се изведуваат со вретена со поголем број чекори. По аналогија на запчестите пумпи со сериско поврзување, притисокот после секој чекор соодветно се зголемува, а протокот останува ист. На тој начин, за различни притисоци се среќаваат и различни должини на вретеното. Во пракса, се изведуваат вретена со должини L во зависност од работниот притисок p според податоците дадени во следната табела:

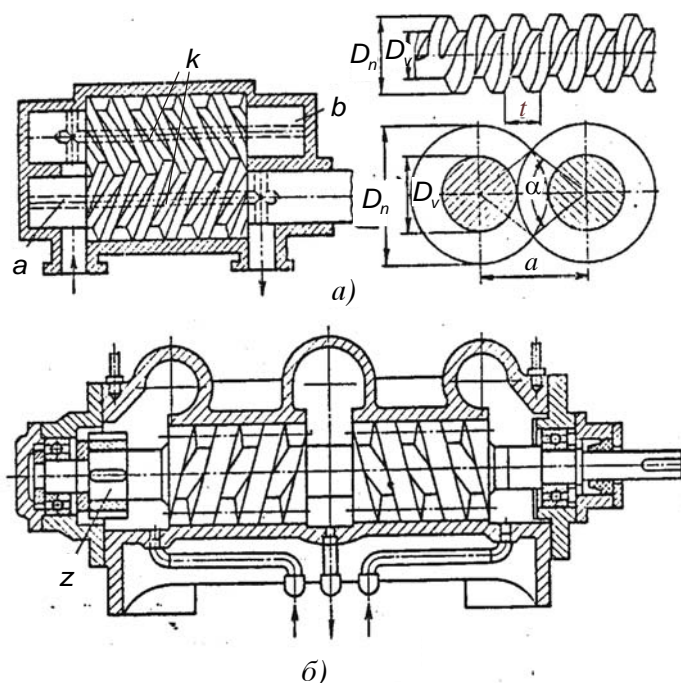
p bar	L
15 ÷ 20	(1,5 ÷ 2) t
50 ÷ 70	(3 ÷ 4) t
150 ÷ 200	(6 ÷ 8) t

Како недостаток кај завојните машини се јавува аксијалната сила, предизвикана од разликата на притисоци помеѓу потисната и всисната страна. За да се избегне конструкција со аксијални лежишта, оваа сила (којашто во зависност од притисокот може да постигне значителни вредности) може да се растерети на следниве начини:

- Хидрауличко растеретување, со изведување на аксијални канали k во самите ротори (Сл. 7.14а и Сл. 7.15а).
Во овој случај, работната течност од потисната страна се доведува во соодветните затворени лежишта a и b (изведени како цилиндри, во кои ракавците играат улога на клипови). При тоа, поради делувањето на притисокот врз површината на челото на соодветниот ракавец, се создава аксијална сила со ист интензитет но спротивна насока, со што се урамнотежува аксијалната сила што дејствува од потисната кон всисната страна.
- Примена на двострујни завојни ротори (види Сл. 7.15б), со две погонски вретена, од кои едното е со лева завојница, а другото со десна.
Во овој случај, течноста се доведува на секој пар вретена поединечно (две всисни страни), а се одведува низ заеднички потисен вод. При тоа, се манифестираат две аксијални сили со ист интензитет, а спротивна насока (со што се урамнотежуваат меѓусебно). На сликата е прикажана двострујна дво-вретенеста пумпа, во која запчениците z служат за центрирање на вретената. Истиот принцип може да се примени и за тро-вретенеста и едно-вретенеста пумпа.

7.4.2 ПРОТОК КАЈ ДВОВИНТОВА И ЕДНОВИНТОВА ПУМПА

Двовинтовата завојна пумпа има две завојни вретена (види Сл. 7.15а), од кои едното е погонско, а преносниот однос е $i = 1$. Се применуваат за помали притисоци (до 100 bar) и протоци (до 40 l/min). Профилот на завојницата обично е правоаголен, т.е. трапезоиден, што овозможува полесна изработка и монтажа. Коefициентите на корисно дејствие се во границите: $\eta_i = 0,6 \div 0,8$; $\eta_v = 0,7 \div 0,9$.



Сл. 7.15: Шема на двовинтовата пумпа со трапезоидна завојница (а) и двострујна двовинтовата пумпа (б)

Средниот пресметковен проток, аналогно како кај тровинтовата пумпа, може да се определи според пресметковната шема на *Сл. 7.15a*:

$$Q_r = qn = A_r t n \quad (7-26)$$

Кај овие пумпи обично односот на чекорот на завојницата, t , и радијусот на надворешниот круг (*Сл. 7.15a*), R_n , изнесува:

$$t / R_n = 0,5 \div 1,25$$

Површината на жлебот на завојниот ротор (меѓузабието) A_r , по којшто се пренесува течноста долж роторот за еден вртеж, се определува (за случај на правоаголен, т.е. трапезоиден профил) според изразот:

$$A_r = \frac{\pi(D_n^2 - D_v^2)}{4} - \frac{D_n^2}{4} \left(\alpha \frac{\pi}{180} - \sin \alpha \right) \quad (7-27)$$

каде се:

α^0 - агол на пресекот на завојните вретена.

Според *Сл. 7.15a*, овој агол може да се определи како:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{a}{D_n}$$

D_n и D_v - надворешен и внатрешен дијаметар на завојното вретено (види *Сл. 7.15a*);
нивниот сооднос кај овие пумпи обично е $D_v / D_n = 0,4 \div 0,7$.

a - меѓуосно растојание на вретената (*Сл. 7.15a*).

За пумпање на течности на невисоки притисоци, често се применуваат едно-винтови пумпи (види *Сл. 7.16* и *Сл. 7.27*). Овие пумпи спаѓаат меѓу најстарите конструкции - основната идеја се среќава уште кај старите цивилизации (*Архимед*).

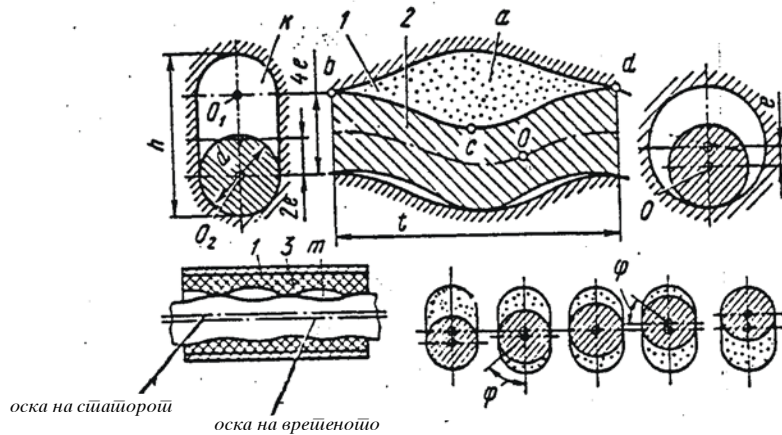
Едно-винтовите пумпи обично работат на притисоци до 10 bar (поретко до 30bar) и протоци од 3 до 700 l/min. Нашле примена за транспорт на нафта и нафтени деривати, отпадни води и други отпадни флуиди, во машините за екструдирање на пластични маси - или воопшто транспорт (пумпање) на флуиди со релативно голема вискозност.

Принципот на работа (според *Сл. 7.16*) се базира на површинскиот контакт помеѓу профилот на вретеното 2 и профилот на статорот 3. При ротацијата на вретеното, ограничената површина a (точкасто шрафирана) образува волумен, којшто континуирано се менува, поради што се јавува и континуирано потискување на течноста долж оската на ротација. На сликата прикажани се различните положби на попречниот пресек на роторот во однос на соодветниот пресек на статорот. Завојницата на роторот е обично едно-обда, а неговата површина образува при ротацијата синусоидни профили bcd (види *Сл. 7.16*) околу оската O , кои истовремено се преместуваат долж неа. Центарот на пресекот на роторот сместен е во однос на неговата оска на симетрија O на големина e . Статорот 3 има внатрешно профилирана површина t со дво-обда завојница, што значи дека чекорот на завојницата на статорот е двојно поголем од чекорот на завојното вретено:

$$t_s = 2t$$

Аналогно како кај другите завојни пумпи, средниот пресметковен проток се определува од условот дека зафатената течност, за еден вртеж на роторот, се пренесува на големина од еден чекор на завојницата на вретеното долж оската на ротација:

$$Q_T = qn = (A_o - A_z)tn = 4edtn \quad (7-28)$$



Сл. 7.16: Шеми на едновиниова пумпа

Според Сл. 7.16, површината на попречниот пресек на отворот во телото на пумпата изнесува:

$$A_o = 4ed + \frac{\pi d^2}{4}$$

а површината на пресекот на вретеното во посматраниот попречен пресек е

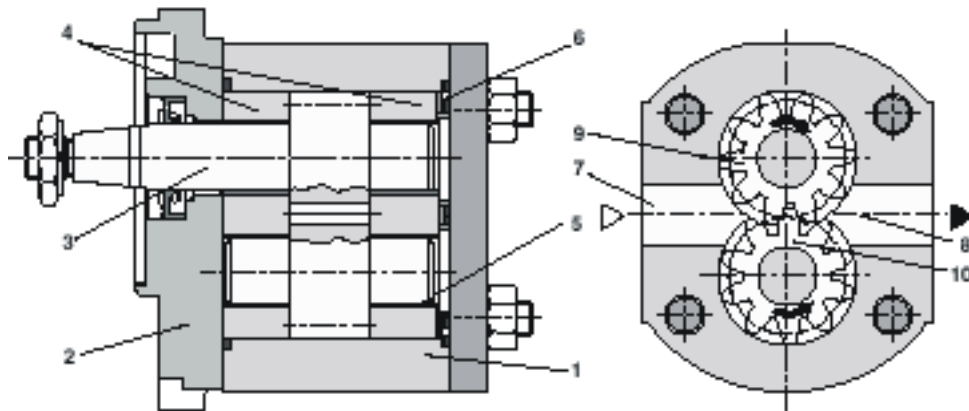
$$A_z = \frac{\pi d^2}{4}$$

каде е d дијаметар на попречниот пресек на роторот.

При избор на праметрите на пумпата можат да се користат следниве соодноси:

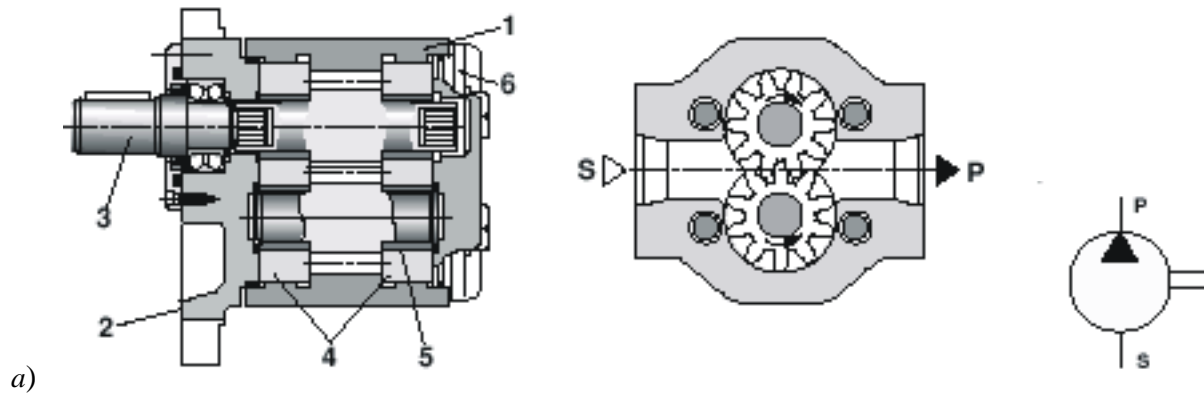
$$20 \leq \frac{t_s}{e} \leq 35 \quad \text{и} \quad 1,5 \leq \frac{t}{d} \leq 3,5$$

7.5. ПРЕСЕЦИ НА НЕКОИ КОНСТРУКЦИИ ЗАПЧЕСТИ И ЗАВОЈНИ МАШИНИ

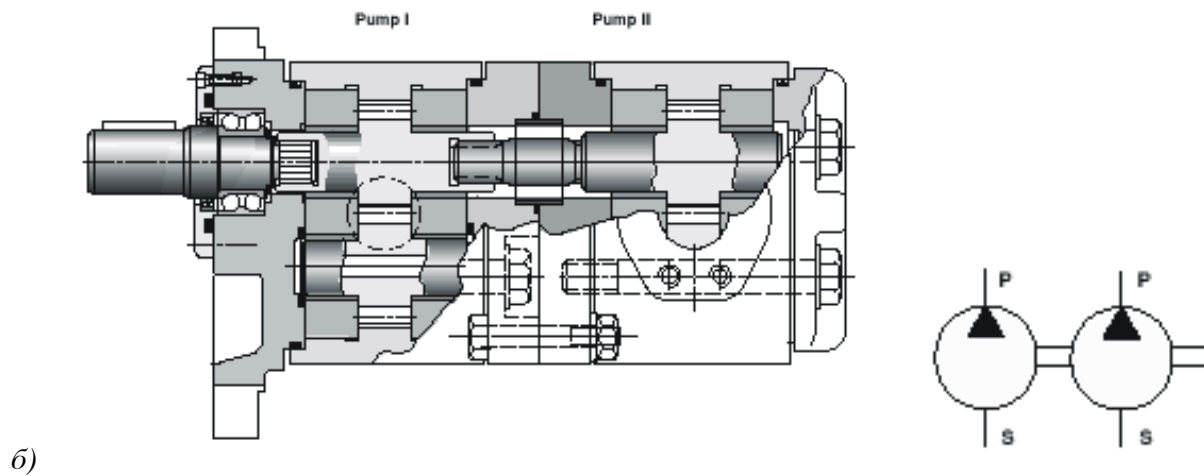


1 - куќиштие, 2 - ѓреден каќак (монќажна фланиа), 3 - вратило, 4 - лежишни блокови, 5 - лежишна чаура, 6 - лежишни дискови, 7 - всисна сќрана, 8 - ѓојисна сќрана, 9 - ѓоѓонски заќченик, 10 - ѓонетќ заќченик

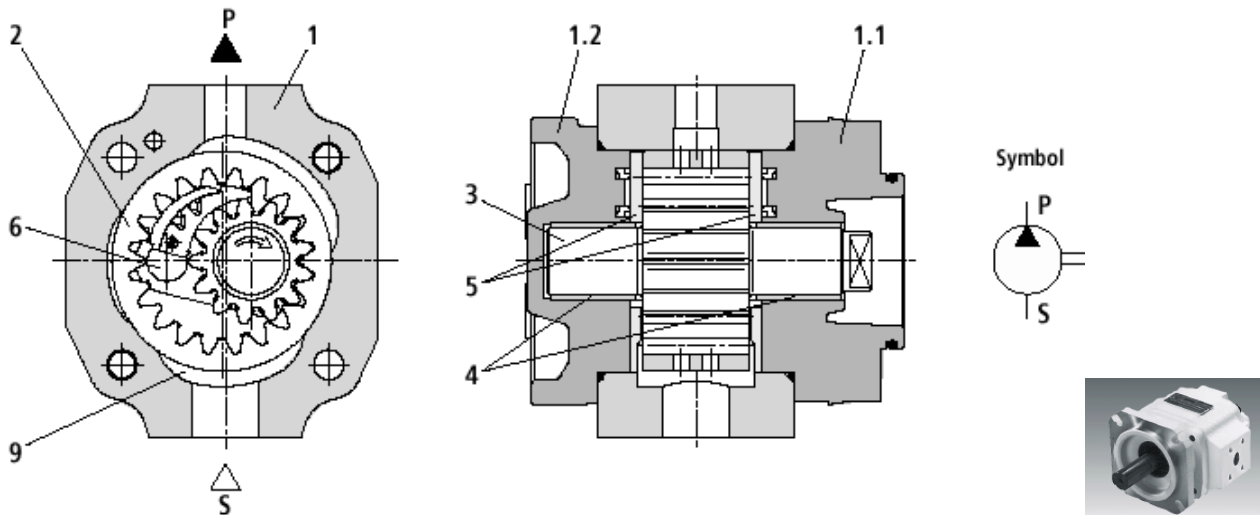
Сл. 7.17: Заќчесќа ѓумќа на фирмаќа Rexroth (type G2, series 4x)



1 - куќиштие, 2 - ѓреден каќак (монќажна фланиа), 3 - вратило, 4 - лежишни блокови, 5 - лежишна чаура, 6 - лежишен каќак

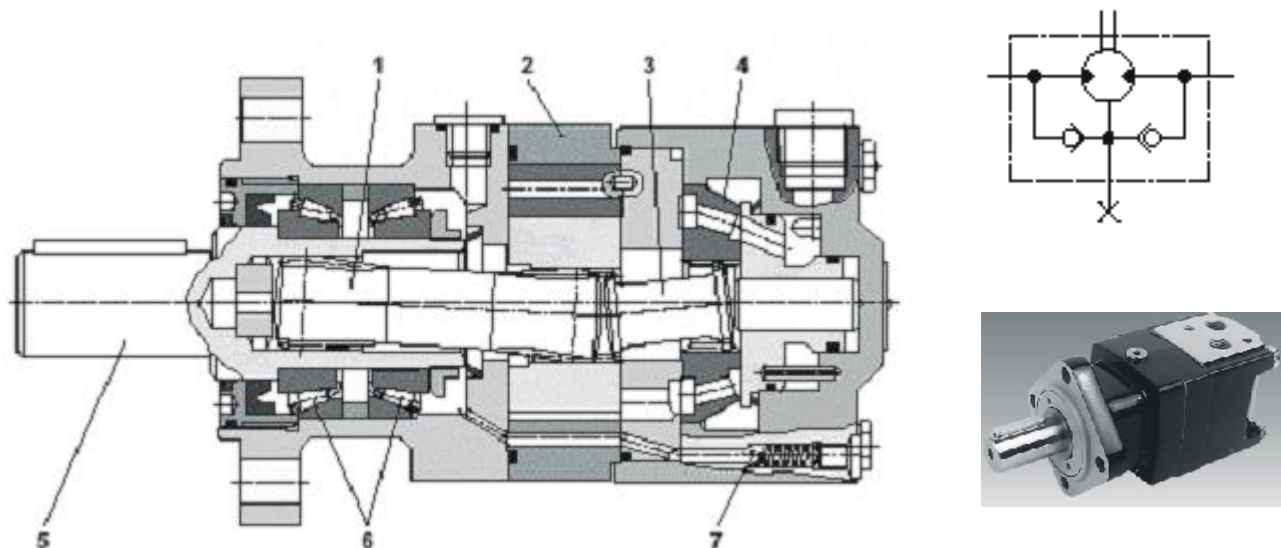


Сл. 7.18: Заќчесќа ѓумќа на фирмаќа Rexroth (type G4, series 2x); а) - едносќејена, б) - двосќејена (двојна).



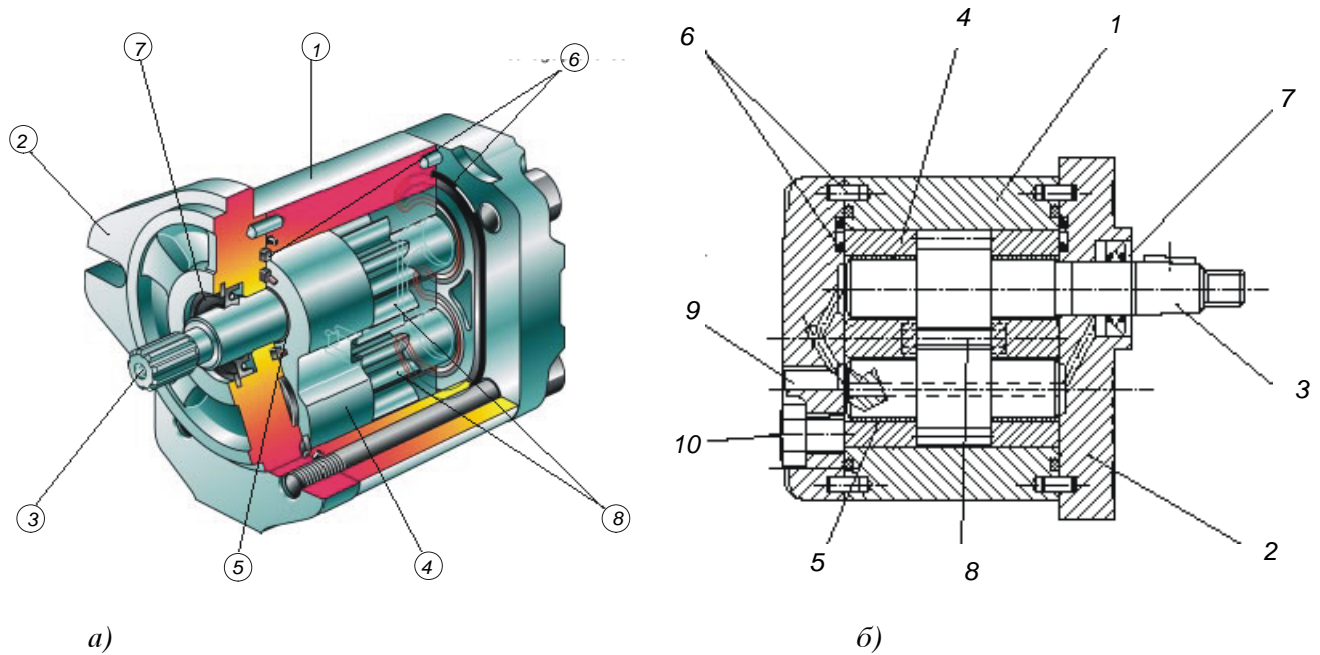
1 - куќиштие, 1.1 - преден кајак на лежиштиа, 1.2 - заден монџажен кајак, 2 - внатрешно назабен зайченик, 3 - вращило на надворешно назабениот (погонски) зайченик, 4 - лизгачки лежиштиа, 5 - лежишина чаура, 6 - склои на разделителниот елемент

Сл. 7.19: Зайчесіа пумпа на фирмата Rexroth со внатрешно назабен зайченик (type PGP)



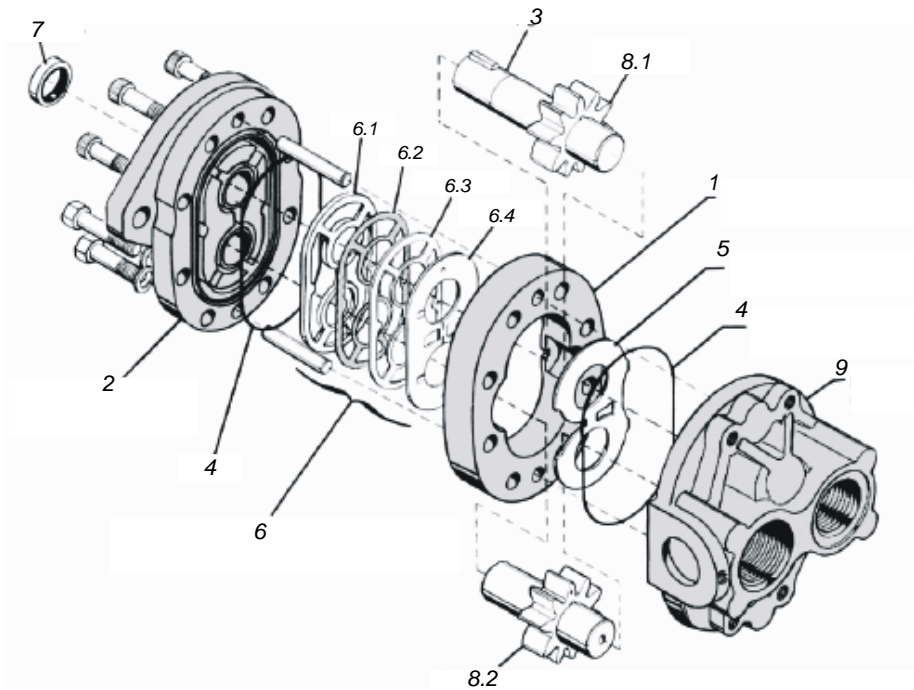
1 - карданско вращило, 2 - ројор со зайчесіи пар, 3 - вращило за наводување, 4 - разводна ѝлоча, 5 - излезно вращило, 6 - ѝркачки лежиштиа, 7 - нейовраќен венѝил

Сл. 7.20: Зайчесіи хидро-мојор на фирмата Rexroth (type GMS & GMT)



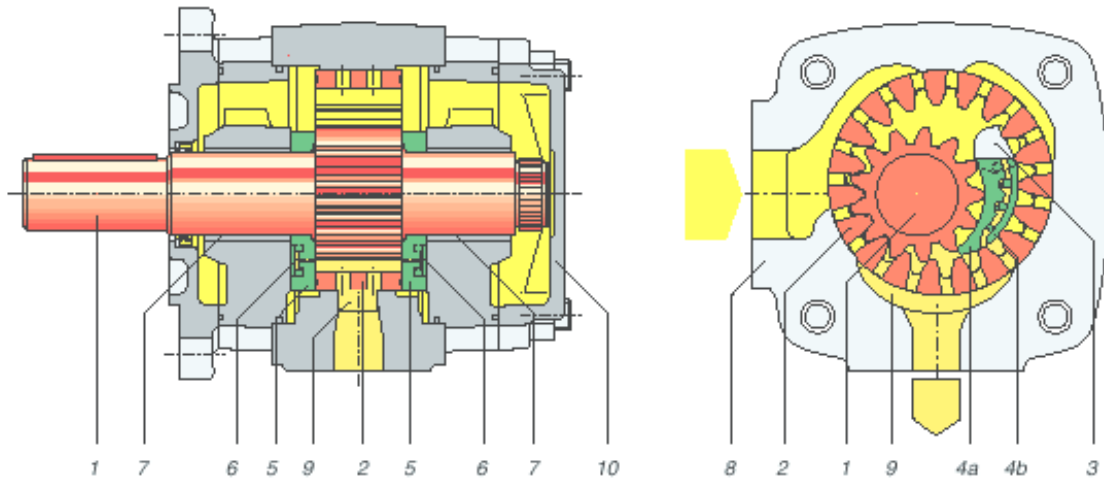
1 - куќиште, 2 - преден каџак (монтиражна фланца), 3 - вртало, 4 - лежишни блокови (со ирришисна комјензација), 5 - лежишна чаура, 6 - систем зајџивки за висок ирришисок, 7 - зајџивка на вртало, 8 - зајченици, 9 - дренажен ошвор, 10 - завртџки

Сл. 7.21: Зајчесџи машини на фирмата Sauer Danfoss - а) џумџа (Group 2) и б) хидро-моџор (type SEM2, SNM2)



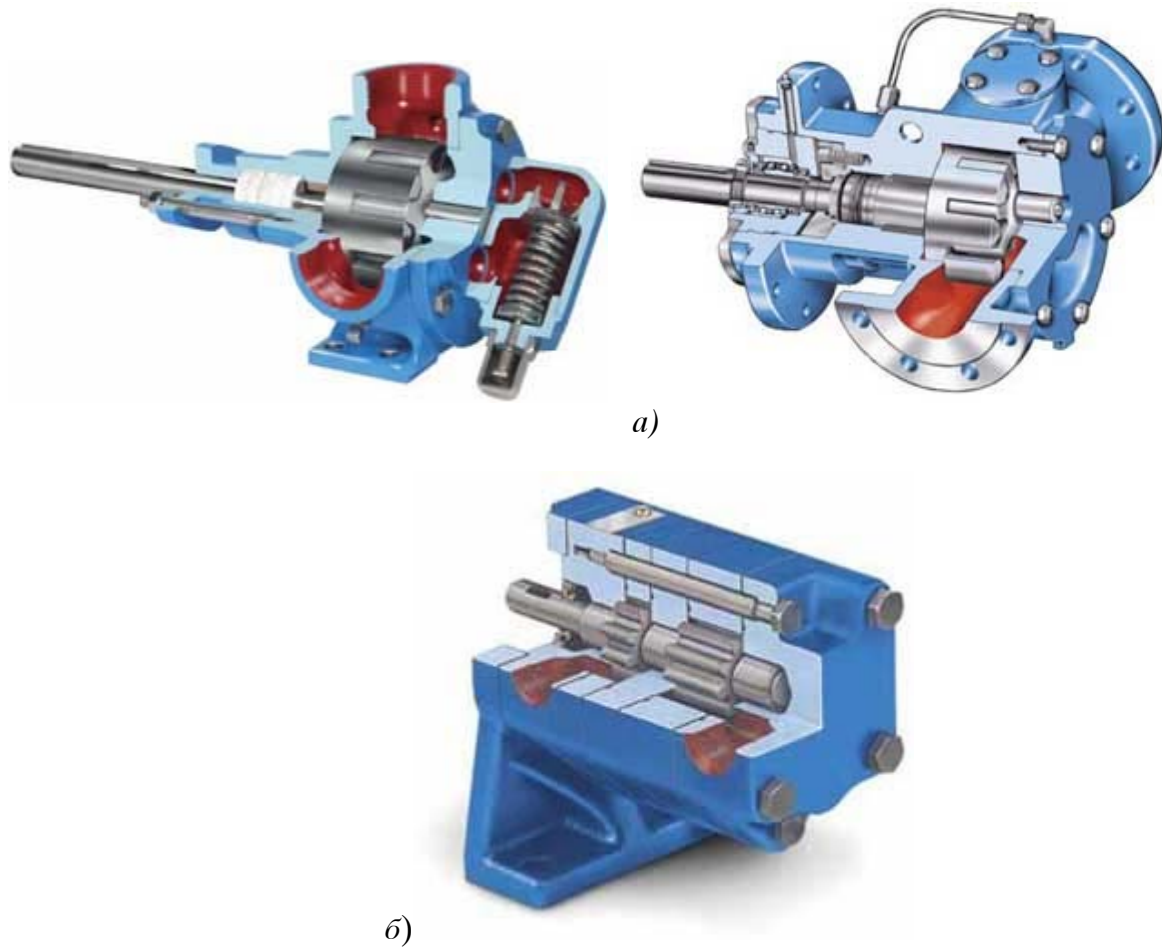
1 - куќиштџ-централен дел, 2 - преден каџак (со лежиштџа со ирришисна комјензација), 3 - вртало, 4 - "О" иррџени, 5 - ирришисна џлоча (бронза на челик), 6 - систем зајџивки џлоча ирришив абене- за обезбедување висок ирришисок, 7 - зајџивка на вртало, 8 - зајченици, 9 - заден каџак (со лежиштџа со ирришисна комјензација)

Сл. 7.22: Зајчесџа џумџа на фирмата Parker Hydraulics (Series D/H/HD)

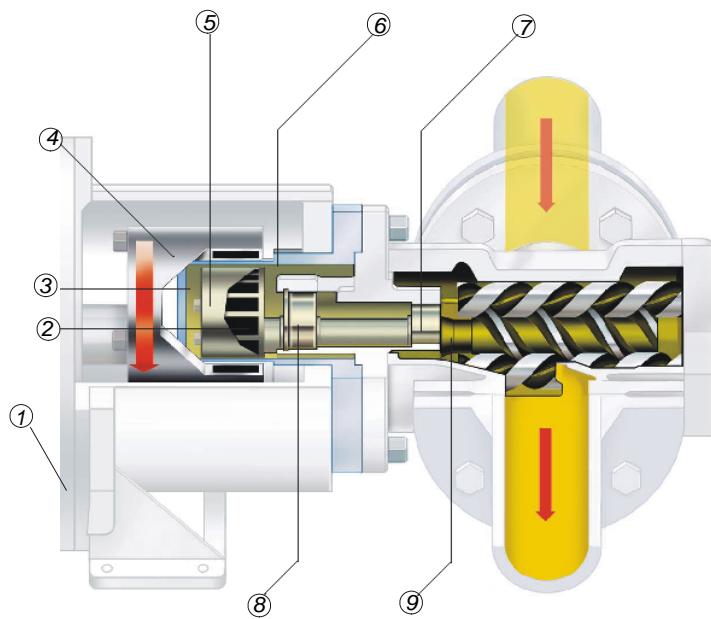


1 - вращило со погонски зайченик, 2 - внатрешно назабен зайченик, 3 - склој на разделителној елемент, 4a - разделителен елемент - носач на сегментној, 4b - разделителен елемент - сегмент, 5 - аксијален диск, 6 - области на аксијален притисок, 7 - обични лежишта, 8 - куќиште, 9 - хидростатски расперени лежишта, 10 - калка со завртки

Сл. 7.23: Зайчесіа пумпа со внатрешно назабен зайченик на фирмата Voith (type IPV)

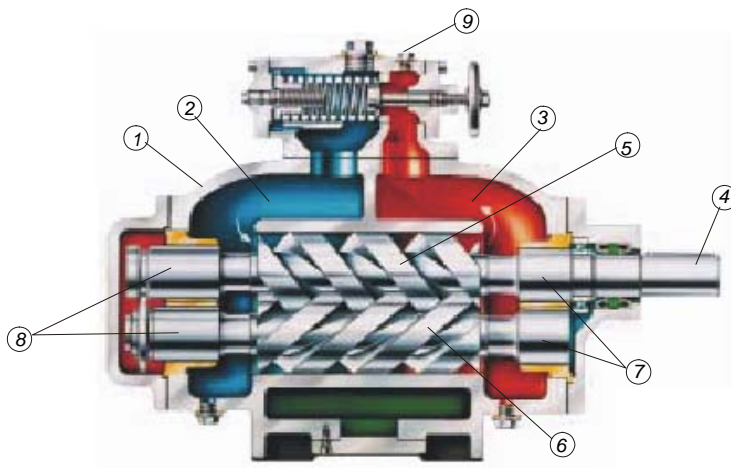


Сл. 7.24: Зайчесіи пумпи на фирмата Viking - а) со внатрешно назабен зайченик и б) со повеќе надворешно назабени зайченици - сервиско поврзување



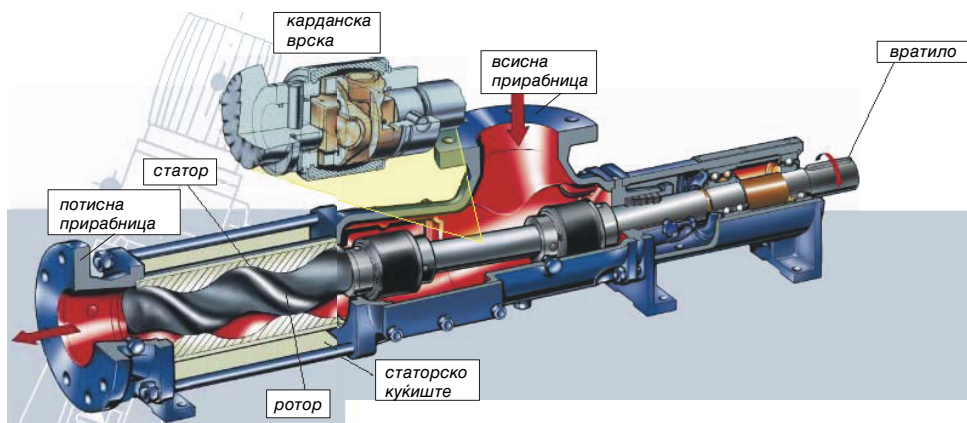
1 - прирабница на електричниот мотор,
2 - магнети, 3 - внатрешно ладење,
4 - надворешен ројтор на сивојката,
5 - внатрешен ројтор на сивојката,
6 - заштитен елемент (подскоп),
7 - компензационен цилиндар за
урамнојежување на аксијалната сила,
8 - лежиштва, 9 - завојни врејена

Сл. 7.25: Тро-винијова завојна пумпа со магнетна сивојка на фирмата KRAL



1 - куќиште, 2 - висна сивојка, 3 - појасна
сивојка, 4 - вратице, 5 - појасно
врейено, 6 - зонајно врејено, 7 - лежиштва,
8 - лежиштва со цилиндри за урамнојежување
на аксијални сили, 9 - сигурносен
венцил

Сл. 7.26: Дво-винијова завојна пумпа на фирмата LEISTRITZ



Сл. 7.27: Едно-винијова завојна пумпа на фирмата Vorpump Pumps

Г Л А В А

ОСМА

8. ВОЛУМЕНСКИ ХИДРАУЛИЧНИ ПРЕНОСНИЦИ СО РОТАЦИОНО ДВИЖЕЊЕ

8.1. ОСНОВНИ ПОИМИ

Волуменскиот хидро-преносник со ротационо движење претставува хидрауличен систем којшто во основа содржи волуменска пумпа и хидромотор, поврзани со соодветна цевна магистрала и соодветни хидраулични управувачки компоненти. Основните поими за хидрауличните преноси дадени во глава 1 (види *Сл. 1.4* и *Сл. 1.5*) се однесуваат и за овој тип на хидраулични трансмисии; а во оваа глава 8 ќе бидат изложени основните конструктивни изведби и можностите за регулација на аголната брзина на излезното вратило на преносникот.

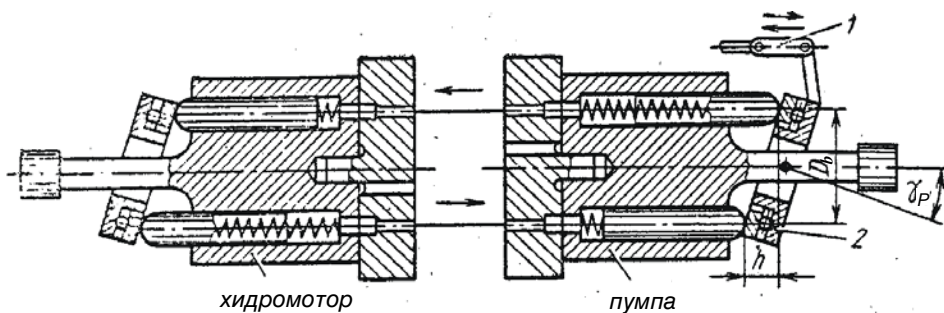
Волуменските преносници можат да се поделат во две основни групи:

- а) Преносници со одвоена (отворена) конструкција.
Во кои, пумпата и хидромоторот се изведени како посебни машини, одвоени една од друга и поврзани со соодветна цевна магистрала (види *Сл. 1.4*).
- б) Преносници со компактна (затворена) конструкција.
Во кои, преносникот е изведен како еден агрегат, којшто содржи пумпа и хидромотор сместени во заедничко тело (види *Сл. 1.5* и *Сл. 8.1* до *Сл. 8.3*).

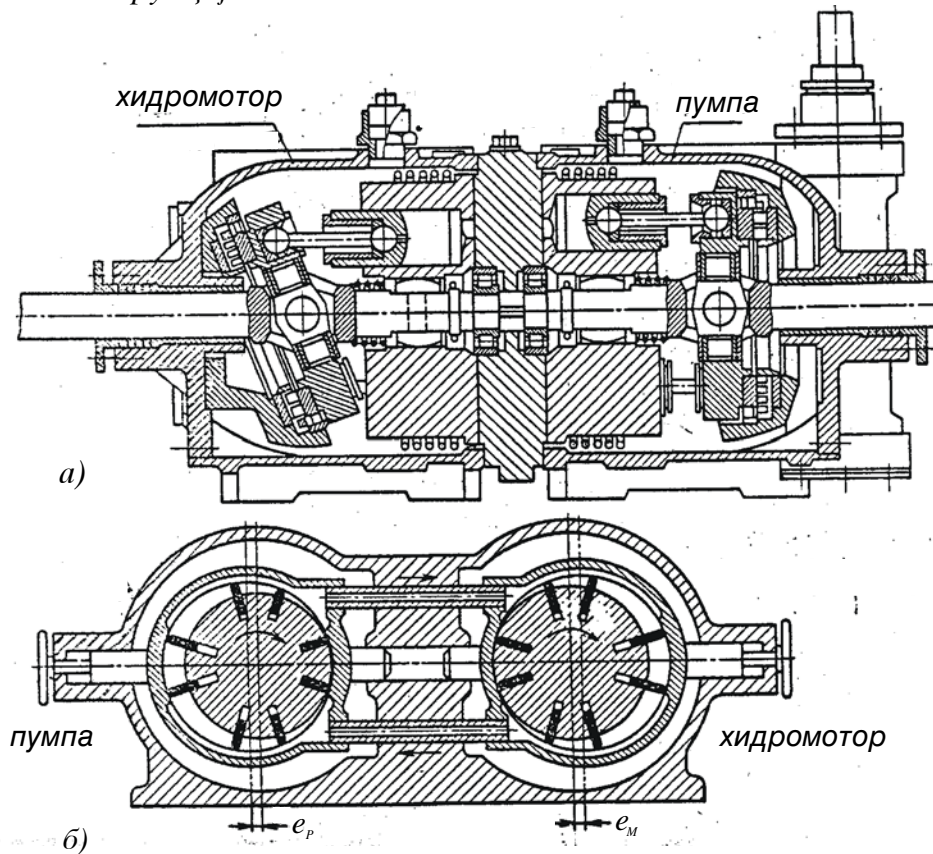
Кај преносниците со компактна конструкција притисната линија се изведува како заедничка, при што, работната течност потисната од пумпата директно настапува во хидромоторот, ја предава својата енергија, создавајќи соодветен вртежен момент на излезното вратило (види *Сл. 8.1* и *Сл. 8.2*). Одработената течност низ заеднички сливно-всисен вод повторно се всисува во пумпата. Постојат конструкции, во кои всисната и сливната линија се изведени како посебни, при што агрегатот содржи и посебен резервоар со работна течност (*Сл. 8.3*).

На Сл. 8.2 прикажани се соодветни конструкции на компактни преносници од аксијално-клипен тип (а) и крилен тип (б), додека на Сл. 8.3 е прикажан хидрауличен преносник со ротационо движење од радијално-клипен тип. Доколку во преносникот се вградени регулациони машини (Сл. 1.5), регулацијата на агловата брзина на преносникот може да се оствари со промена на работниот волумен на пумпата или на хидромоторот (види Сл. 8.1 и Сл. 8.2).

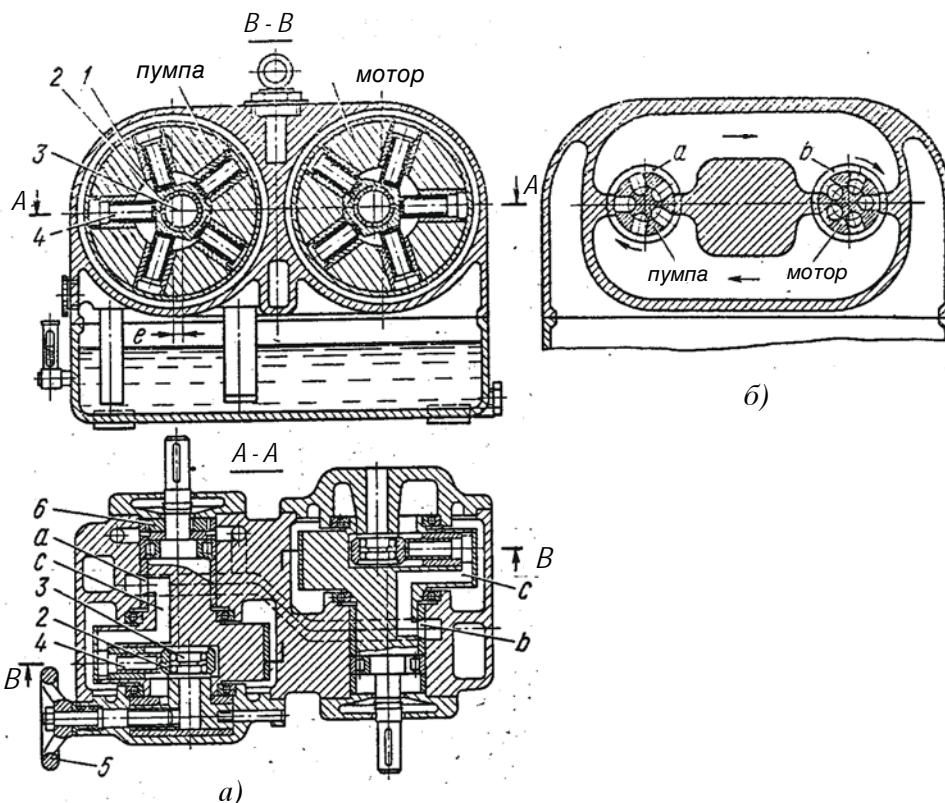
На пример, во конструкцијата со аксијално клипни машини со наклонет диск, како на Сл. 8.1, регулацијата се врши со промена на работниот волумен на пумпата со промена на аголот γ_p (со задвижување на наклонетиот диск 2, со помош на регулациониот механизам 1). Во конструкцијата со регулациони крилни машини, како на Сл. 8.2б, овозможена е промена на работниот волумен и на пумпата и на хидромоторот со промена на ексцентрицитет e_p или e_m (со задвижување на статорот на пумпата или хидромоторот).



Сл. 8.1: Принципиелна шема на хидрауличен преносник со комбактна конструкција



Сл. 8.2: Хидраулични преносници со комбактна конструкција од аксијално-клипен (а) и крилен (б) тип



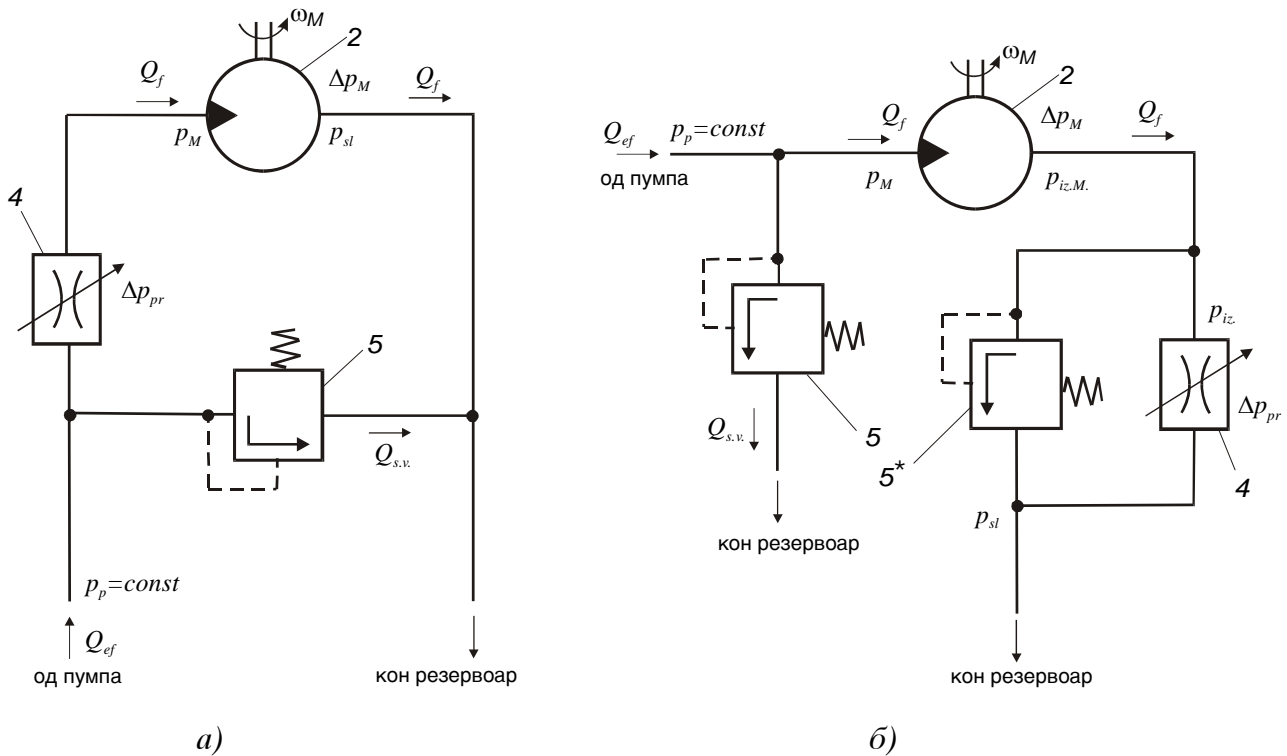
Сл. 8.3: Хидрауличен преносник од радијално-клишен тип со рамно насочување

8.2. РЕГУЛАЦИЈА НА АГОЛНАТА БРЗИНА

Согласно основните принципи изложени во поглавјето 1.4, регулацијата на аголната брзина се остварува со промена на големината на фактичниот проток којшто настапува во хидромоторот (Q_f). Во основа регулацијата се остварува на два основни начини: пригушна и волуменска регулација.

8.2.1 ПРИГУШНА РЕГУЛАЦИЈА

Основите на пригушната регулација изложени се во поглавието 1.4, според кои промената на аголната брзина се остварува со промена на фактичниот проток на хидромоторот Q_f , со одвојување на дел од течноста низ сигурносниот вентил 5 (види Сл. 1.4 и Сл. 8.4a). При тоа, регулираниот пригушник 4 создава отпор во притисната линија, притисокот се зголемува над дозволената вредност ($p_p > p_{doz}$), што предизвикува отворање на вентилот за ограничување на притисокот 5 и дел од течноста се прелива во резервоарот 6, а кон хидромоторот струи проток $Q_f = Q_{ef} - Q_{s.v.}$. За потполно отворен вентил 4, протокот е $Q_f = Q_{ef}$. Истиот ефект се постигнува и со инсталирање на пригушниот вентил во сливната линија на хидромоторот (Сл. 8.4б). Последниов начин на регулација наоѓа примена во хидраулични преноси што работат во режими со поголеми забрзувања на хидромоторот.



Сл. 8.4: Принципиелни шеми на пригушна регулација на аголна брзина на хидромотор

Во првиот случај (Сл. 8.4а) важат следниве соодноси на притисокот:

$$p_p = \Delta p_{pr} + \Delta p_M \quad (8-1)$$

каде се:

Δp_{pr} - пад на притисок во пригушниот вентил 4.

$\Delta p_M = M_{T.M} / w_M$ - пад на притисок во хидромоторот.

Според тоа, падот на притисок во пригушникот ќе биде:

$$\Delta p_{pr} = p_p - \frac{M_{T.M}}{w_M} = p_p - M_{T.M} \frac{2\pi}{q_M} = p_p - \frac{P_{T.M}}{\omega_M} \frac{2\pi}{q_M} \quad (8-2)$$

За случај како на Сл.8.4б:

$$p_p = \Delta p_M + p_{iz} \quad (8-3)$$

Според Сл.8.4б, доколку се усвои дека $p_{sl} \approx 0$, притисокот на излезот од хидромоторот ќе биде $p_{iz} \approx \Delta p_{pr}$, односно падот на притисокот во пригушникот може да се определи на ист начин како во претходниот случај:

$$\Delta p_{pr} = p_p - \Delta p_M = p_p - M_{T.M} \frac{2\pi}{q_M} = p_p - \frac{P_{T.M}}{\omega_M} \frac{2\pi}{q_M} \quad (8-3a)$$

Очигледно, во двата случаи, според израз (8-2) т.е. израз (8-3а), доколку е $p_p = const$, со промена на Δp_{pr} се менува соодветно и Δp_M . Од каде следи и промена на теоретскиот момент на хидромоторот, $M_{T.M} \neq const$.

Од друга страна, протокот низ пригушникот, Q_{pr} е еднаков на фактичниот протокот којшто влегува (или излегува) од хидромоторот Q_f :

$$Q_{pr} = Q_f = Q_{ef} - Q_{s.v.}$$

Од тука, за случај на константен ефективен проток на пумпата $Q_{ef} = const$, вредноста на Q_f се менува со промена на протокот низ вентилот за ограничување на притисокот 5 ($Q_{s.v.}$). Неговата големина може да се определи и преку падот на притисокот во пригушникот со изразот:

$$Q_{pr} = \mu A_{pr} \sqrt{\frac{2\Delta p_{pr}}{\rho}} = Q_f \quad (8-4)$$

Аголната брзина на хидромоторот $\omega_M = Q_{T.M} / w_M$ може да се определи со помош на изразот (8-4), односно изнесува:

$$\omega_M = \frac{Q_f \eta_{v.M}}{w_M} = \eta_{v.M} \mu \frac{A_{pr}}{w_M} \sqrt{\frac{2\Delta p_{pr}}{\rho}} \quad (8-5)$$

каде се:

A_{pr} - проточна површина на пригушникот;

μ - коефициент на истекување низ пригушникот (за поголем број пригушни вентили обично $\mu \approx 0,62$;

$\eta_{v.M} = Q_{T.M} / Q_f$ - волуменски коефициент на корисно дејствие на хидромоторот;

ρ - густина на работната течност.

Според изразот (8-5), очигледно е дека со пригушување во пригушниот вентил 4, односно со промена на Δp_{pr} , се менува (регулира) и аголната брзина на хидромоторот (односно преносникот) ω_M .

Како што е објаснето во поглавието 1.4, пригушната регулација е пропратена со губиток на енергија (моќност), $P_{s.v} = P_{ef} - P_f$, што во крајна линија резултира во загревање на работната течност. Од овие причини, овие преноси обично се изведуваат за моќности помали од 7 kW. За поголеми снаги, задолжителен е ладилник на работната течност, инсталиран најчесто во резервоарот.

Изразот:

$$n_{T.M} = n_P \frac{e_P}{e_M} k$$

се однесува и за преносник од крилен тип, изведен со ротационо-крилни пумпа и хидромотор со еднократно дејствие. Коефициентот k (види израз (6-6) во глава 6) во овој случај изнесува:

$$k = \frac{b_P(\pi D_P - z_P s_P)}{b_M(\pi D_M - z_M s_M)} \quad (8-8)$$

За преносник со аксијално-клипни машини со наклонет диск (види Сл. 5.2б) во глава 5):

$$n_{T.M} = n_P \frac{\tan \gamma_P}{\tan \gamma_M} k \quad (8-9)$$

каде што е:

$$k = \frac{D_{b.P} d_P^2 z_P}{D_{b.M} d_M^2 z_M} \quad (\text{види израз (5-26) во глава 5}).$$

Со анализа на изразите (8-6) до (8-9), се доаѓа до заклучок дека ω_M , односно n_M , може да се менува (регулира) ако една од хидро-машините (пумпа или мотор) или двете се регулациони. Овдека се дадени два карактеристични случаи на регулација на агловата брзина на хидромоторот, односно преносникот:

a) ω_M се менува со промена на работниот волумен на пумпата q_P , односно $q_P \neq const$, при константен работен волумен на моторот, $q_M = const$, и исти промени на притисокот во пумпата и моторот, $\Delta p_P = \Delta p_M = \Delta p$.

Во овој случај, при промената на аголната брзина, соодветно се менува и средната пресметковна моќност $P_{T.M} \neq const$, додека теоретскиот вртежен моментот останува константен $M_{T.M} = const$):

$$P_{T.M} = k_1 \Delta p Q_{T.M} \approx k_1 \Delta p Q_{T.P} = k_P q_P$$

Претходниот доказ е очигледен од условот дека: $Q_{T.M} \approx Q_{T.P} = n_P q_P$ (за $\eta_{v.P} \approx \eta_{v.M} \approx 1$).

Променливоста на снагата се гледа директно и од зависноста од параметрите на моторот (за $n_{T.M} \neq const$, очигледно $P_{T.M} \neq const$):

$$P_{T.M} = M_{T.M} 2\pi n_{T.M} = k_M n_{T.M} \neq const$$

Непроменливоста на моментот се согледува од врската:

$$M_{T.M} = \frac{P_{T.M}}{2\pi n_{T.M}} = \frac{k_1 \Delta p Q_{T.M}}{k_2 n_{T.M}} = k \frac{\Delta p q_M n_{T.M}}{n_{T.M}} = const$$

б) ω_M се менува со промена на работниот волумен на хидромоторот, $q_M \neq const$, при константен работен волумен на пумпата, $q_p = const$, и исти промени на притисокот во пумпат и моторот, $\Delta p_p = \Delta p_M = \Delta p$.

Во овој случај, на ист начин како во претходниот, се докажува дека, со промената на агловата брзина се менува и вртежниот момент, $M_{T.M} \neq const$, а теоретската моќност останува непроменета, $P_{T.M} = const$:

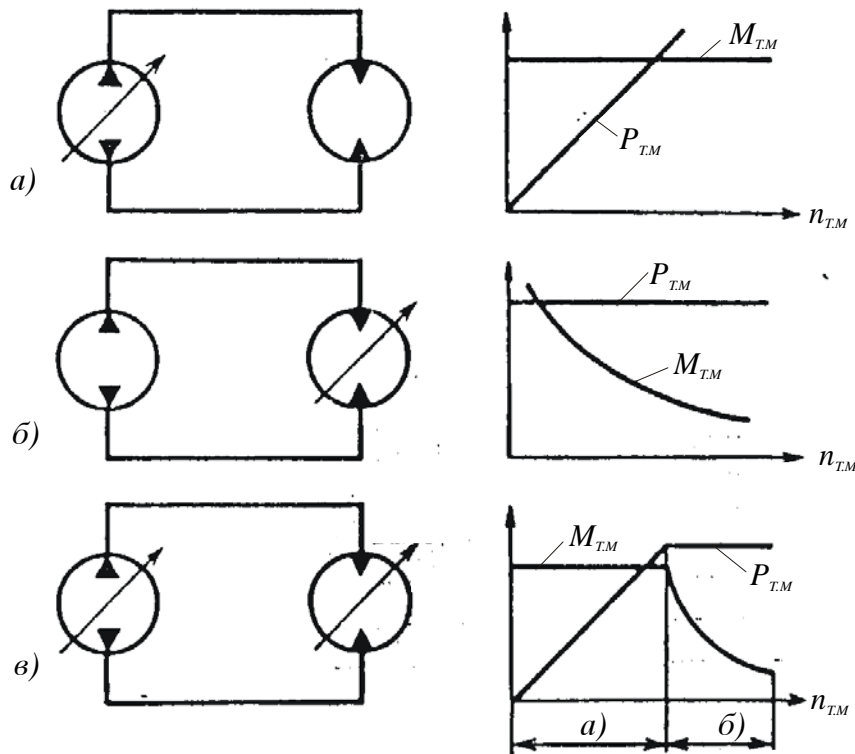
$$P_{T.M} = \Delta p_M Q_{T.M} \approx \Delta p_M Q_{T.P} = \Delta p q_p n_p = const$$

$$M_{T.M} = \frac{P_{T.M}}{2\pi n_{T.M}} = k \frac{\Delta p_M q_M n_{T.M}}{n_{T.M}} \neq const$$

Соодветните дијаграми на промена на теоретската моќност и момент во зависност од бројот на вртежи на хидромоторот се прикажани на Сл. 8.6:

- за случај кога регулација се врши со промена на работниот волумен на пумпата $q_p \neq const$ и $q_M = const$ на Сл. 8.6а;
- за случај кога регулација се врши со промена на работниот волумен на хидромоторот $q_M \neq const$ и $q_p = const$ на Сл. 8.6б;
- за случај кога и двете машини се регулациони $q_p \neq const$ и $q_M \neq const$ на Сл. 8.6в.

Промената на теоретските и ефективните вредности моќноста, моментот и бројот на вртежи на хидро-моторот (излезното вратило на преносникот) во зависност од регулациониот параметар на аксијално-клипна пумпа γ_p и регулациониот параметар на хидромоторот γ_M прикажани се на Сл. 8.7.



Сл. 8.6: Дијаграми за снага и моменти при волуменска регулација на преносник

Претходните зависимости изведени се со занемарување на волуменските загуби во пумпата и хидромоторот ($\eta_v \approx 1$). Во стварност, потребно е да се земе во обзир влијанието на истите, поради што ефективниот број на вртежи на моторот е помал од теоретски одредениот со изразот (8-6), односно $n_{ef.M} = n_M < n_{T.M}$.

Поаѓајќи од кинематската врска:

$$Q_{ef} = Q_f, \quad \text{односно} \quad Q_{T.P} \eta_{v.P} = \frac{Q_{T.M}}{\eta_{v.M}}$$

може да се дефинира т.н. волуменски коефициент на корисно дејствие на преносникот:

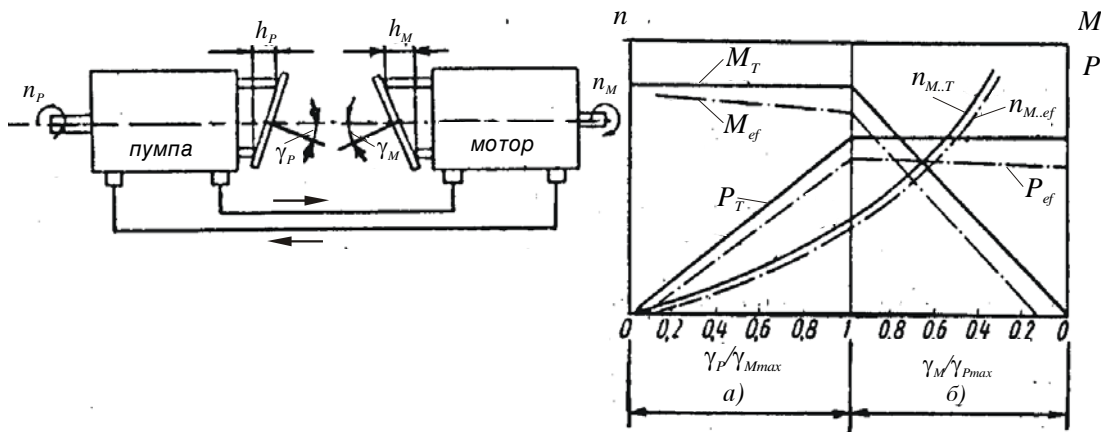
$$\eta_{v.pre} = \eta_{v.P} \eta_{v.M} = \frac{Q_{T.M}}{Q_{T.P}} = \frac{q_M n_{ef.M}}{q_P n_P} \quad (8-10)$$

Од изразот (8-10) може да се определи и ефективниот (вистинскиот) број на вртежи на моторот:

$$n_{ef.M} = n_M = \eta_{v.pre} \frac{q_P}{q_M} n_P = \eta_{v.pre} n_{T.M} \quad (8-11)$$

Со споредување на изразот (8-11) со изразот (8-6) се доаѓа до очигледниот заклучок дека $n_{ef.M} < n_{T.M}$.

Промената на $n_{T.M}$ и $n_{ef.M}$ при волуменска регулација на хидрауличен преносник од аксијално-клипен тип прикажана е на соодветниот дијаграм на Сл. 8.7.



Сл. 8.7: Дијаграм на теоретски и ефективни големини при регулација на преносник од аксијално-клипен тип

За хидрауличните преносници може да се дефинира и т.н. преносен однос на преносникот, дефиниран како однос на аголите брзини на моторот и пумпата:

$$i_{pre} = \frac{n_M}{n_P} = \eta_{v.pre} \frac{q_P}{q_M} \quad (8-12)$$

Со волуменската регулација се остварува континуирана промена на аголната брзина на моторот, со занемарливи загуби во енергија (за разлика од пригушната регулација). Теоретски, ω_M може да се менува од бескрајно мала вредност до бескрајно голема. Во стварност, се остварува голем дијапазон на регулација на ω_M , со обезбедена континуирана промена од многу мала вредност до многу голема.

Во практиката постигнати се следниве соодноси меѓу максималниот и минималниот број на вртежи на преносникот (моторот), за состојби кога коефициентот на корисно дејствие е сеуште во оптималното подрачје ($\eta_{t,pre} = \eta_{opt} \approx \eta_{max}$):

- $n_{M,max} : n_{M,min} = 50 : 1$, доколку регулацијата се врши со промена на работниот волумен на пумпата ($q_p \neq const$, $q_M = const$);
- $n_{M,max} : n_{M,min} = 10 : 1$, за регулација со хидромоторот ($q_M \neq const$ и $q_p = const$);
- $n_{M,max} : n_{M,min} = 1000 : 1$, доколку регулацијата се обавува и со пумпата и со хидромоторот ($q_p \neq const$ и $q_M \neq const$), при што тоталниот коефициент на корисно дејствие се смалува во дозволени граници.

При тоа, минималниот број на вртежи на хидро-моторот (преносникот) обично изнесува:

$$n_{M,min} = 2 \div 3 \text{ vr/min за } M_{ef} > 100 \text{ Nm};$$

$$n_{M,min} = 3 \div 16 \text{ vr/min за } M_{ef} = 3 \div 20 \text{ Nm}.$$

Со хидрауличните волуменски преносници може да се оствари и промена на насоката на движење (реверсирање), во основа на два начина:

- Со помош на посебен распоредник 3 (види *Сл. 1.3* и *Сл. 1.4* во поглавје 1.4), кај преносници со нерегулациони волуменски машини.
- Со промена на насоката на струење во пумпата, односно хидро-моторот, што се постигнува со промена на знакот на регулациониот параметар (ексцентрицитетот "e", или аголот на наклон на дискот " γ "), кај преносници со регулациони волуменски машини (радијално-клипни, крилни и аксијално-клипни- види *глави 4,5* и *6*).

8.3. КОЕФИЦИЕНТ НА КОРИСНО ДЕЈСТВИЕ НА ПРЕНОСНИКОТ

Согласно основните изложени во поглавието 3.8, загубите на моќност (енергија) се причинети од волуменските, механичките и хидрауличните загуби во пумпата и моторот, но исто така и од хидрауличните загуби низ магистралата на работната течност.

Доколку се работи за хидрауличен преносник со компактна конструкција, хидрауличните загуби (падот на притисок) помеѓу пумпата и моторот можат да се занемарат ($\eta_h \approx 1$), при што тоталниот коефициент на корисно дејствие на преносникот може да се изрази како:

$$\eta_{t,pre} = \frac{P_{ef.M}}{P_{pr.P}} = \eta_{t.P} \eta_{t.M} \quad (8-13)$$

Односно, согласно изводите во поглавието 3.8:

$$\eta_{t.pre} = \eta_{v.P} \eta_{meh.P} \eta_{v.M} \eta_{meh.M} \quad (8-13a)$$

За преносниците од одвоена конструкција потребно е да се земат предвид и хидрауличките загуби, поради линиските и локалните отпори во магистралата на работната течност, односно сумарните загуби на притокот Δp_{tr} во сите цевоводи кои ги спојуваат пумпата и моторот. Соодветно на овие загуби, се дефинира и т.н. хидрауличен коефициент на корисно дејствие на преносникот (според ознаките на Сл. 8.5):

$$\eta_{h.pre} = \frac{\Delta p_M}{\Delta p_p} = \frac{p_M - p_{sl}}{p_p - p_{vs}} \quad (8-14)$$

којшто може да се изрази и преку вкупните загуби во притисок во магистралата на работната течност Δp_{tr} :

$$\eta_{h.pre} = \frac{p_p - \Delta p_{tr}}{p_p} = 1 - \frac{\Delta p_{tr}}{p_p} \quad (8-14a)$$

Согласно скицата на Сл. 8.5) во изразите (8-14) и (8-14a), користени се следниве ознаки за соодветните големини:

p_p и p_{vs} - потисен и всисен притисок на пумпата;

p_M и p_{sl} - притисок на влез и излез на хидромоторот;

$$p_M = p_p - \Delta p_{tr.prit.vod}$$

$$p_{sl} = p_{vs} + \Delta p_{tr.pov.vod}$$

$\Delta p_{tr.prit.vod}$ - загуби во притисок во притисниот вод;

$\Delta p_{tr.pov.vod}$ - загуби во притисок во повратниот вод вод (види Сл. 8.5);

$\Delta p_{tr} = \Delta p_{tr.prit.vod} + \Delta p_{tr.pov.vod}$ - вкупни загуби во притисок во магистралата на работната течност.

Според тоа, тоталниот коефициент на корисно дејствие за хидрауличен преносник со одвоена конструкција ќе биде:

$$\eta_{t.pre} = \eta_{t.P} \eta_{t.M} \eta_{h.pre} \quad (8-15)$$

Доколку е позната вредноста на $\eta_{t.pre}$, може да се пресмета и корисната (ефективната) моќност на преносникот преку приведената (види израз (8-13)):

$$P_{kor.pre} = P_{ef.M} = P_{pr.P} \eta_{t.pre} \quad (8-16)$$

Промената на теоретските и ефективните вредности на моќноста, моментот, како и аголната брзина, во зависност од промената на регулациониот параметар (γ/γ_{max}), при регулација на хидрауличен преносник од аксијално-клипен тип, може да се согледа од соодветниот дијаграм прикажан на Сл. 8.7. Регулацијата се врши со промена на работниот волумен на пумпата (подрачје "а") и хидромоторот (подрачје "б"). Очигледно е смалувањето на ефективните вредности во однос на теоретските, причинето од загубите во преносникот.

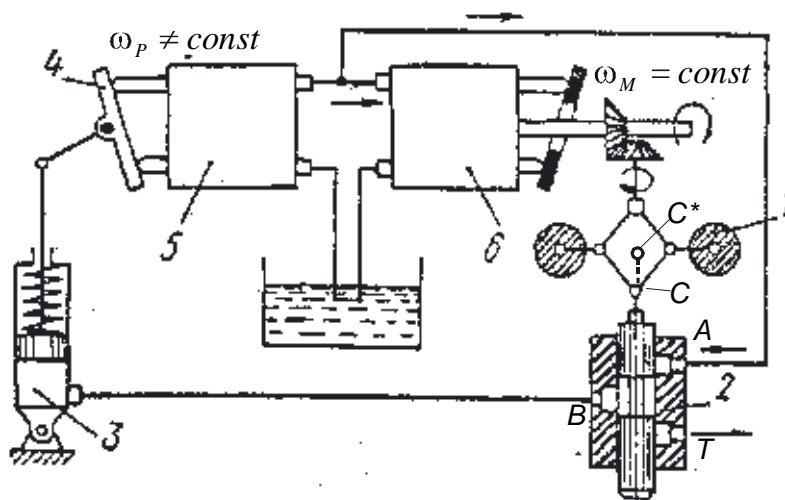
8.4 ХИДРАУЛИЧНИ ПРЕНОСНИЦИ СО КОНСТАНТНА АГОЛНА БРЗИНА

Во претходните поглавија беше анализирана регулација на хидрауличен преносник, во којшто е потребна промена на аголната брзина на излезното вратило ($\omega_M \neq const$). Меѓутоа, во практиката се среќаваат случаи во кои е потребно преносникот да обезбедува константна аглова брзина ($\omega_M = const$), при променлива аголна брзина на пумпата ($\omega_p \neq const$) и променливо оптеретување на вратилото на хидромоторот ($M_{ef} \neq const$).

Типичен пример на примена на ваквата регулација е во авионскиот хидрауличен пренос за погон на електрогенераторот, за којшто е потребна константна аголна брзина. Според *Сл. 8.8*, пумпата 5 добива погон од авионскиот мотор ($\omega_p \neq const$), а хидромоторот 6 е споен со авионскиот електрогенератор. Ваквите хидраулини преноси обично го носат и името *стабилизирачки преносници*.

Стабилизацијата на аголната брзина на преносникот ($\omega_M = const$) се остварува со нејзино регулирање најчесто со помош на центрифугален или електрохидрауличен регулатор, којшто делува врз механизмот за промена на протокот (работниот волумен) на пумпата.

Соодветни шеми, на хидрауличен преносник со центрифугален регулатор на брзината, како и електрохидраулично далечинско управување на хидро-преносник, прикажани се на *Сл. 8.8* и *Сл. 8.11*.



Сл. 8.8: Принципиелна шема на хидро-преносник со центрифугален регулатор

Согласно *Сл. 8.8*, при промена на ω_M , центрифугалниот регулатор 1 делува на разводникот 2, којшто ја насочува течноста кон силивиот цилиндер 3, а овој од своја страна делува врз наклонот на дискот 4, со што се менува работниот волумен на пумпата q_p , односно протокот на пумпата Q_{ef} , а со тоа и протокот којшто настапува во хидромоторот Q_f . Промената на Q_f овозможува усогласување на аголната брзина ω_M до бараната вредност ($\omega_M = const$).

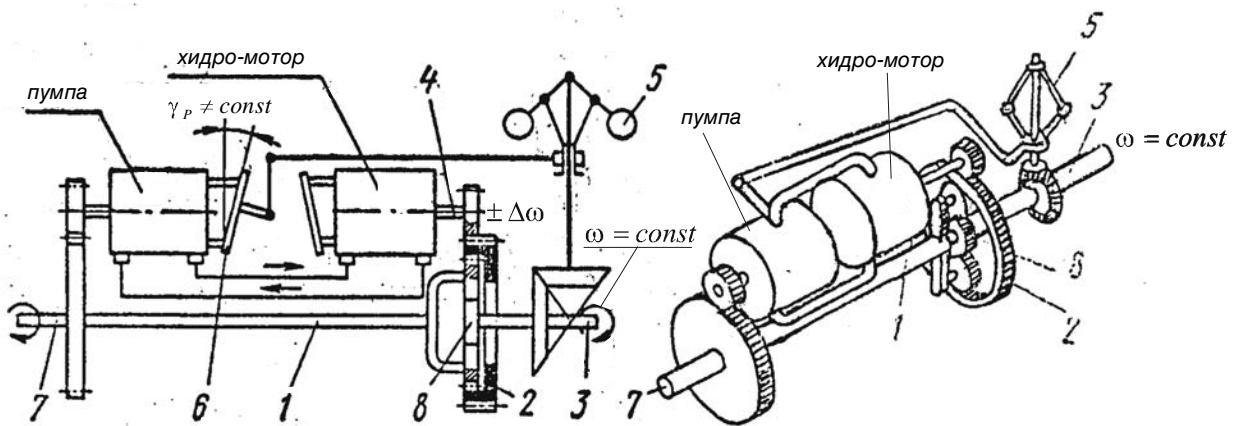
На пример, доколку настани зголемување на ω_M , теговите на регулаторот 1 се шират, што овозможува подигање на точката C заедно со клипчето на разводникот 2 (нова положба C*). При тоа, приклучокот A се поврзува со приклучокот B,

овозможувајќи довод на течноста од притисната линија во цилиндерот 3. Течноста под притисок делува врз клипот на цилиндерот 3, којшто се подига и овозможува задвижување на наклонетиот диск 4 во насока на намалување на аголот на наклон γ_p , што предизвикува смалување на Q_{ef} т.е Q_f , односно смалување на ω_M до потребната константна вредност ($\omega_M = Q_{T.M} / w_M$).

8.5 ХИДРОМЕХАНИЧКИ И ХИДРОДИФЕРЕНЦИЈАЛНИ ПРЕНОСНИЦИ

Коефициентот на корисно дејствие кај хидрауличните преносници има голема вредност доколку пумпата и хидромоторот работат во оптимални подрачја. Меѓутоа, при отстапување од оптималното подрачје на работа може да се јави значително смалување на $\eta_{t.pre}$. Од овие причини, често пати се врши оптимизација со изведување на комбинирана конструкција на механички и хидрауличен пренос. При тоа, поголем дел од моќноста се пренесува преку механичкиот, а помал преку хидрауличкиот, којшто ја игра само улогата на регулирање на аголната брзина.

Пример на типичен хидро-механички преносник со константна аголна брзина, со регулациона пумпа и нерегулационен хидромотор, прикажан е на Сл. 8.9. Со цел да се постигне што е можно по оптимална вредност на коефициентот на корисно дејствие ($\eta_{t.pre} \approx 0,85$ за слична конструкција), најголем дел од моќноста се предава по механички пат (планетарен механизам), а помал преку хидрауличкиот пренос.

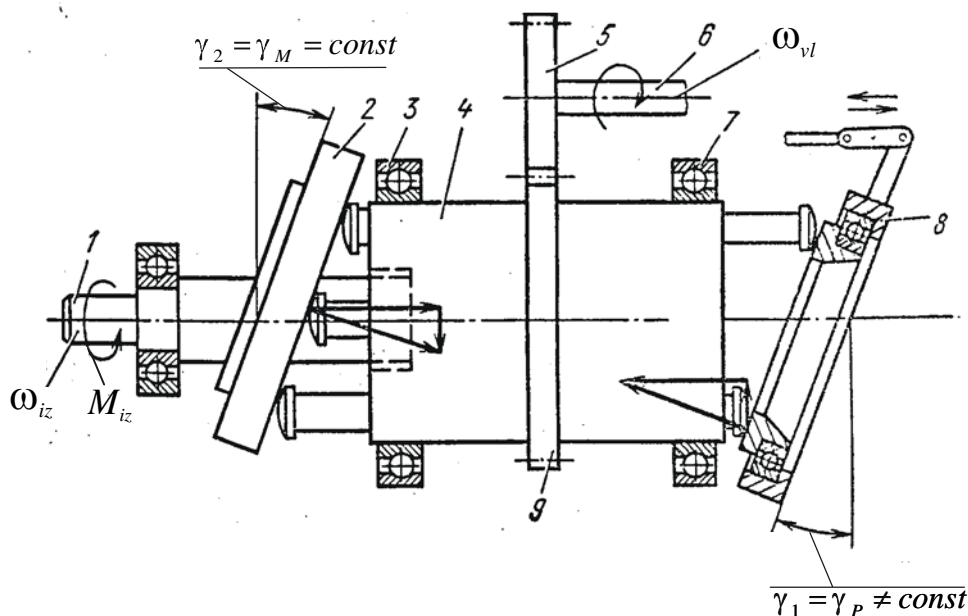


Сл. 8.9: Шема на хидромеханички преносник со ротационо движење и константна аголна брзина

Во овој случај, хидрауличниот пренос обезбедува само потребна диференцијална аголна брзина ($+\Delta\omega$ или $-\Delta\omega$) на излезното вратило 3. Моќноста се пренесува од влезното вратило 7 преку механичкиот пренос 1 и 8 кон излезното вратило 3. Доколку излезното вратило ја има потребната аголна брзина ($\omega_3 = const$), хидрауличниот пренос не функционира ($\gamma_p = 0$). Ако се појави некое зголемување, или смалување на ω_3 , центрифугалниот регулатор се подигнува или спушта, и преку соодветниот механизам адекватно го зголемува или смалува аголот на наклон на дискот на пумпата ($\gamma_p \neq 0$). Промената на γ_p го активира хидрауличниот пренос, односно создава определен проток на течност према хидромоторот, којшто преку

механичкиот пренос (4 и 2) предизвикува соодветно кочење ($-\Delta\omega$) или гонење ($+\Delta\omega$) на планетарниот механизам, односно усогласување на агловата брзина на излезното вратило на нејзината константна вредност ($\omega_3 = const$).

Диференцирањето на агловата брзина може да се оствари и без примена на посебен планетарен или диференцијален механизам, односно со помош на т.н. хидродиференцијален преносник (види Сл. 8.10).



Сл. 8.10: Принципиелна шема на хидродиференцијален преносник

Кај хидродиференцијалниот преносник, двата канала по кои се пренесува моќноста се реализираат преку работната течност. Во овој случај, и пумпата (регулациона) и хидромоторот (нерегулационен) изведени се во заедничко тело 4, поставено на лежиштата 3 и 7. Вртежниот момент, преку запчестиот пар (5 и 9), се пренесува на излезното вратило на хидромоторот 1. При тоа, при било која вредност на $\omega_1 = \omega_{iz}$, аголот на наклон на хидромоторот е константен ($\gamma_2 = \gamma_M = const$), а регулацијата се остварува со промена на аголот на наклон на пумпата ($\gamma_1 = \gamma_P \neq const$).

Доколку дискот 8 се наоѓа во нулта положба, $\gamma_1 = 0$, се остварува чврста врска помеѓу влезното 6 и излезното вратило 1. Односно, ако се занемарат волуменските загуби, излезната аголната брзина ќе биде:

$$\omega_{iz} = \frac{z_5}{z_9} \omega_{vl} = \omega_M \quad (8-17)$$

Ако дискот 8 се наклони за определен агол $\gamma_1 \neq 0$, покрај основното движење пренесено преку 4, хидромоторот ќе добие и дополнително релативно движење кое, во зависност од насоката на протокот на пумпата ($+\gamma_1$ или $-\gamma_1$), ќе ја зголемува или смалува излезната аголна брзина, односно:

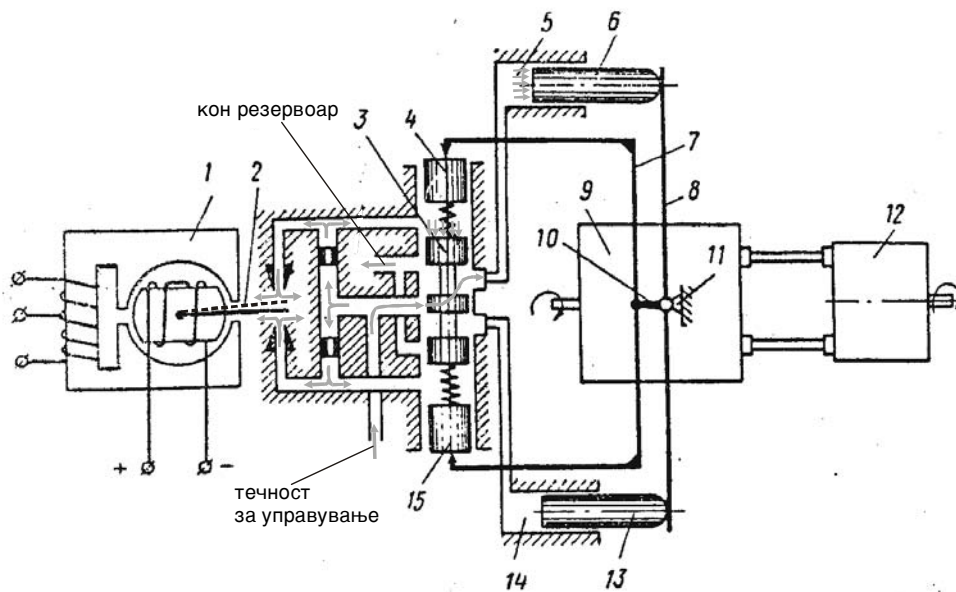
$$\omega_{iz} = \omega_M = \frac{z_5}{z_9} \left(1 + \frac{\tan \gamma_1}{\tan \gamma_2} \right) \omega_{vl} \quad (8-18)$$

За ист број на заби на запчениците 5 и 9 ($z_5 = z_9$), аголната брзина ќе биде:

$$\omega_{iz} = \left(1 + \frac{\tan \gamma_1}{\tan \gamma_2} \right) \omega_{vl} \quad (8-18a)$$

8.6 ЕЛЕКТРО-ХИДРАУЛИЧКО ДАЛЕЧНСКО УПРАВУВАЊЕ НА ХИДРО-ПРЕНОСИК

За регулација на протокот на пумпата, со тоа и агловата брзина на хидромоторот, често се применуваат хидраулички засилувачи со далечинско електро-хидрауличко управување. Типичен пример на ваква регулација е со т.н. двокаскаден хидрозасилувач којшто функционира на принципот млазник-плоча и соодветен електричен влез.



Сл. 8.11: Шема на автоматско електрохидраулично далечинско управување на хидрауличен преносник

Според Сл. 8.11, пумпата 9 е регулациона и се управува со помош на хидрауличниот засилувач 2 од типот млазник-плоча со соодветен електро-механички преобразувач 1, додека хидромоторот 12 е нерегулационен. При поместување на плочата 2 од нејзината средна положба, се нарушува рамнотежата на притисокот меѓу клипчињата 4 и 15 и разводникот 3; поради што плунжерот 3 се поместува на некоја големина, пропорционално на задвижувањето на плочата 2. Како резултат на задвижувањето на 3 (нагоре или надолу), се доведува течност под притисок соодветно во цилиндрот 5 или 14. Силата на притисок делува врз клипот 6 или 13, што овозможува соодветно задвижување на регулациониот елемент на пумпата, односно пропорционално смалување или зголемување на работниот волумен (или реверсирање по потреба). Очигледно дека, доколку плунжерот 3 се наоѓа во средна положба, притисокот во 5 и 14 е ист, полугата којашто го задвижува регулациониот елемент ќе биде во средна положба исто така.

На Сл. 8.11 со бледи линии прикажана е насоката на дејствие на притисокот на течноста за управување према цилиндрот 5 (задвижување на клипот 6), за случај кога плочата 2 се задвижува на горе (испрекинатата линија).

Г Л А В А

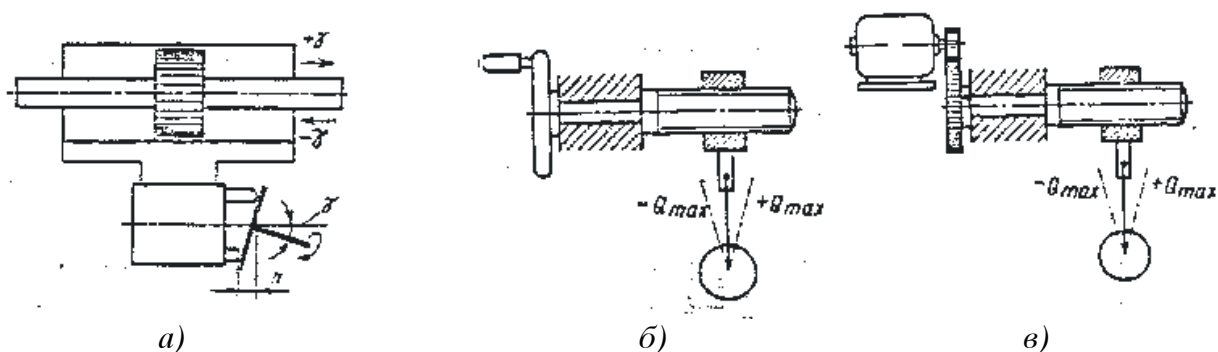
ДЕВЕТТА

9. РЕГУЛАЦИЈА КАЈ ХИДРАУЛИЧНИТЕ ВОЛУМЕНСКИ МАШИНИ

9.1 ПРИНЦИПИЕЛНИ ШЕМИ НА РЕГУЛАЦИЈА СО ПРОМЕНА НА ПРОТОКОТ ВО РЕГУЛАЦИОНА ПУМПА

Врз основа на изложената материја во претходните поглавија, основа за регулација на хидрауличните преноси претставува протокот којшто настапува во хидрауличниот двигател, односно т.н. фактички проток Q_f . Вредноста на Q_f може да се менува преку пригушна или волуменска регулација. Волуменската регулација, како што е истакнато во *поглавијата 1. и 8.*, има предност над пригушната од аспект на заштеда на енергија, односно загубите на енергија во овој случај можат да се сведат на минимум.

Принципот на волуменската регулација се базира на промена на работниот волумен на пумпата или хидромоторот, односно промена на регулациониот параметар на машината (ексцентрицитетот e кај радијално-клипните и крилните машини, односно аголот на наклон на дискот γ кај аксијално-клипните). Како што може да се согледа од *поглавието 8.2.2*, регулацијата на излезната брзина на хидропреносникот со помош на регулациона пумпа има поширок дијапазон. На пример, со промена на големината на аголот на наклон на дискот γ или неговиот знак $\pm\gamma$ се остварува и промената на брзината на клипот од работниот цилиндер (*Сл. 9.1a*), односно реверсира насоката на неговото движење.



Сл. 9.1: Принциџиелни шеми на реџулација на волуменска пумџа

Наједноставни примери на рачна и електромеханичка промена на работниот волумен q_p , односно реџулација на протокот на волуменската пумџа Q_{ef} прикажани се на Сл. 9.1б и Сл. 9.1в. Основен механички подсклоп во двата случаи претставува навојниот пар, а регулирачкиот елемент на пумпата (статорскиот прстен кај радијално-клипна или крилна пумџа со еднократно дејствие, односно дискот кај аксијално-клипна) се задвижува со помош на навртката.

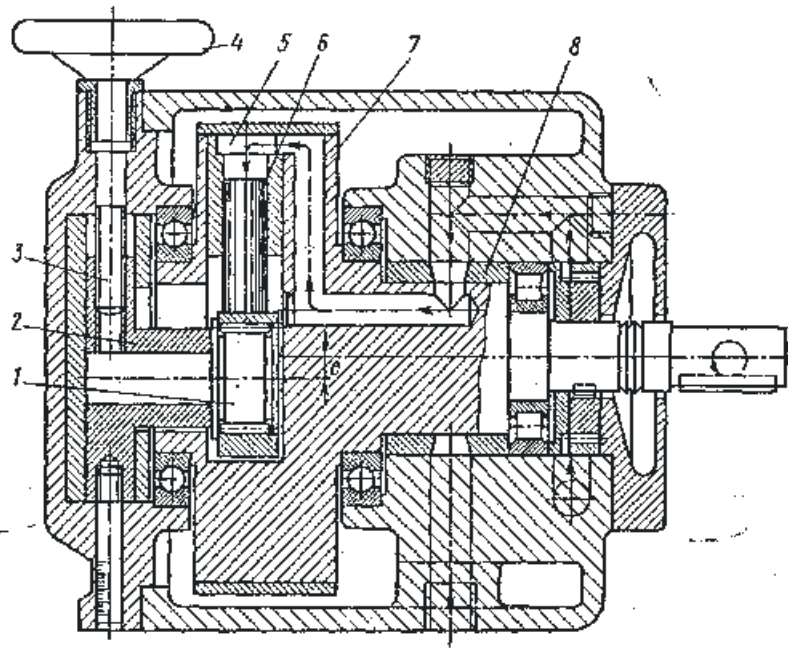
9.2 МЕХАНИЗМИ ЗА РАЧНА/МЕХАНИЧКА РЕѢУЛАЦИЈА

Во наредните примери прикажани се типични конструкции на рачна, односно механичка, реџулација на протокот кај определени типови на пумџи.

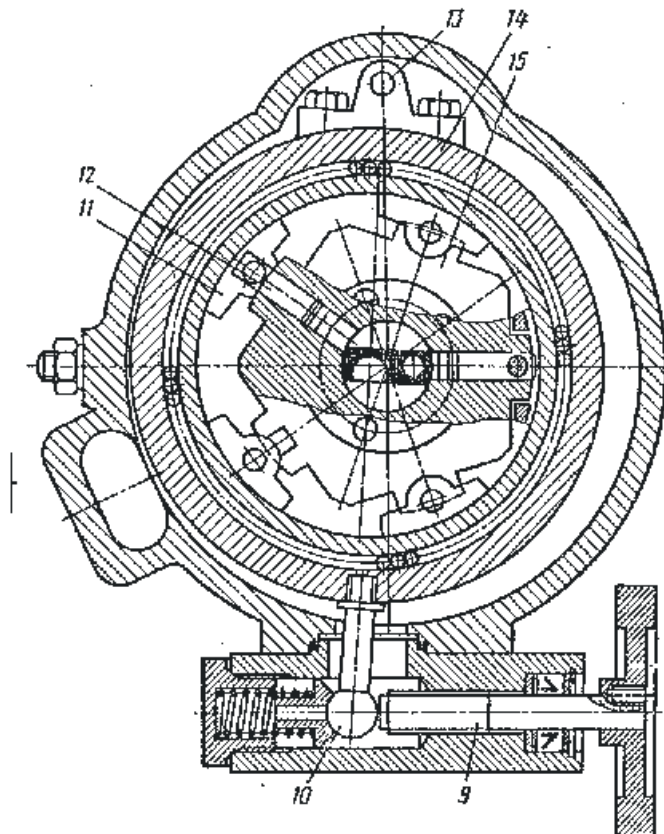
Примери на радијално-клипни пумџи со рачна реџулација на протокот дадени се на Сл. 9.2. Принципот на промена на работниот волумен (со тоа и протокот) кај радијално клипна пумџа со т.н. потпорен ексцентар се согледува од конструкцијата на Сл. 9.2а. Промената на големината на ексцентрицитетот e се остварува со промена на положбата на оската на потпорниот ексцентар 1 во однос на стационарната оска на цилиндровиот ротор 7. Ова задвижување на 1 се реализира со помош на рачното колце 4 преку навојниот пар 3, што предизвикува поместување на чаурата 2 во којашто е сместен ексцентарот 1. Разводот на работната течност кај оваа конструкција се обавува преку цилиндричниот прстен 8 во којшто се изведени полукружни разводни канали одвоени еден од друг. Припојувањето на клипчињата 6 кон ексцентарот се врши со помош на течност под притисок преку комората 5.

На Сл. 9.2б прикажан е принципот на промена на работниот волумен, како и можноста за реверсирање, кај радијално-клипна пумџа со развод на работната течност преку разводен ракавец. Истиот принцип може да се примени и за ротационо-крилна пумџа со еднократно дејствие. Промената на големината на ексцентрицитетот "e" се остварува со задвижување на статорот 14, во однос на оската на цилиндровиот блок 15, околу зглобот 13. Задвижувањето на статорот се врши со помош на "палецот" 10 и навојниот пар 9. Контактот помеѓу клиповите и статорската површина изведен е преку папучите 11.

Можно решение за рачна реџулација кај аксијално-клипна машина прикажано е на Сл. 9.3.



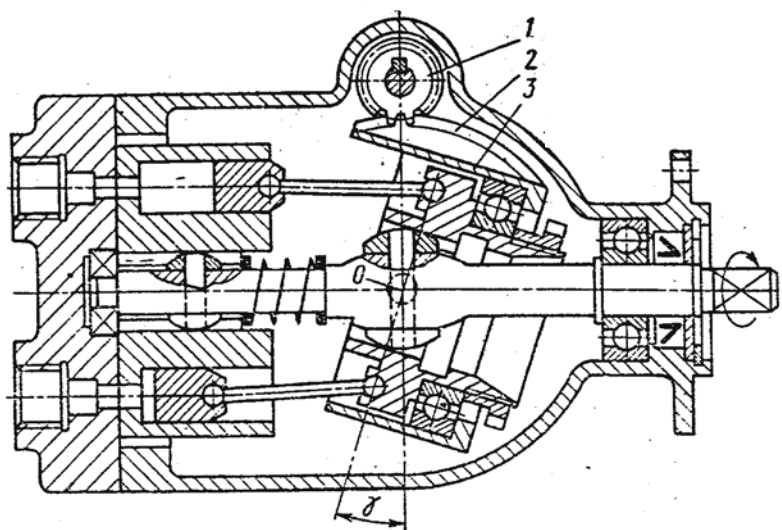
a)



б)

Сл. 9.2: Радијално-клијни пумпи со рачна регулација на пројшокој

Според Сл. 9.3, регулацијата на протокот се остварува со задвижување на наклонетиот диск 3 (промена на неговиот агол γ околу оската О (страничните лежишта во телото на пумпата). Задвижувањето на дискот се врши со помош на запченикот 1 и запчестиот венец 2.



Сл. 9.3: Аксијално-клипна пумпа со регулација на прошиокои со помош на зајчесиј механизам

9.3 РЕГУЛАЦИЈА СО ХИДРАУЛИЧЕН ПОГОН НА РЕГУЛИРАНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

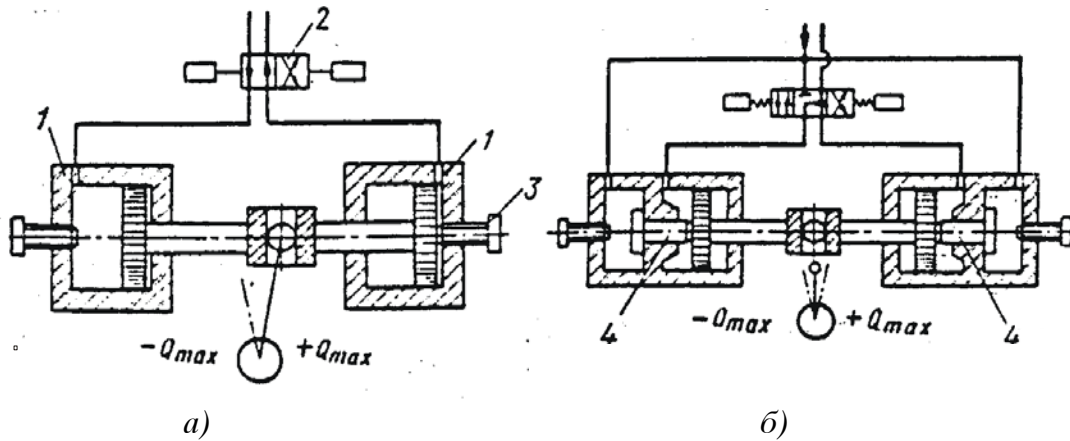
Во современите волуменски машини и преносници широка примена нашле механизми за регулација со хидраулички погон на регулираните елементи (наклонет диск или статорски прстен). Типични примери, на вакви хидраулички механизми за регулација, дадени се на соодветните шеми на Сл. 9.4.

На Сл. 9.4а прикажана е шема на хидрауличен регулатор со два цилиндри, со којшто се обезбедува:

- реверсирање на пумпата,
- движење во една насока со две брзини,
- движење во две насоки со по една брзина во секоја насока.

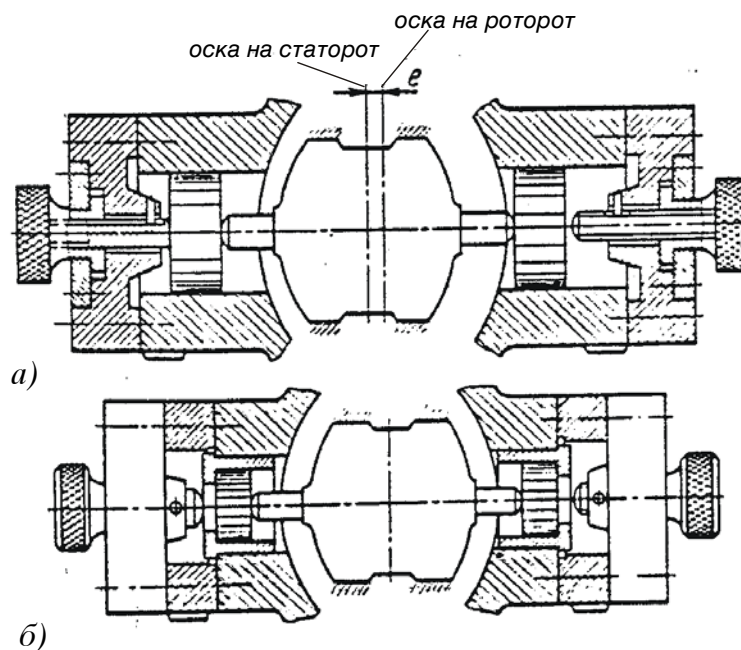
Одот на клиповите во цилиндрите 1 се ограничува со механичките граничници 3, со што се дотерува големината на регулирачкиот параметар ("e" или "γ"), а со тоа и големината на протокот во соодветната насока на ротација. За управување на хидрауличните цилиндри 1, најчесто изведени во телото на пумпата/моторот, обично се применуваат електромагнетни распоредници 2, кои соодветно ја распоредуваат течноста за управување кон левиот или десниот цилиндер.

Доколку е потребно воспоставување и фиксирање на регулираниот елемент во некоја средна положба (на пример нулти проток), најчесто се применува т.н. систем со тандем цилиндри (Сл. 9.4б). Во овој случај, за воспоставување на потребната положба, течноста за управување се доведува во двата надворешни цилиндри, чии клипови 4 го фиксираат регулираниот елемент во соодветната положба. Преку внатрешните цилиндри се остварува задвижување од фиксираната положба, на ист начин како на Сл. 9.4а, со соодветно вклучување на распоредникот.



Сл. 9.4: Шеми на хидраулични механизми за регулација на пројитокој

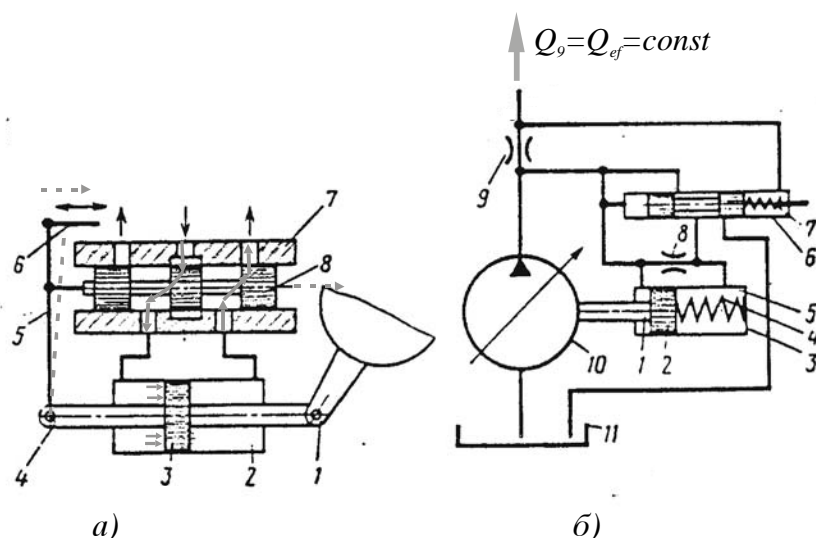
Соодветни можни конструкции на објаснетите хидраулични регулатори (според Сл. 9.4) за регулација на радијално-клипна или крилна пумпа, прикажани се на Сл. 9.5.



Сл. 9.5: Примери на конструкции на хидраулички механизми за регулација на пројитокој

Ако е потребно да се обезбеди постепено регулирање на протокот, за задвижување на регулираниот елемент 1 се применува хидрозасилувачки серво-механизам со чврста повратна врска (како на Сл. 9.6а), во којшто како контролирана променлива големина се јавува положбата на клипот 3, која следи после соодветното поместување на плунжерот 8 од распоредникот 7. При задвижувањето на управувачката полука 6, соодветно се задвижува и плунжерот 8, а како резултат течноста ќе настапи во соодветната страна на цилиндерот 2, чијшто клип 3 е поврзан со зглобот 1 на регулираниот елемент. Благодарение на дејствувањето на полука на повратната врска 5, којашто е поврзана со клипњачата 4, клипот 3 ќе го следи континуирано

задвижувањето на управувачкиот елемент 6. Со ваквиот регулатор се обезбедува доволна сила на излезот, за задвижување на регулираниот елемент 1, при мала сила на влезот (управувачката полуѓа).



Сл. 9.6: Принциџиелни шеми на а) реѓулаџор за џосџејено реѓулаџање и б) реѓулаџор за констџанџен џроџок

На Сл. 9.6б исто така прикажана е и шема на хидрауличен регулатор којшто обезбедува константен ефективен проток на пумпата. Овој регулатор обезбедува константен проток на пумпата при промена на агловата брзина на нејзиното вратило. Ваквиот регулатор наоѓа примена во хидраулични преноси во транспортните машини, авионите и слично, во коишто пумпата е директно кумплувана со вратилото на моторот со внатрешно согорување или гасната турбина.

Според Сл. 9.6б, регулираниот елемент на пумпата 10 се воспоставува, со помош на пружината 4, во потребната положба која одговара на соодветниот проток (на пример, максимален агол на наклон на дискот на аксијално-клипна пумпа γ_{\max} за $Q_{ef, \max}$). Левата страна на цилиндерот 3 е поврзана непосредно со потисната линија, а десната страна (просторот 5) соединета е со потисната линија преку распоредникот 6 и пригушникот 8. Во потисната линија инсталиран е пригушник со дијафраѓа 9; при што, се додека се одржува константен пад на притисок во 9, и протокот во притисната линија ќе биде константен (за $\Delta p_9 = const$, одговара $Q_0 = Q_{ef} = const$, што се воспоставува со регулирано затегнување на пружината 7 во распоредникот 6.

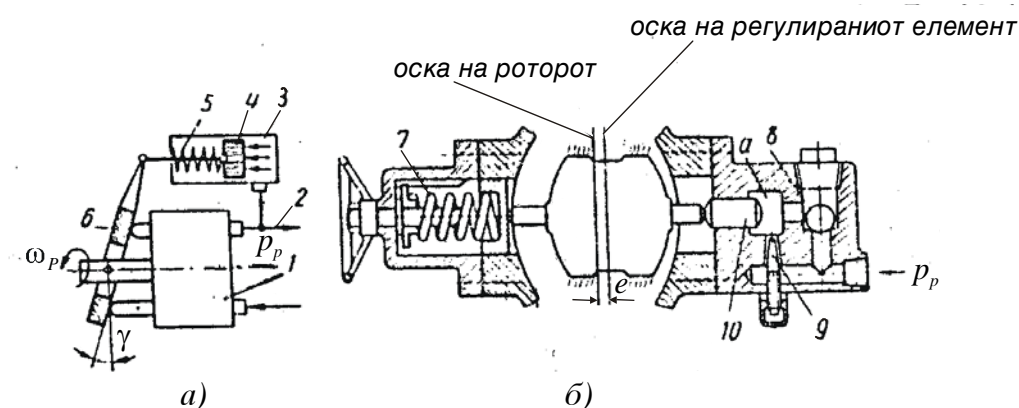
При зголемување на аголната брзина на пумпата ω_p се зголемува и Q_{ef} , а со тоа и падот на притисок во пригушникот 9 ($\Delta p_9 = \xi \frac{\rho v_9^2}{2}$). Поради зголемувањето на Δp_9 , плунжерот во 6 се задвижува во десно, збивајќи ја пружината 7, со што го одвојува просторот 5 од потисната линија и го поврзува со резервоарот 11. При тоа, пригушникот 8 ќе го подржува притисокот во левиот простор на цилиндерот 1, под чие дејствие клипот 2 ќе ја собие пружината 4 (под дејствие на сила $F_{p1} > F_{p5} + F_4$), смалувајќи го аголот на наклон на дискот γ на вредност којашто одговара на потребната константна вредност на протокот.

При смалување на ω_p , се смалуваат Q_{ef} и Δp_9 , **6** се задвижува во лево под дејствие на пружината **7**, што предизвикува одвојување на просторот **5** од резервоарот **11** и негово поврзување со потисната линија, што резултира во задвижување на клипот **2** во лево (поради $F_{p5} + F_4 > F_{p1}$) со што се зголемува вредноста на γ на вредност која одговара на константен Q_{ef} . При $\omega_p = const$, клипот **2** зафаќа средна положба претходно подесена со пружината **4**.

9.4. АВТОМАТСКА РЕГУЛАЦИЈА НА ПРОТОКОТ ВО ЗАВИСНОСТ ОД ПРИТИСОКОТ - ПРИТИСНА РЕГУЛАЦИЈА

Многу често, во примената на хидрауличните преноси, се среќаваат системи со регулација со повратна врска во зависност од притисокот во притисната линија (системи на дијапазонски притисок). Кај овие системи, излезниот (потисниот) притисок се користи како сигнал за ограничување на протокот на работната течност.

Типичен пример на ваквата регулација на протокот претставен е со шемата на Сл. 9.7а. Во потисната линија **2** на регулационата аксијално-клипна пумпа **1** приклучен е пружинскиот регулатор **3**, којшто е поврзан со наклонетиот диск **6** и функционира на определен дијапазон на притисокот. При зголемување на потисниот притисок над зададената номинална вредност, $p_p > p_{nom}$, под дејствие на силата од притисок се задвижува клипчето **4** и собива пружината **5**, а со тоа преку полугата (клипњачата) се делува на задвижување на дискот **6**, односно на соодветно смалување на неговиот агол на наклон γ и протокот на пумпата Q_{ef} . На Сл. 9.7б прикажана е соодветна конструктивна шема на ваков регулатор, применет во регулациона радијално-клипна пумпа.

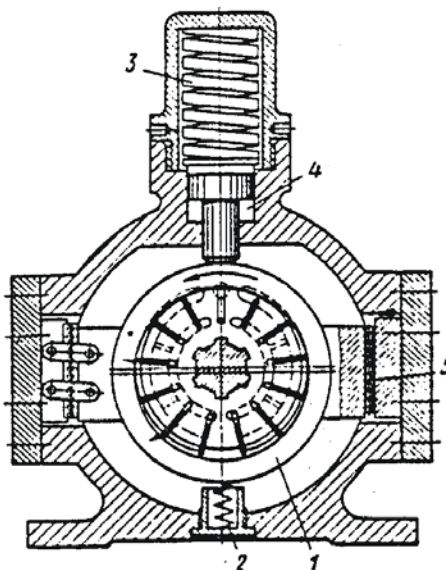


Сл. 9.7: Шеми на механизми за автоматска регулација на протокоци во зависност од притисокот

Според Сл. 9.7б, течноста со притисок p_p се доведува од потисната линија, преку пригушникот **9**, во комората **a** и дејствува врз плунжерот (**10**), којшто е оптеретен со пружината **7**. За определен $p_p > p_{nom}$, се совладува силата на пружината **7** и клипчето го задвижува регулираниот елемент (статорот) во насока на смалување

на ексцентрицитетот e . Овој регулатор е снабден со неповратен вентил 8 и пригушник (9), со помош на кои се остварува регулирање на брзината на промена на протокот.

Прикажаната конструкција на Сл. 9.7б може да се примени и како притисен регулатор на протокот кај крилна пумпа со еднократно дејствие. Постојат и други конструкции, развиени од различни производители. Една од конструкциите на регулатор применет во крилна пумпа, којшто работи на сличен принцип, дадена е на Сл. 9.8. Кај овој регулатор, течноста се доведува под клипот во комората 4, при што за определен притисок $p_p > p_{nom}$ пружината 3 се собива, статорот 1 ја менува својата положба под дејствие на силата на пружината 2.



Сл. 9.8: Конструктивна шема на притисна регулација на пројокој кај крилна пумпа

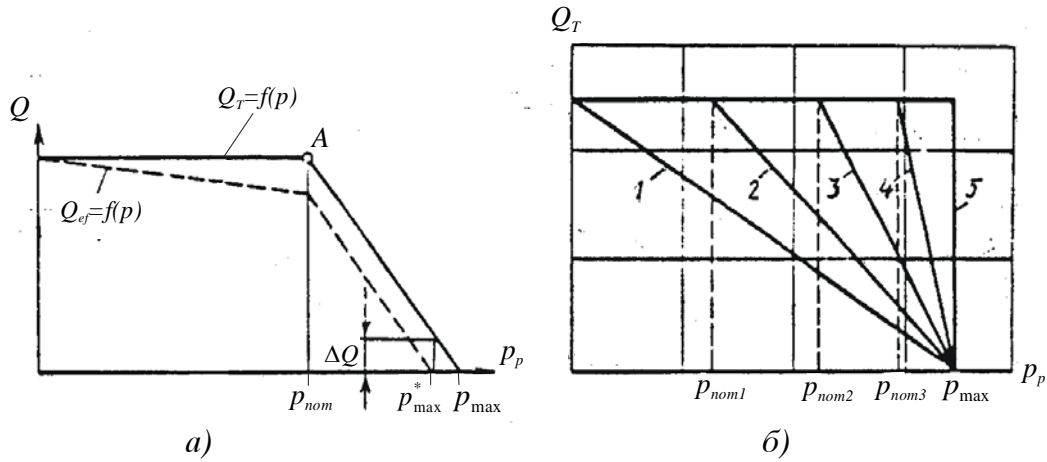
Кај пумпите со притисна регулација, при зголемување на притисокот во потисната линија над соодветната номинална вредност ($p_p > p_{nom}$), протокот се смалува, постигнувајќи минимална вредност при максимална (дијапазонска) вредност на притисокот (p_{max}). Во овој случај пумпата ќе го подржува притисокот p_{max} , додека пресметковниот проток ќе има вредност само на волуменските загуби.

На Сл. 9.9.a, е претставена статичката карактеристика на пумпата $Q = Q(p)$, при регулација на протокот во зависност од потисниот притисок. Средниот пресметковен проток, Q_T , се добива пресметковно ($Q_T = qn$), додека ефективниот, $Q_{ef} = Q_T \eta_v$, со мерење. Во дијапазонот на притисок $0 < p_p < p_{nom}$, Q_T задржува константна вредност, додека за $p_p > p_{nom}$ потокот се смалува по закон на собивање на пружината на регулациониот механизам. При тоа, за притисок p_{max}^* , ефективниот проток е $Q_{ef} = 0$, додека средниот пресметковен проток има вредност само за задоволување на волуменските загуби, $Q_T = \Delta Q$. При $p_p = p_{max}$, $Q_T = 0$.

Дијаграмот прикажан на Сл. 9.9a одговара на промена на протокот за случај на определена крутост на пружината. Доколку постои можност за промена на крутоста на пружината, се добива крива со друг нагиб. На Сл. 9.9б, кривите 1 до 5 ја карактеризираат промената на Q_T за различни крутости на пружината на регулаторот.

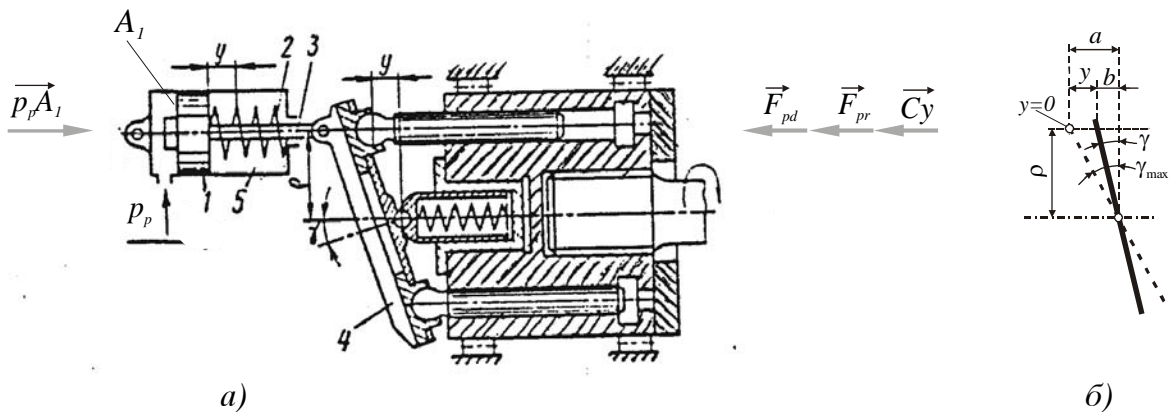
Во практика, кај пумпите со пружински регулатори, односот на p_{max} и p_{nom} обично е во границите:

$$\frac{p_{max} - p_{nom}}{p_{max}} = 40 \div 80\%$$



Сл. 9.9: Ситийичка карактеристика на пумпа со регулатор со а) определена и б) различна крутоси на пружина

Коефициентите на статичката карактеристика $A \div p_{max}$, се определуваат од условот за рамнотежа на дејствувачките сили според пресметковната шема за аксијално-клипна пумпа на Сл. 9.10.



Сл. 9.10: Принципиелна шема на притисна регулација на аксијално-клипна пумпа

При притисната регулација на протокот кај аксијално-клипна пумпа со наклонет диск, аголот на наклон на дискот се менува во следниов дијапазон:

- за $p_p \leq p_{nom} \Rightarrow \gamma = \gamma_{max}$
- за $p_{nom} < p_p \leq p_{max} \Rightarrow \gamma_{max} > \gamma \geq 0$

Условот на рамнотежа на дејствувачките сили, при поместување на клипчето 1 под дејствие на притисокот p_p на растојание y (без влијание на триењето и неурамнотежените сили на притисок на работната течност во однос на оската на ротација), според Сл. 9.10а ќе биде:

$$p_p A_1 = F_{pd} + F_{pr} + Cy \quad (9-1)$$

каде се:

A_1 - работна површина на челото на клипот 1;

F_{pd} - сила којашто делува на 1 од страна на регулираниот елемент (наклонетиот диск 4);

F_{pr} - сила на претходно затегнување на пружината 2 при угиб $y = 0$;

C - крутост на пружината при угиб (поместување на 1) $y = 0$.

Поаѓајќи од условот дека при угиб $y = 0$ аголот на наклон на дискот (шајбната) изнесува $\gamma = \gamma_{\max}$, зависноста помеѓу ходот на клипот и аголот на наклон на дискот може да се претстави како (види Сл. 9.10б):

$$y = a - b = (\tan \gamma_{\max} - \tan \gamma) \rho \quad (9-2)$$

каде е:

ρ - растојание помеѓу оската на задвижување на дискот и оската на работниот цилиндер 5 (види Сл. 9.10).

Силата F_{pd} , којашто дејствува врз клипот 1 од страна на наклонетата шајбна 4, се определува преку резултантниот момент M_{rez} развиен од силите коишто дејствуваат врз наклонетиот диск (сили од притисок на течноста, сили од инерција на клиповите и механизмите, сили на триење), односно:

$$F_{pd} = \frac{M_{rez}}{\rho} \quad (9-3)$$

Дејствувачките сили врз механизмот за регулација можат да се определат преку соодветните изрази (види претходни поглавија), но точните нивни вредности се добиваат со нивно мерење при експерименталното испитување на пумпата и нејзиниот регулатор.

Од друга страна, аголот на наклон на дискот γ може да се определи преку пресметковниот проток. За посматраната аксијално-клипна пумпа со наклонет диск, според изразот за среден пресметковен проток (5-6), се добива следнава зависност:

$$\tan \gamma = \frac{Q_T}{AD_b z n} \quad (9-4)$$

Големините A, D_b, z, n се параметри на пумпата (види поглавие 5.2).

Односно, доколку се работеше за аксијално-клипна пумпа со наклонет цилиндров блок (види поглавие 5.2, израз (5-5)), се применува зависноста:

$$\sin \gamma = \frac{Q_T}{AD_d z n}$$

Со замена на зависностите (9-2) до (9-4) во изразот (9-1), се добива равенката:

$$p_p A_1 = \frac{M_{rez}}{\rho} + F_{pr} + C\rho \left(\tan \gamma_{max} - \frac{Q_T}{AD_b zn} \right) \quad (9-5)$$

Поаѓајќи од правопрпорционалната зависност на протокот од притисокот, во дијапазонот $p_{nom} \div p_{max}$ (дијаграм на *Сл. 9.9a*):

$$Q_T = ap_p + b \quad (9-6)$$

коэффициентите на статичката карактеристика $A \div p_{max}$, a и b , се добиваат од изразите (9-6) и (9-5) како:

$$a = -\frac{AD_b zn A_1}{C\rho} \quad (9-7)$$

$$b = \left(\frac{M_{rez}}{\rho} + F_{pr} + C\rho \tan \gamma_{max} \right) \frac{AD_b zn}{C\rho}$$

На тој начин во потполност е определена зависноста на протокот од притисокот (9-6).

Од друга страна коэффициентите " a " и " b " можат да се определат од условите во точките кои го ограничуваат дијапазонот на промена на притисокот од p_{nom} до p_{max} (види *Сл. 9.9.a*), односно:

$$\text{за } p_p = p_{max} \Rightarrow Q_T = 0$$

$$\text{за } p_p = p_{nom} \Rightarrow Q_T = Q_{Tmax}$$

Од овие гранични услови произлегуваат зависностите добиени од изразот (9-6):

$$b = -ap_{max}$$

$$Q_{Tmax} = a(p_{nom} - p_{max})$$

од кои можат да се определат коэффициентите:

$$a = \frac{Q_{Tmax}}{p_{nom} - p_{max}} \quad (9-8)$$

$$b = -\frac{Q_{Tmax} p_{max}}{p_{nom} - p_{max}}$$

Преку анализа на изведените зависимости (9-7) и (9-8) се согледува дека, со соодветен избор на карактеристиката на пружината C и силата на нејзино претходно затегнување F_{pr} , можат да се остварат различни карактеристики на пружинскиот регулатор, односно различни нагиби на зависноста $Q = Q(p)$ (линии 1 до 5 на *Сл. 9.9б*). Линијата 1 на *Сл. 9.9б* одговара на регулатор чијашто пружина нема претходно затегнување ($F_{pr} = 0$ и $p_{nom} = 0$); а линијата 5 одговара на регулатор што работи во режим на регулатор на ограничување на притисокот.

9.5. ШЕМИ НА РЕГУЛАТОРИ КАЈ ВОЛУМЕНСКИТЕ ПУМПИ

Во претходните поглавја (9.1 до 9.4) воглавно се презентирани начини на регулација на протокот во хидрауличните волуменски машини. Прикажаните методи на промена на протокот се однесуваат за регулационите пумпи, како машини со кои е овозможена регулација на хидростатските преноси во поширок дијапазон (види поглавје 8.2.2). Објаснетите методи секако дека можат да се применат и за промена на протокот (односно работниот волумен) и во регулационите хидро-мотори. При тоа, во презентираниите примери како повратна врска при регулацијата на протокот се јавуваат следниве услови на работа на хидрауличниот пренос:

- фактичкиот проток на хидрауличниот двигател Q_f , односно брзината на извршната енергетска компонента (на пример, аголната брзина на хидро-моторот ω_M);
- основните параметри на струењето во потисната линија (ефективниот проток на пумпата Q_{ef} и потисниот притисок p_p);
- условите дефинирани од човекот којшто ја следи работата на хидрауличниот пренос - на пример, промена (подесување) на регулациониот параметар (ексцентрицитетот e или аголот на наклон на дискот γ) за да се постигне опретделена вредност на протокот.

Во некои од прикажаните методи на регулација се манифестира промена и на протокот и на притисокот. Поаѓајќи од основните изрази за моќност (види поглавје 3.6 и поглавје 3.8):

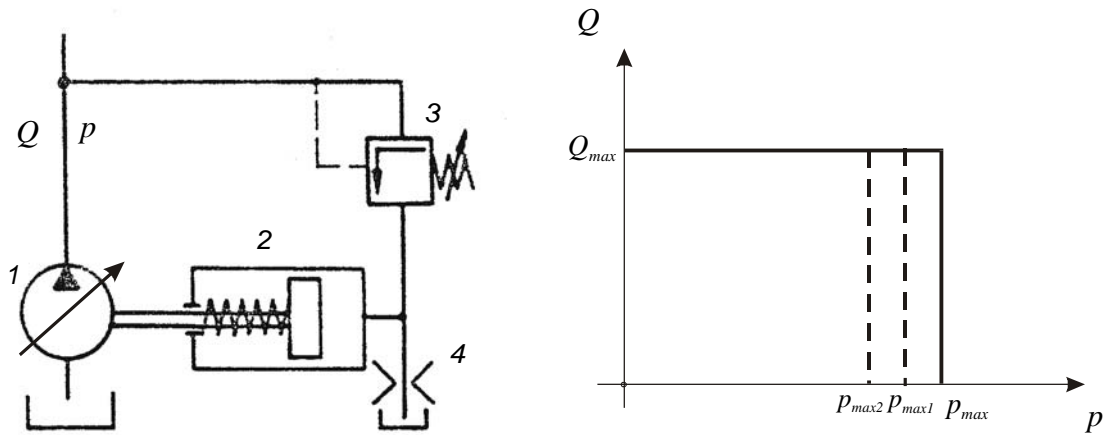
$$P_{ef.P} = Q_{ef} \Delta p_P \quad P_{vl.M} = Q_f \Delta p_M \quad P_{pr} = \frac{Q_{ef} \Delta p_P}{\eta_{t.P}} \quad P_{ef.M} = Q_f \Delta p_M \eta_{t.M}$$

очигледно дека со промената на протокот и притисокот се наметнува и идејата за регулација на моќноста на хидрауличниот пренос и на поедините хидраулични машини во него.

Во литературата од оваа област се среќава називот *регулатор* како поим за регулација која обезбедува соодветна (подесена) вредност на определена големина - на примр, *регулатор на притисок*, *регулатор на моќност*, *регулатор на проток*. Ваквите регулатори се изведуваат со соодветни компоненти приклучени на самото куќиште од пумпата. Во ова поглавје се прикажани шеми на најчести конфигурации на регулатори.

9.5.1. РЕГУЛАТОР НА ПРИТИСОК

Регулаторот на притисок дејствува за вредности на притисокот поголеми од определена максимално дозволена вредност, $p > p_{max}$. Во тој случај, регулаторот обезбедува смалување на протокот на пумпата на вредност $Q = 0$. Наједноставна шема на ваков регулатор е прикажана на *Сл. 9.11*, на која е даден и дијаграмот на промена на протокот $Q = Q(p)$.



Сл. 9.11: Овншн шема на регулатор на притисок

Според Сл. 9.11, доколку притисокот е помал од соодветната максимално дозволена вредност $p < p_{\max}$, дотерана со пружината на вентилот за ограничување на притисокот 3, пумпата ќе работи со максимален проток Q_{\max} . За $p > p_{\max}$, вентилот 3 се отвора и клипот во цилиндерот 2 се задвижува под дејствие на притисокот во лево, задвижувајќи го регулираниот елемент на пумпата (статорски прстен или диск) со цел да се постигне $Q = 0$. Нивото на притисокот на којшто ќе дејствува регулаторот ($p_{\max1}$, $p_{\max2}$) може да се дотера со регулирање на пружината на вентилот 3. Пригушникот 4 овозможува да се оствари определен притисок во цилиндерот при отворање на вентилот 3.

На Сл. 9.12 прикажана е шема на регулатор на притисок најчесто применет за регулација кај радијално-клипните пумпи и крилните пумпи со еднократно дејствие. Потребните компоненти за регулација се вградуваат во самото куќиште на пумпата.

Кај регулаторот на притисок (Сл. 9.12) карактеристични се две состојби:

- $p \leq p_{\max}$, притисокот во притисната линија е помал од максималната вредност дотерана со пружината на распоредникот 5.

Во овој случај важат следниве врски:

$F_{h5} < F_{pr5}$ - хидрауличната сила во распоредникот 5 е помала од силата во пружината.

$\Rightarrow F_{h1} + F_{pr} > F_{h2}$ - хидрауличната сила во цилиндерот 4 и силата на пружина се поголеми од хидрауличната сила во цилиндерот 3.

$\Rightarrow e = O_1 O_2 = e_{\max}$; $q = q_{\max}$; $Q = Q_{\max}$ - статорскиот прстен 1 се наоѓа на максимален ексцентрицитет во однос на роторот, работниот волумен и протокот имаат максимални вредности.

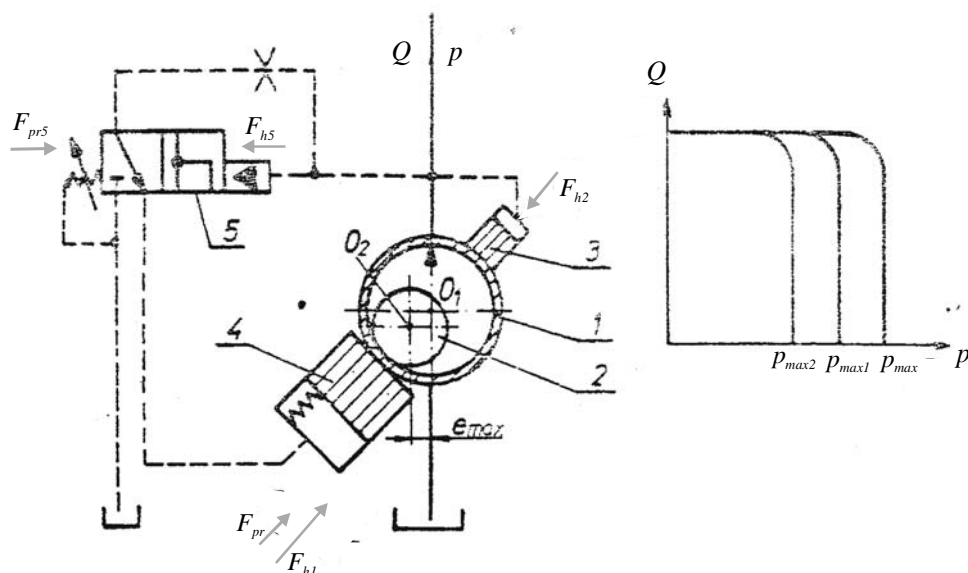
- $p > p_{\max}$

$F_{h5} > F_{pr5}$ - распоредникот 5 ја зафаќа десната положба и го поврзува цилиндерот 4 со резервоарот,

$\Rightarrow F_{h1} + F_{pr} < F_{h2}$ - статорскиот прстен 1 се задвижува во нулта положба $O_1 \equiv O_2$,

$\Rightarrow e = 0$; $q = 0$; $Q = 0$ - ексцентрицитетот, работниот волумен и протокот се со вредности нула.

На *Сл. 9.12* е даден и дијаграмот на промена на протокот $Q = Q(p)$. Нивото на притисокот на којшто ќе дејствува регулаторот ($p_{\max}, p_{\max 1}, p_{\max 2}$) може да се дотера со регулирање на пружината на распоредникот 5, односно регулирање на големината на силата на пружината F_{pr5} .

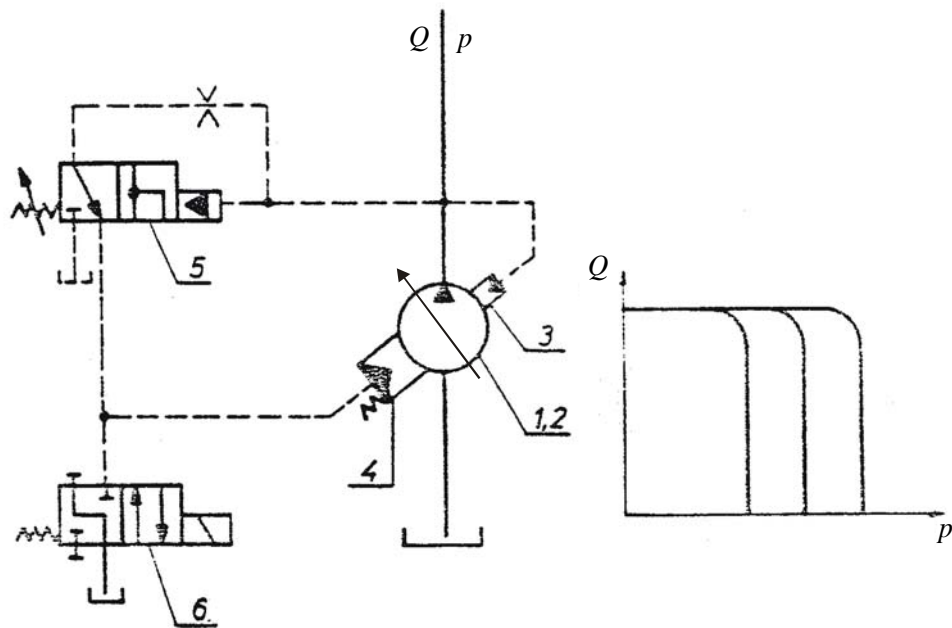


1 - статор ; 2 - ротор, 3, 4 - цилиндри со клијови за регулација; 5 - распоредник 3/2

Сл. 9.12: Шема на регулатор на притисок кај радијално-клијна пумпа и крилна пумпа со еднокрајно дејствие

Конструкцијата на регулаторот на притисок според *Сл. 9.12*, како основна конструкција, може да се дополни со вградување и на други компоненти (на пример; распоредни вентили, вентили за ограничување на притисокот), со што се добиваат различни зависности $Q = Q(p)$. Познатите светски производители на хидрауличните волуменски машини нудат во своите каталози најразлични конструкции и комбинации (види примери дадени во поглавјата 4.10, 5.8 и 6.5, како и интернет страниците на цитираните светски производители).

Една од можните комбинации е прикажана на *Сл. 9.13*, во која е вграден распореден вентил 4/2 како дополнителна компонента 6. Распоредникот 6 овозможува смалување на протокот на вредност нула, независно од притисокот во системот. Во зависност од потребата, според однапред дефинирана програма (програмско управување), со дејствување на електро-магнетот се вклучува десната положба на распоредникот 6, со што цилиндерот 4 се поврзува со резервоарот (при што се намалува хидрауличната сила во него) и под дејствие на притисокот во цилиндерот 3 се задвижува регулираниот елемент 2 (статор или диск) во нулта положба ($q = 0$; $Q = 0$). Регулацијата преку распоредникот 5 се остварува на ист начин како во претходно објаснетата конструкција на *Сл. 9.12*.



1 - регулациона пумпа ; 2 - регулационен елемент (спиратор или диск), 3, 4 - цилиндри за регулација; 5 - распоредник 3/2 за основна регулација; 6 - распоредник 4/2 за дојолништелно расперетување

Сл. 9.13: Шема на регулатор на притисок со дојолништелно расперетување

9.5.2. РЕГУЛАТОР НА МОЌНОСТ

Поаѓајќи од основните изрази за моќност:

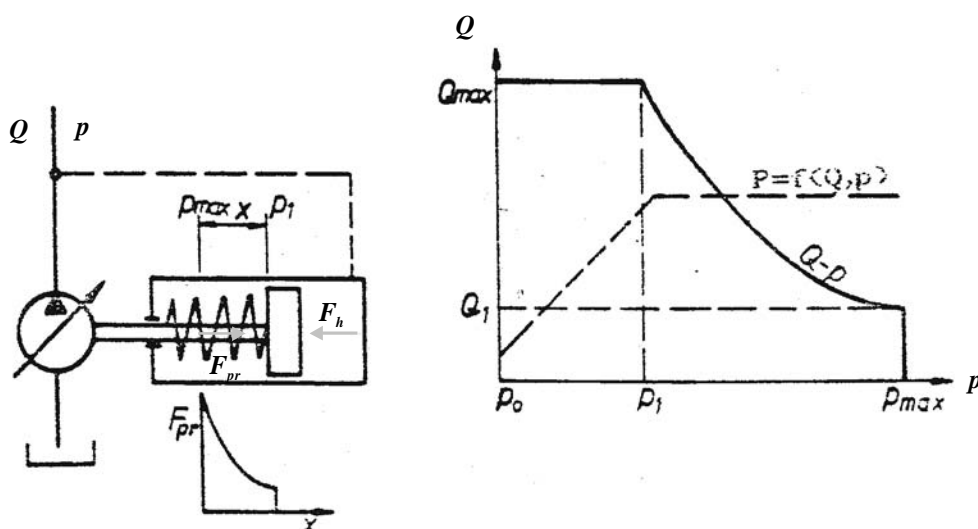
$$P_{ef.P} = Q_{ef} \Delta p_P \quad P_{pr} = \frac{Q_{ef} \Delta p_P}{\eta_{t.P}}$$

очигледно дека со промената на протокот и притисокот се менуваат соодветно и хидрауличните моќност на пумпата $P_{ef.P}$ и приведената моќност на нејзиното вратило.

Со цел да се обезбеди што е можно помала моќност на вратилото на пумпата (заштеда на енергијата што се добива од моторот што ја погонува пумпата), најчесто се вградува регулатор на моќност.

Најчеста улога на регулаторот на моќност е да обезбеди константна вредност на приведената моќност ($P_{pr} = const$), што се остварува со соодветна промена на протокот во зависност од промената на притисокот ($Q_{ef} \neq const$, $p \neq const$), односно остварување на таков однос на p и Q што ќе обезбеди $P_{pr} = const$.

На Сл. 9.14 прикажана е основна шема на регулатор на моќност, со којшто се обезбедува $P_{pr} = const$ во определено подрачје на промена на притисокот $p_1 < p < p_{max}$ (види дијаграм на Сл. 9.14). Во цилиндерот на регулаторот дејствува хидраулична сила (која зависи од притисокот во потисниот вод $F_h = f(p)$) и сила во пружината (која се менува со промената на одот на клипот $F_{pr} = f(x)$).



Сл. 9.14: Принципиелна шема на регулатор на моќност

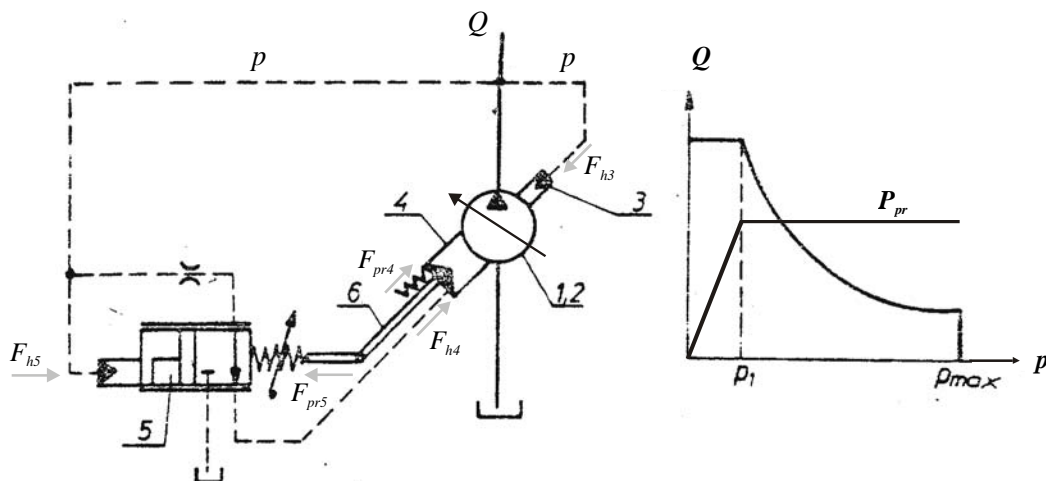
Во регулаторот според Сл. 9.14 се согледуваат две карактеристични состојби:

- $p_0 < p < p_1$
 $\Rightarrow F_{pr} > F_h$, клипот ја има крајната положба со која се обезбедува $Q = Q_{max}$.
 При тоа, очигледно дека со порастот на притисокот се зголемува и моќноста, така да при $p = p_1 \Rightarrow Q = Q_{max}$, постигната е вредност на моќност која не треба понатаму да се зголемува. За поголеми притисоци стапува во дејствие регулаторот на моќност којшто треба да обезбеди $P_{pr} = const$ (види дијаграм на Сл. 9.14).
- $p_1 < p < p_{max}$
 $\Rightarrow F_h > F_{pr}$, клипот се движи во лево смалувајќи го регулираниот параметар (ексцентрицитет $e \downarrow$ или агол на диск $\gamma \downarrow$), овозможувајќи смалување на работниот волумен $q \downarrow$ односно протокот $Q \downarrow$, со таква функционална зависност $Q = Q(p)$ која обезбедува $P_{pr} = f(p, Q) = const$ - види дијаграм на Сл. 9.14.

Врз основа на принципиелната конструкција објаснета според Сл. 9.14, изведени се различни регулатори на моќност, со вградување на соодветни компоненти на управување.

На Сл. 9.15 прикажана е шема на регулатор на моќност со вграден пропорционален распоредник 5, којшто овозможува постапно поврзување на притисниот вод со цилиндерот 4 и резервоарот. Распоредникот 5 има две крајни положби и безброј многу меѓу нив, што обезбедува постапно поврзување во зависност од притисокот.

Овој регулатор најчесто се применува во радијално-клипите и регулационите крилни пумпи (при кои ексцентрицитетот e се менува со задвижување на статорскиот прстен). При тоа, силата во пружината се дотерува во зависност од притисокот $F_{pr} = f(p_1)$, после кој моќноста се задржува константна - за $p = p_1 \Rightarrow P_{pr} = const$ - види дијаграм кон Сл. 9.15.



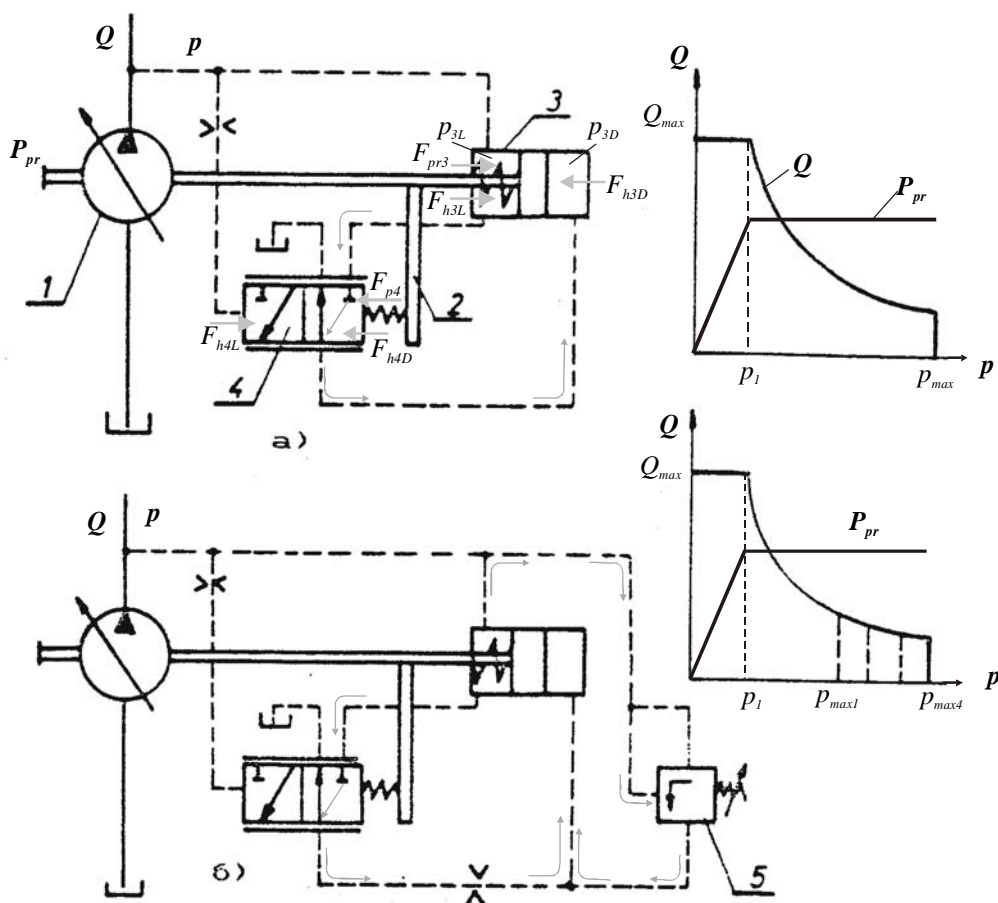
1 - регулациона пумпа; 2 - регулационен елемент (стайор), 3, 4 - цилиндри за регулација;
5 - пропорционален распоредник; 6 - лост за повратна врска

Сл. 9.15: Шема на регулатор на моќност со вграден пропорционален вентил

Во регулаторот според Сл. 9.15 се согледуваат следниве карактеристични состојби:

- $p < p_1$ - притисокот се зголемува од 0 до $p_1 \Rightarrow$
 $F_{pr5} > F_{h5}$ - пропорционалниот распоредник 5 ја има крајната десна положба,
 $\Rightarrow F_{h4} + F_{pr4} > F_{h3}$ - истиот притисок p владее и во двата цилиндри 4 и 3,
 $\Rightarrow e = e_{\max}$, $Q = Q_{\max}$ - за $p = p_1$ и $Q = Q_{\max}$, постигната е вредност на моќност која понатаму не треба да се зголемува, $P_{pr} = const$, види дијаграм на Сл. 9.15.
- $p_1 < p < p_{\max}$
 $F_{h5} > F_{pr5}$ - како што се зголемува p пропорционалниот распоредник 5 ја завзема постапно левата положба, со што соодветно се смалуваат притисокот и хидрауличната сила во цилиндерот 4 ($p_4 \downarrow$ и $F_{h4} \downarrow$).
 $\Rightarrow F_{h4} + F_{pr4} < F_{h3}$ - под дејствие на силата F_{h3} статорот се задвижува постапно, регулираниот параметар се смалува ($e \downarrow$), овозможувајќи смалување на работниот волумен $q \downarrow$ односно протокот $Q \downarrow$, со таква функционална зависност $Q = Q(p)$ која обезбедува $P_{pr} = f(p, Q) = const$ - види дијаграм на Сл. 9.15.
 Функционалната зависност $Q = Q(p)$ е обезбедена преку повратната врска 6 - клипот во цилиндерот 4 е поврзан со пружината во распоредникот 5 преку лостот 6 и директно делува врз големината на силата во пружината F_{pr5} .

Функционирањето на регулаторот на моќност, што најчесто се применува кај аксијално-клипните пумпи, може да се согледа на Сл. 9.16. Во овој случај исто така е обезбедена постапна промена на положбата на регулираниот елемент како во претходниот случај.



1 - реџулациона пумџа; 2 - лосџ за повраџна врска, 3 - цилиндер за реџулација; 4 - пропорционален распоредник; 5 - венџил за оџраничување на притисокот

Сл. 9.16: Шема на реџулатор на моќност кај аксијално-клиџна пумџа со вџраден пропорционален венџил и венџил за оџраничување на притисокот

Во регулаторот според Сл. 9.16а) се согледуваат следниџе карактеристични состојби:

- $p < p_1$ - притисокот се зголемува од 0 до $p_1 \Rightarrow p_{3L} = p$; $p_{3D} = p_0$

$F_{pr4} + F_{h4D} > F_{h4L}$ - пропорционалниот распоредник 4 ја има крајната десна положба,

$$\Rightarrow F_{h3L} + F_{pr3} > F_{h3D},$$

$\Rightarrow \gamma = \gamma_{\max}$, $Q = Q_{\max}$ - за $p = p_1$ и $Q = Q_{\max}$, постигната е вредност на моќност која понатаму не треба да се зголемува, $P_{pr} = const$, види дијаграм на Сл. 9.16.

- $p_1 < p < p_{\max}$

$F_{pr4} + F_{h4D} < F_{h4L}$ - како што се зголемува p (над p_1) пропорционалниот распоредник 4 ја завзема постапно левата положба, со што соодветно се зголемува притисокот и хидрауличната сила десно во цилиндерот 3 ($p_{3D} \uparrow$ и $F_{h3D} \uparrow$). Струјниот ток во овој случај е прикажан на сликата со "бледи стрелки".

$\Rightarrow F_{h3L} + F_{pr3} < F_{h3D}$ (заради различните активни површини на клипот лево и десно - $A_{3D} > A_{3L}$) - под дејствие на силата F_{h3D} наклонетиот диск во пумпата се задвижува

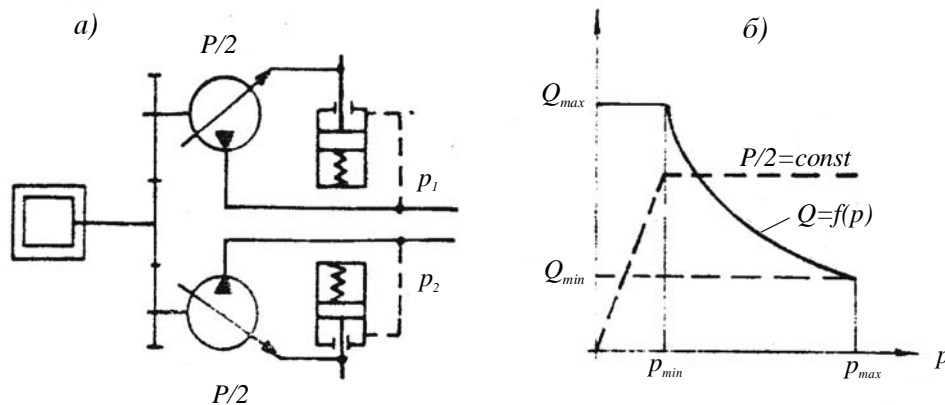
постапно, регулираниот параметар се смалува ($\gamma \downarrow$), овозможувајќи смалување на работниот волумен $q \downarrow$ одосно протокот $Q \downarrow$, со таква функционална зависност $Q = Q(p)$ која обезбедува $P_{pr} = f(p, Q) = const$ - види дијаграм на Сл. 9.15.

Функционалната зависност $Q = Q(p)$ е обезбедена преку повратната врска 2 - силата во пружината во распоредникот 4 се менува со одот на клипот 3 - $F_{pr4} = f(x)$.

Со вградување на вентил за ограничување на притисокот 5 како на Сл. 9.16б) се овозможува директна врска на цилиндерот 3 со притисниот вод (диференцијално поврзување). Во овој случај доколку $p > p_{max}$, вентилот 5 ќе се отвори, десната страна на цилиндерот 3 директно се поврзува со притисниот вод $\Rightarrow F_{h3L} + F_{pr3} \ll F_{h3D} \Rightarrow \gamma = 0 \Rightarrow Q = 0$. Нивото на максималниот притисок ($p_{max1} \dots p_{max4}$ - види дијаграм кон Сл. 9.16б)), може да се менува со регулација на пружината на вентилот 5.

Во хидраулични преноси со поголем број на хидраулични контури често се вградуваат погонски агрегати со поголем број пумпи - како на пример кај мобилната механизација. Во ваквите случаи, на пример хидрауличен пренос во мобилна дигалка, за погон на пумпите се користи еден мотор (мотор со внатрешно согорување), и секако дека е потребна регулација на моќноста која пумпите ја влечат од моторот. При тоа, регулацијата на моќноста може да се изведе како *независна* и *заедничка*.

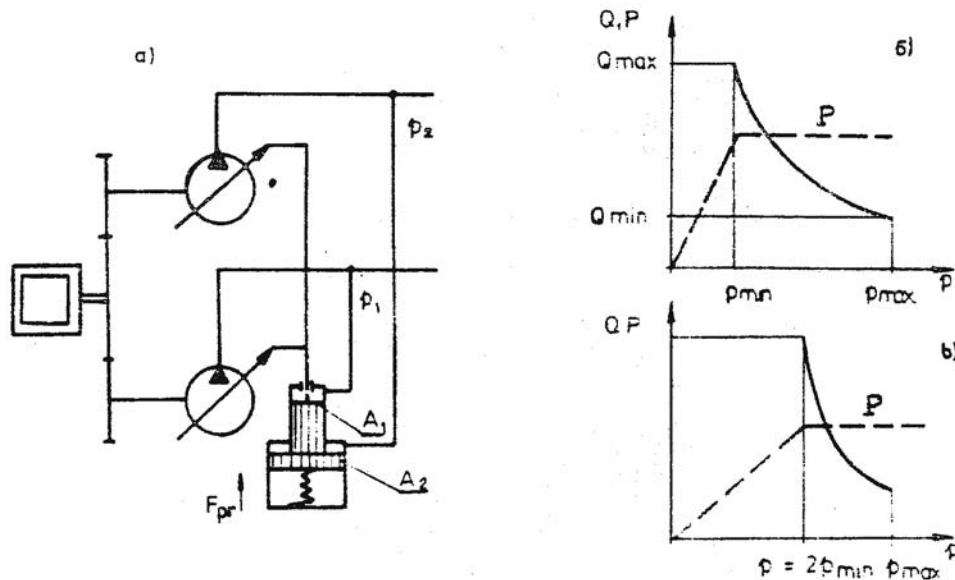
Поедноставена шема на *независна* регулација на моќност на две пумпи гонети од еден мотор е прикажана на Сл. 9.17. Во овој случај, без разлика на оптоварувањето, секоја од пумпите користи половина од расположивата моќност на заедничкиот мотор со внатрешно согорување. Дијаграмот на промена на протокот и моќноста во зависност од притисокот е ист за двете пумпи и е прикажан на Сл. 9.17б)



Сл. 9.17: Шема на независна регулација на моќноста на две пумпи со заеднички погон

Меѓутоа, во мобилната механизација, во текот на експлоатацијата многу често доаѓа до нерамномерно оптоварување на поедините извршни компоненти, а со тоа и пумпите. Во ваквите случаи, независната регулација на моќноста не претставува рационално решение - моќноста за погон за секоја од пумпите е еднаква на половина од расположивата моќност. Во ваквите случаи подобро решение е *заедничката* регулација, чиј принцип е прикажан на Сл. 9.18.

Регулаторот на моќност прикажан на Сл. 9.18 се карактеризира со тоа што двете пумпи имаат ист проток ($Q_1 = Q_2$) - регулационите елементи на двете пумпи заедно се поврзани со регулаторот (клипот за регулација на Сл. 9.18), а секоја од пумпите може да работи со различни притисоци ($p_1 \neq p_2$) и со тоа различни моќности ($P_1 \neq P_2$).



Сл. 9.18: Шема на заедничка регулација на моќноста на две пумпи со заеднички погон

Според Сл. 9.18, сигналот за управување е еднаков на збирот на силите од притисок од двата цилиндра:

$$F_h = p_1 A_1 + p_2 A_2$$

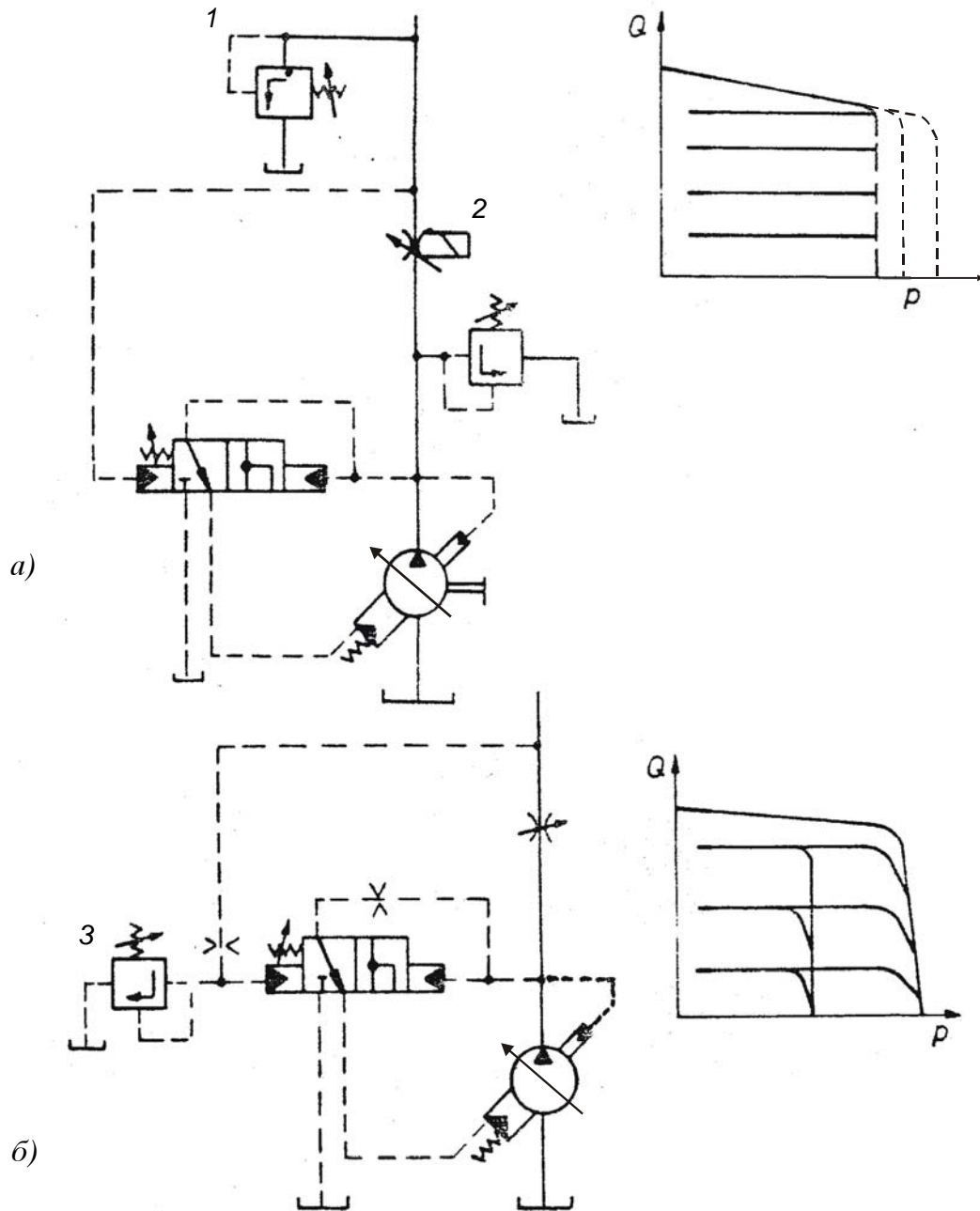
Под дејствие на силата F_h , клипот за регулација ги управува истовремено двете пумпи $\Rightarrow Q_1 = Q_2$. Доколку $p_1 \neq p_2 \Rightarrow P_1 \neq P_2$. На пример, доколку едната пумпа работи со минимален потребен притисок, на другата пумпа и останува на располагање скоро целата расположива моќност од моторот со внатрешно согорување.

9.5.3. РЕГУЛАТОР НА ПРОТОК

Регулаторот на проток се базира на принципот на регулација објаснет кон Сл. 9.6б. Хидрауличната шема, на хидрауличен регулатор којшто обезбедува константен ефективен проток на пумпата, прикажана е на Сл. 9.19. Овој регулатор обезбедува константен проток на пумпата при промена на агловата брзина на нејзиното вратило. Ваквиот регулатор наоѓа примена во хидраулични преноси во транспортните машини, авионите и слично, во коишто пумпата е директно кумплована со вратилото на моторот со внатрешно согорување или гасната турбина.

Според Сл. 9.19 се согледуваат следниве карактеристични состојби:

- Доколку за определен број на вртежи $n = const$, се задржува потребниот проток $Q_{ef} = qn\eta_v = const$,
 \Rightarrow падот на притисокот во пригушниот вентил бја има потребната константна вредност $\Delta p_6 = const$, $\Rightarrow F_{pr1} + F_{h1} > F_{h2}$, распоредникот 3 ќе ја има левата положба,
 $\Rightarrow F_{h2} + F_{pr2} > F_{h1}$, регулираниот елемент има определена вредност (e/γ) , а пумпата го има потребниот работен волумен и проток ($q = const$, $Q_{ef} = const$).



Сл. 9.20: Шема на реґулайтор на пројек со вградени венџили за реґулација на притисокот и серво уред

ЛИТЕРАТУРА

- Башта, Т.М.: "Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем", "Машиностроение", Москва, 1974.
- Vašta, T.M.: "Mašinska hidraulika", *Naučna knjiga*", Beograd, 1972.
- Богданович Л. Б., "Гидравлические Приводы", "Вища школа", Киев, 1980.
- Бундалевски Т., "Механика на флуидите", МБ - 3, Скопје, 1992.
- Бундалевски Т, Ношпал А., Костиќ З., Трајковски Л., и др.: "Развој на хидраулични и пневматски машини и уреди", дел од макропроект финансиран од Министерството за наука на Р. Македонија, Машински факултет, Скопје, 1994.
- Daily J. W., Harleman D.R.F., "Fluid Dynamics", Addison-Wisley publ., Massachusetts, 1973.
- Gerretz P., "Hydrogetriebe", Springer-Verlag, Berlin, New York, 1977.
- Goodwin A. B., "Power Hydraulics", Cleaver-Hume Press, London, 1963.
- Guillon M., : "Hydraulic Servo System - Analysis and Design" Butterworths, London, 1969.
- Grupa avtoru, "Hidraulika", HIPET '80- stručni skup, zbornik radova, Prva Petoletka, Trstenik, 1980.
- Иринг Ю., "Проектирование гидравлических и пневматических систем", "Машиностроение", Ленинград, 1983.
- Jovanović P., "Hidraulika - pumpe", PJ "ОМО", Beograd, 1985.
- Jovanović S., i drugi, "Hidraulični prenos snage", Savez mašinskih i elektrotehničkih inženjera Srbije, Beograd, 1969.
- Karassik I. J., et al., "Pump Handbook", McGraw Hill, New York, 1976.
- Костиќ З.: "Хидраулични машини и уреди", интерно издание на Машински факултет, Скопје, 1992.
- Костиќ З., Ношпал А.: "Директна приписна регулација на аксијално-клијна пумпа со наклонет диск", Зборник на трудови на Машински факултет, Скопје, 1981.
- Костиќ З., Ношпал А., Стојковски В.: "Испитување и подесување на хидрауличниот систем кај багерот BROYT X41", изработено за Рудник Чајле - Гостивар, Машински факултет, 1996 .
- Ношпал, А.: "Хидраулични волуменски машини", книга - интерно издание на Машински факултет, Скопје, 2005 .
- Ношпал А., Костиќ З.: "Аксијално-клијна пумпа со наклонет диск", упатство за изработка на проект по "Хидраулични волуменски машини, интерно издание на Машински факултет, Скопје, 1980.

- Ношпал А., Костиќ З.: "Каракџеристџики на хидрауличниџе волуменски машини", интерно издание на *Машински факулџетџи*, Скопје, 1983.
- Ношпал А., Бундалевски Т., Костиќ З., Трајковски Л.: "Идеен џроекџи на хидраулична инсџталаџија за џоџон на џроџоџиџина машина за џрифакане и сечење на лозинки", проект изработен за ХЕК "Јуџохром" - Јеџуновце, *Машински факулџетџи*, Скопје, 1983.
- Ношпал А., Костиќ З., Трајковски Л.: "Основи за реконсџрукџија на џосџоечкиџе роџационо-крџлни џумџи", студија изработена за потребите и во соработка со МЗТ РО "Пумџи", *Машински факулџетџи*, Скопје, 1984-85.
- Ношпал А., Костиќ З., Трајковски Л.: "Хидраулични и џакосџни џресмеџки на реџрезенџаџивна крџлна џумџа RKR-50 за џреџочување на џечен џроџан-буџан и дизел џориво", проект изработен во соработка со МЗТ РО "Пумџи", *Машински факулџетџи*, Скопје, 84-85.
- Ношпал А., Костиќ З.: "Соџледување на џоџребџиџе од реџулаџиони крџлни џумџи", студија изработена за потребите и во соработка со МЗТ РО "Пумџи", *Машински факултет*, Скопје, 1985.
- Ношпал А., Костиќ З.: "Роџационо крџлна џумџа RKP-20", проект изработен за потребите и во соработка со МЗТ РО "Пумџи" - Скопје, *Машински факултет*, Скопје, 1985÷86.
- Ношпал А., Костиќ З.: "Роџационо крџлна џумџа RKR-10", проект работен за потребите и во соработка со МЗТ РО "Пумџи", *Машински факултет*, Скопје, 1985÷86.
- Ношпал А., Костиќ З.: "Идеен џроекџи на инсџталаџија за исџиџување на роџационо-крџлни џумџи", изработен за потребите и во соработка со МЗТ РО "Пумџи", *Машински факултет*, Скопје, 1985.
- Ношпал А., Костиќ З.: "Крџлна џумџа за џреџочување KPP 500", проект изработен за потребите и во соработка со МЗТ РО "Пумџи" (прототипот изложен на "МАКИНОВА 86" доделена диплома), *Машински факултет*, Скопје, 1986.
- Ношпал А., Костиќ З.: "Реџулаџионо крџлна џумџа за хидраулични сџсџеми за авџомаџско уџравување - RRKP", проектна документација и изработен прототип за потребите и во соработка со МЗТ РО "Пумџи", *Машински факултет*, Скопје, 1986-87.
- Nošpal A., Kostić Z., Trajkovski L.: "A Methodology for Vane Pump Hydraulic Properties Determination", 7-th World Congress "the Theory of Machines and Mechanisms", Sevilla, 1987.
- Ношпал А., Костиќ З., Стојковски В.: "Мерења на сџруџни џарамеџри на крџлен комџресор", изработено за ФЕНИМАК - КАВАДАРЦИ", *Машински факултет*, Скопје, 1991.
- Ношпал А.: "Струџнотехнички мерења и инструменти", книга, МБ-3, Скопје, 1995.
- Ношпал А., Костиќ З., Стојковски В.: "Рабоџни џарамеџри на џумџиџе од хидрауличниоџ сџсџем на баџероџ BROYT X41" испитувања обавени за ДОО Силика - Рудник "Чајле" - Гостивар, *Машински факултет*, Скопје, 1996.
- Ношпал А., Костиќ З., Стојковски В.: "Хидраулични џарамеџри на волуменски џумџи со вџраден реџулаџор на џриџисок и вџраден реџулаџор на снаџа", испитувања обавени за ппотребите на ФЗЦ "11 Окџомври" - Куманово, *Машински факултет*, Скопје, 1998.
- Pipenger J. J., et al., "Industrial Hydraulics", McGraw Hill, New York, 1970.

- Pruvost J. C., "*Les servomécanismes hydrauliques et électrohydrauliques*", Technique et Documentation, Paris, 1978.
- Rouse H., et al., "*Tehnička hidraulika*", Jugoslovensko izdanje, Građevinska knjiga, Beograd, 1969.
- Стојковски В., Ношпал А., Костиќ З.: "*Практикум за лабораториски вежби од сѝрујнојтехнички мерења*", интерно издание на Машински факултет, Скопје, 1993.
- Turnbull D.E., et al., "*Fluid Power Engineering*", Newnes-Butterworths, London, 1976.
- Чиняев И. А., "*Ројторные Насосы*", "Машиностроение", Ленинград, 1969.
- Yeaple D. F., "*Hydraulic and Pneumatic Power and Control*", McGraw Hill, New York, 1966.
- Walters R., "*Hydraulic and Electro-Hydraulic Servo Systems*", Iliffe Books Ltd, London, 1967.

Интјернетј литјерајтура и катјалози

<http://www.hydraulicsupermarket.com/products.html>

<http://www.moog.com/>

<http://www.hypneu.de/>

<http://www.boschrexroth.com/>

<http://www.kpm-uk.co.uk/>

<http://hydraulics.eaton.com/products/vickers.html>

<http://www.denisonhydraulics.com/Products.html>

<ftp://www.denisonhydraulics.com/literature/>

<http://www.sauer-danfoss.com/>

http://www.voithturbo.com/hydraulic_products.htm

<http://www.vikingpump.com/en/Index.html>

<http://www.kral.at/en/>

<http://www.leistritzcorp.com/index.cfm>

http://www.linde-hydraulics.com/en/main_page/home.html

<http://www.bornemann.com/>