

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Дипломске академске студије

Модул: Индустијски инжењеринг

Предмет: Механика флуида

Број индекса: 88/2001

Маријана С. Јовановић

Хидрауличне компоненте у индустрији

Дипломски рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Слободан Савић, ванр. проф.
2. _____
3. _____

Датум одбране: 06. 07. 2012.

Оцена: _____

Будући да хидрауличне компоненте чине незаобилазни и изузетно значајан сегмент великог броја машина и производних процеса, неопходно је да кандидат у оквиру овог дипломског рада проучи одговарајућу литературу везану за хидрауличне компоненте у индустрији. На основу прикупљених података из препоручене и друге литературе ове области потребно је да систематично прикаже и методолошки изложи најзначајније хидрауличне компоненте у индустрији.

Нужно је, такође, да поред правилног избора самих хидрауличних компоненти при пројектовању разних машина, укаже и на избор хидрауличног уља јер тај сегмент може бити пресудан за експлоатациони век и продуктивност машине, као и на одговарајућу цену готовог производа.

Препоручена литература:

- [1] Башта, Т. Н., Машинска хидраулика, Машински факултет, Београд, 1980.
- [2] Богдановић, Б., Никодијевић, Д., Вулић, А., Хидраулички и хидромеханички преносници снаге, Машински факултет, Ниш, 1998.
- [3] Тодоровић, П., Јеремић, Б., Мачужић, И., Техничка дијагностика, Машински факултет, Крагујевац, 2010.

Крагујевац, 06. 07. 2012.

Ментор:

Др Слободан Савић, ванр. проф.

Резиме

У овом дипломском раду презентоване су хидрауличне компоненте као и избор радних течности у хидрауличним системима. Заправо, говори се о раду хидрауличних система, као и о њиховој области примене, предностима, манама као и конструктивним параметрима.

Такође, посвећује се пажња избору и могућим проблемима у примени хидрауличних уља.

Кључне речи: хидрауличне компоненте, хидраулички системи, узорковање уља, вода у уљу

Summary

In this thesis are presented hydraulic components and a choice of working fluids in hydraulic systems. In a fact, in this work is talking about hydraulic systems, as well as their application range, advantages, disadvantages, structural parameters...

Also, attention is dedicated to choose and and possible problems in the application of hydraulic oil.

Keywords: hydraulic components, hydraulic systems, oil sampling, water in oil.

Садржај

УВОД	
1. ХИДРАУЛИЧКЕ ПУМПЕ	3
1.1 Параметри радног процеса хидрауличких пумпи	3
1.2 Карактеристичне конструкције хидрауличких пумпи	4
1.3 Пумпе са ротационим кретањем	7
1.3.1 Зупчасте пумпе	7
1.3.1.1 Прорачун конструктивних параметара зупчасте пумпе	10
1.3.2 Крилне пумпе	11
1.3.3 Завојне пумпе	14
1.4 Пумпе са трансляторним кретањем	16
1.4.1 Мембранске пумпе	16
1.4.2 Клипне пумпе	17
1.4.2.1 Радијалне клипне пумпе	17
1.4.2.2 Аксијалне клипне пумпе	18
1.5 Хидрауличке пумпе променљивог капацитета	20
1.5.1 Вишећелијске пумпе променљивог капацитета	20
1.5.2 Радијалне клипне пумпе	22
1.5.3 Аксијалне клипне пумпе	22
2. ХИДРАУЛИЧКИ МОТОРИ	23
2.1 Параметри радног процеса хидрауличног мотора	23
2.2 Карактеристичне конструкције хидрауличких мотора	25
3. ХИДРОЦИЛИНДРИ	29
3.1 Параметри радног процеса хидрауличног цилиндра	29
3.2 Подела хидрауличких цилиндара	31
3.3 Прорачун хидрауличног цилиндра на извијање	34
4. ХИДРОАКУМУЛАТОРИ	36
4.1 Прорачун чврстоће хидроаккумулятора	38
5. ВЕНТИЛИ	39
5.1 Неповратни вентили	39
5.2 Вентили за притисак	40
5.2.1 Вентили за ограничење притиска	40
5.2.1.1 Вентили сигурности	40
5.2.1.2 Преливни вентили	41
5.2.2 Регулатор притиска	42
5.3 Вентили за проток	43
5.3.1 Пригушни вентили	43
5.3.2 Регулатор протока	44
6. РАЗВОДНИЦИ	46
6.1 Основне функционалне карактеристике хидрауличких разводника	46
6.2 Основне функције клипних разводника	47
6.3 Подела разводника	49
6.4 Активирање клипних разводника	52

7. РАДНЕ ТЕЧНОСТИ У ХИДРАУЛИЧКИМ СИСТЕМИМА	57
7.1 Избор хидрауличног уља	58
7.1.1 Захтев у односу на температуру околине	58
7.1.2 Захтев пумпе у односу на вискозност уља	59
7.2 Опште карактеристике хидрауличких уља	61
7.3 Дијагностика стања мазива	62
7.3.1 Контаминација уља	63
7.3.1.1 Контаминација уља механичким нечистоћама	64
7.3.1.2 Контаминација уља за подмазивање водом	64
7.3.1.3 Контаминација унета преко новог уља	65
7.3.1.4 Контаминација која продире у систем из околине	65
7.3.1.5 Контаминација која се генерише унутар система	66
7.3.2 Критеријуми за утврђивање степена деградације уља	66
7.4 Процедура за спровођење анализе уља	68
7.4.1 Дефинисање начина за спровођење анализе уља и методологије за узорковање уља	68
7.4.1.1 Узорковање уља	69
7.5 Могући проблеми у примени хидрауличких уља	71
8. ЗАКЉУЧАК	76
ОЗНАКЕ	77
ЛИТЕРАТУРА	78

УВОД

Под хидрауличким системом, у општем случају, подразумевамо скуп уређаја способних да врше пренос енергије и информације помоћу хидрауличке течности.

Хидраулички систем **претвара механичку енергију у хидрауличку** и обратно [1].

Медијум за претварање и преношење енергије у хидрауличким системима је **флуид**. У хидрауличким системима користе се течности код којих се запремина не сме значајно мењати под дејством спољне силе (*нестисљиви флуиди*).

Хидраулички системи се могу поделити у две велике групе, на:

- хидродинамичке системе и
- хидростатичке системе.

Хидродинамички систем преноси енергију посредством кинетичке енергије струјања радне течности. Учешће енергије притиска је занемариво мало.

Хидростатички систем преноси енергију посредством потенцијалне енергије радне течности (енергија притиска). Учешће кинетичке енергије је врло мало (испод 0,5%).

Хидростатички погони су погодни за регулацију па се веома често примењују у регулационим системима.

Основне компоненте хидростатичког система су:

- генератор хидрауличке енергије (пумпа, акумулатор),
- управљачке компоненте (разводник, серворазводник, регулатор притиска, регулатор протока итд.),
- извршне компоненте (хидромотори, цилиндри) и
- помоћне компоненте (цевоводи, резервоари, филтри, измењивачи тоpline итд.).

Хидрауличка пумпа је уређај који механичку енергију преводи у хидрауличку енергију (енергију притиска).

Хидраулички мотор хидрауличку енергију преводи у механичку енергију.

Широка примена хидрауличких уређаја у готово свим областима технике условљена је великим бројем предности у односу на остале уређаје.

Предност хидрауличких система:

- пренос великих сила уређајима малих димензија,
- континуална промена брзине, броја обртаја, силе и момената,
- једноставна контрола свих параметара уз помоћ мерних уређаја (манометра, термометра, мерача протока),
- једноставна промена смера кретања због малих маса и момената инерције делова,
- једноставно претварање обртног у праволинијско кретање и обрнуто,
- једноставно подмазивање елемената уз помоћ радне течности,
- могућност аутоматизације,
- могућност уградње стандардних елемената или централних група,
- могућност конструктивне слободе при слагању елемената и уређаја.

Недостаци хидрауличких система:

- степен искоришћења је релативно мали у односу на механичке преноснике снаге због губитака при струјању и цурењу,
- високи захтеви за тачношћу израде елемената (виша цена),
- високи захтеви за чистоћом радне течности,
- строге мере за филтрирање и уопште одржавање система.

Предмет овог дипломског рада су основне хидрауличке компоненте, и то:

- хидрауличке пумпе,
- хидраулички мотори,
- хидроцилиндри,
- хидроакумулатори,
- вентили,
- разводници, као и
- радне течности у хидрауличким системима.

1. ХИДРАУЛИЧКЕ ПУМПЕ

Хидрауличке пумпе претварају механичку у хидрауличку енергију струје радне течности (проток и притисак).

У овом поглављу анализирају се:

- параметри радног процеса хидрауличких пумпи и
- карактеристичне конструкције.

1.1. Параметри радног процеса хидрауличких пумпи

Основна функција хидрауличке пумпе је претварање улазне механичке енергије у хидрауличку. Хидрауличка пумпа је запреминска пумпа, енергију предаје захваћеној запремини течности [3].

Пумпа има једну или више засебних радних комора, конструисаних тако да периодично могу мењати величину радне запремине. Промена запремине омогућује усисавање, раздвајање (одсецање) и потискивање радне течности.

Течност на излазу из хидрауличке пумпе има одређену хидрауличку енергију која се хидрауличком систему преноси, управља и претвара у механички рад.

Радни процес хидрауличке пумпе описује се следећим величинама:

- проток пумпе Q_p ,
- специфична радна запремина пумпе V_p ,
- потребна снага пумпе P_p ,
- угаона брзина вратила пумпе ω_p и
- степен искоришћења η_p .

Теоријски проток Q_{pt} хидрауличке пумпе је:

$$Q_{pt} = q_p \omega_p \quad (1.1)$$

где су: Q_{pt} , m^3/s - теоријски проток пумпе,

q_p , m^3/rad - специфични проток хидрауличке пумпе и

ω_p , rad/s - угаона брзина вратила пумпе.

Специфични проток хидрауличке пумпе q_p одговара запремини радне течности којухвати пумпа кад се њено вратило закрене за један радијан. Рачунски се одређује из специфичне радне запремине пумпе V_p .

$$q_p = \frac{V_p}{2\pi} \quad (1.2)$$

Специфична радна запремина пумпе V_{mp} је одређена конструкцијским величинама. Она је једнака запремини течности коју захвате радне коморе пумпе током једног пуног обртаја вратила. Рачунски може се одредити за сваку конструкцију хидрауличке пумпе. Хидрауличке пумпе се производе са различитим величинама специфичне радне запремине (обично се даје у cm^3/o).

Стварни проток хидрауличке пумпе Q_p је мањи од теоријског Q_{pt} јер се део запремине захваћене течности неповратно изгуби у пумпи и не учествује у корисном претварању енергије:

$$Q_p = Q_{pt} \eta_{vp} \quad (1.3)$$

1.2. Карактеристичне конструкције хидрауличких пумпи

Данас је у техничкој употреби велики број различитих конструкција и типова хидрауличких пумпи.

Хидрауличке пумпе имају:

- механизам за потискивање и
- механизам за развођење.

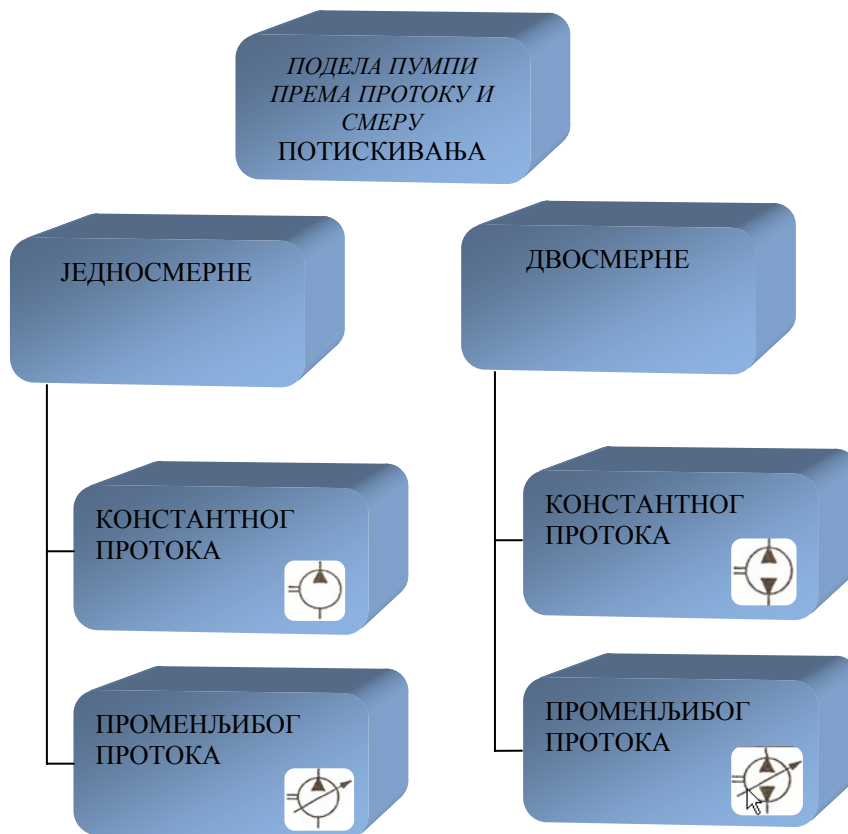
Хидрауличке пумпе могу поред наведених механизма имати механизам за управљање радних параметара пумпе [2].

Механизам за потискивање течности предаје механичку енергију захваћеној запремини радне течности (претвара механичку у хидрауличку енергију).

Механизам за развођење течности омогућава одвајање захваћене запремине течности тако да раздваја зону ниског притиска (на улазу) од зоне високог притиска (на излазу) хидрауличке пумпе.

Механизам за управљање радних параметара пумпе омогућава промену радних параметара пумпе током рада (промену протока по интензитету и по смеру, промену притиска).

Код неких пумпи је основно кретање механизма за потискивање ротационо (зупчасте, крилне, завојне итд). Код клипних пумпи је основно кретање механизма за потискивање праволинијско.

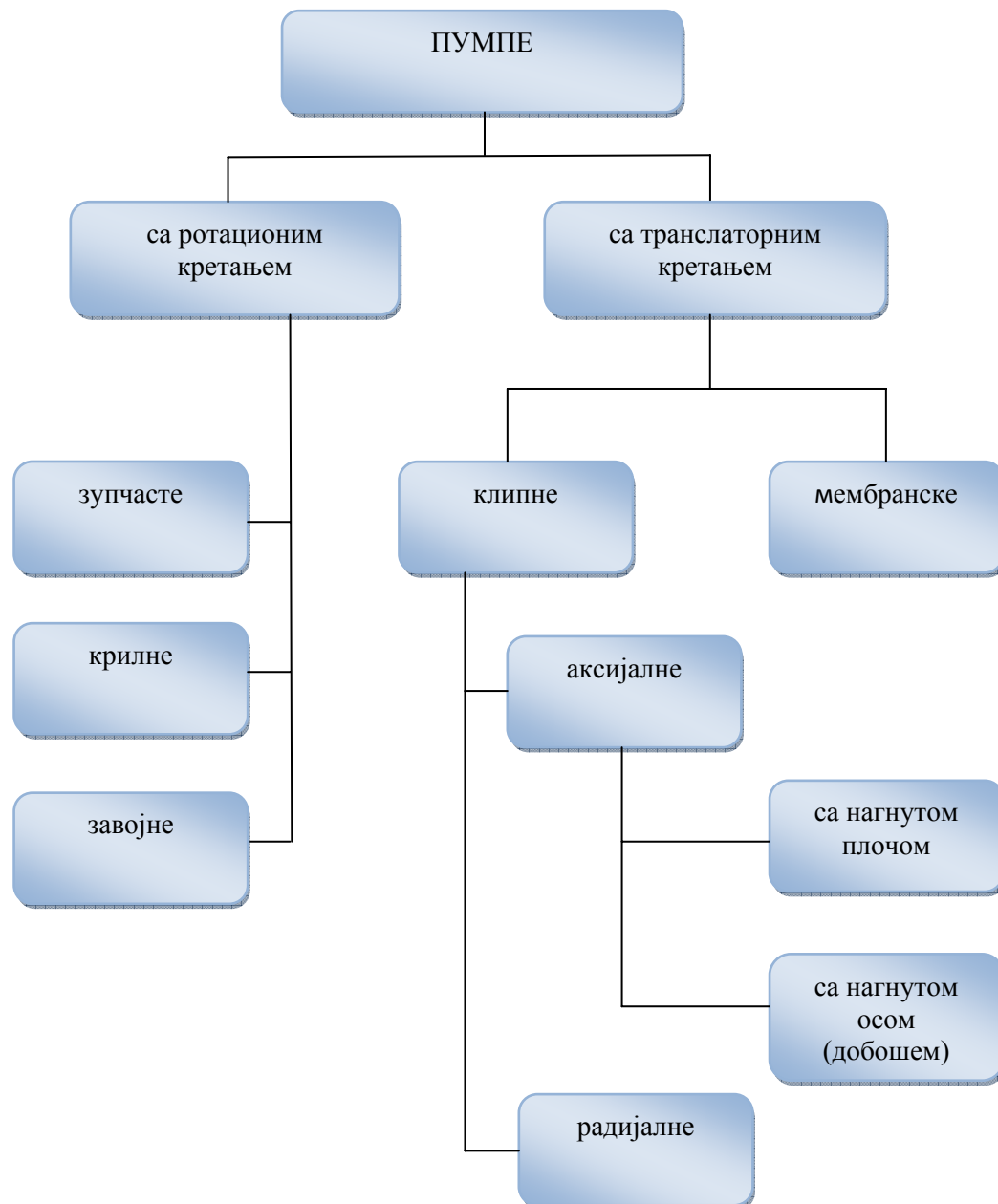


Сл. 1.1. Графичка подела пумпи према току и смеру

Према типу и конструкцији пумпе се деле на:

- пумпе са константном радном запремином и
- пумпе са равномерном променљивом радном запремином.

Пумпе са променљивом радном запремином су пумпе променљивог протока.



Сл. 1.2. Графичка подела пумпи према кретању радних елемена

1.3. Пумпе са ротационим кретањем

1.3.1. Зупчасте пумпе

Зупчаста пумпа је пумпа која ради на принципу покретања зупчаника. Састоји се од два зупчаника која су смештена у кућишту пумпе. Један зупчаник је погонски и добија погон од погонског уређаја (најчешће електромотор), а други зупчаник је гоњени. Зупчаници су међусобно спрегнути те се окрећу у зависности један од другог. Размак између кућишта и врха озубљења је тек довољан да се зупчаници несметано окрећу у кућишту, да би се спречило струјање течности између кућишта и озубљења.

Одликују се:

- једноставном конструкцијом,
- малим димензијама и тежином,
- ниском ценом,
- великим степеном искоришћења,
- дугим веком трајања,
- лаком заменом делова,
- малом осетљивошћу на нечистоће у уљу,
- лаким одржавањем,
- висока ефикасност...

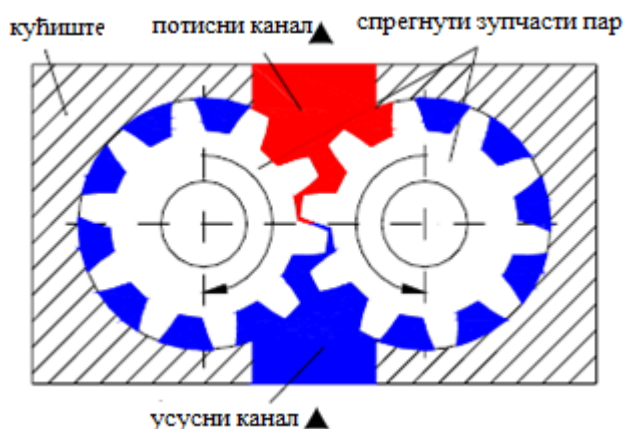
Основни недостаци зупчастих пумпи су:

- релативно ниски радни притисци,
- веома тешко уграђивање елемената за регулацију капацитета,
- висок степен неравномерног потискивања флуида и имају нагли пад коефицијената корисног искоришћења.

По конструкцији могу бити:

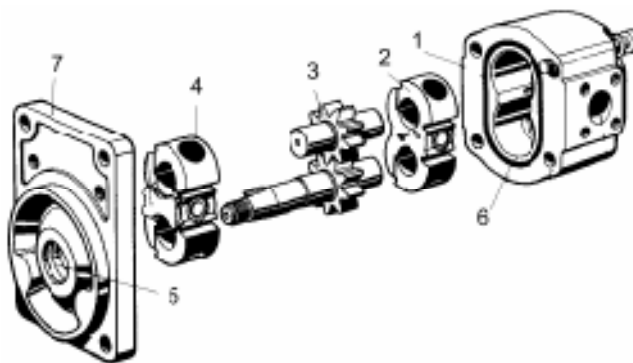
- пумпе са спољашњим спрезањем или
- пумпе са унутрашњим спрезањем.

Зупчаста пумпа са спољним спрезањем шематски је приказана на слици 1.3. Механизам за потискивање је спрегнути зупчасти пар. Радну комору чини простор између зуба и равна површина којом је тај простор затворен са задње и предње стране и део цилиндричне површине кућишта пумпе који затвара тај простор по ободу зуба.



Сл.1.3. Шематски приказ зупчасте пумпе са спољним спрезањем

Карактеристична конструкција зупчасте пумпе са спољним спрезањем у растављеном облику дата је на слици 1.4.



Сл.1.4. Карактеристична конструкција зупчасте пумпе са спољним спрезањем у растављеном облику: 1 – кућиште, 2 и 4 – чеоне плоче, 3 – спрегнути зупчасти пар, 5 и 6 – заптивач и 7-поклопац.

Механизам за развођење реализован је конструкцијским смештајем уисног и потисног канала пумпе. Развођење радне течности врши се у току изласка зуба из захвата (усисавање) и моменту поновног уласка зуба у захват (потискивање). Уисни канал налази се насупрот потисног.

Зупчаста пумпа нема механизам за управљање што значи да се смер потискивања, величина протока, радни притисак не могу у току рада подешавати (пумпа константне радне запремине).

Зупчаста пумпа са спољним озубљењем ради на следећи начин; у простору између зуба на уисној страни усисавања, због изласка зуба из захвата, ствара се подпритисак и тај се простор попуњава хидрауличким уљем. Због ротације спрегнутих зупчаника, захваћена течност у простору међузубља преноси се на потисну страну пумпе. На потисном делу зупчасте пумпе, уласком зуба у захват, истискује се захваћена течност у потисни вод.

Иако би се на први поглед могло закључити да је зупчаста пумпа реверзибилна, постојеће зупчасте пумпе су конструктивно изведене за један смер ротације улазног вратила. Потисна страна зупчасте пумпе је профилисана тако да се омогући ефикасно одвођење течности и растерети корен међузубља. Део течности који остаје заробљен између зуба, када они улазе у захват, одводи се посебним растеретним каналом. На уисној страни зупчасте пумпе јавља се проблем пуњења међузубља, нарочито код већих брзина ротације зупчастог пара. Уисни канал пумпе је тако профилисан да су губици хидрауличке енергије минимални, а зона усисавања довољно велика.

Ова, иначе јефтина и робустна конструкција хидрауличке пумпе, има релативно високе губитке истицања кроз конструкционе зазоре.

Зупчасте пумпе нису нарочито осетљиве на задрљану радну течност, имају добре експлоатационе карактеристике и захтевају минимално одржавање.

Препоручене вредности радног притиска крећу се до 200 bara, број обртаја је у распону 1000 min^{-1} до 2000 min^{-1} . Израђују се у широком дијапазону величина специфичне радне запремине.

Ниво буке коју ствара зупчаста пумпа са спољним озубљењем прелази 70dB и последица је конструкције пумпе.

Основни недостаци зупчастих пумпи са спољашњим спрезањем су:

- релативно ниски радни притисци,
- немогућност запреминске регулације притиска,
- висок степен неравномерности протока,
- нагли пад степена корисности при порасту температуре уља,
- релативно јак шум код високих притисака и великог броја обртаја.

Зупчасте пумпе са спољашњим спрезањем имају широку примену али најчешће за помоћне погоне.

Зупчасте пумпе са унутрашњим спрезањем су сложеније за израду али имају мање габарите (за исти проток) од пумпе са спољашњим спрезањем и скоро да су бешумне у раду, а и степен пулзације протока им је мали. Производе се за радне притиско до 150 bara и протоке до 100 l/min, а раде са бројевима обртаја од 500 min^{-1} до 3000 min^{-1} . Зупчаста пумпа са унутрашњим спрезањем се састоји из већег зупчаника у облику чауре са унутрашњим зупцима и мањег ексцентрично постављеног зупчаника са спољашњим зупцима.



Сл.1.5. Шематски приказ зупчасте пумпе са унутрашњим озубљењем

Између зупчаника на ексцентричном делу налази се преграда у облику полумесеца (лука) која омогућује да се течност транспортује ка излазу попуњавањем међузубних простора зупчаника.

Из основне конструкције зупчасте пумпе са унутрашњим спрезањем развијена је конструкција пумпе са зупчастим прстеном (сл. 1.5.).

Зупчасти прстен са унутрашњим озубљењем постављен је слободно у кућишту пумпе. Он има један зубац више од зупчастог сегмента на ротору. За време ротације зупчастог сегмента повећава се усисни простор на усисној страни. На потисној се овај простор смањује.

Заједно са прстеном помера се и радна течност (која испуњава међузубље) од усисне према потисној страни.

Унутрашње зупчасте пумпе (зупчасте пумпе са унутрашњим озубљењем) се могу користити у сваком сектору индустрије. Показале су се као веома успешне у пумпању ниских и високо вискозних течности, почев од чоколаде до горива и нафте. Зупчасте пумпе имају једноставну конструкцију, што је веома важно за њихову безбедну и дуготрајну експлоатацију те због тога имају велику примену у уљно-хидрауличким системима за управљање.

1.3.1.1. Прорачун конструктивних параметара зупчасте пумпе

Проток пумпе је функција запремине међузубља, броја зуба и броја обртаја у јединици времена.

Код упрошћене методе за прорачун протока претпоставља се да су запремине зуба и међузубља једнаке и да је висина зуба $h = 2m$.

Специфични капацитет (проток) по обртају:

$$q = D\pi hb = 2mD\pi b, \text{ cm}^3/o \quad (1.4)$$

где су: m – модул зупчаника,

b – ширина зупчаника,

D – подеони пречник зупчаника,

h – висина зуба.

Капацитет зупчасте пумпе:

$$Q = qn = 2mDbnk_p, \text{ cm}^3/min \quad (1.5)$$

где је k_p – коефицијент (одређује се емпиријски)

Пумпе са некоригованим зубима и бројем зуба $z=6-12$; $k_p = 3,5$

Пумпе са коригованим зупчаницама $k_p = 4,7$.

Модул зупчаника:

$$m = \frac{Q}{0.086bV_o} \quad (1.6)$$

где је: Q – стварни проток пумпе,

V_o – обимна брзина.

Губици снаге у зупчастој пумпи резултат су губитака услед:

-механичких отпора ($\eta_{meh}=0,75 - 0,85$) и

-запреминских губитака услед истицања (цурења) течности из коморе високог у комору ниског притиска ($\eta_v=0,80 - 0,92$).

Запремински губици утичу на вредност стварног протока пумпе. До цурења течности долази због присутних зазора на чеоним странама (између површине зуба и кућишта) и бочним странама (између бокова зуба и страна кућишта). Истицање уља из зоне вишег у зону нижег притиска може се смањити у извесној мери повећањем вискозности уља.

Код малих и средњих обимних брзина (до 3 m/s и 5 m/s) запремински губици су последица искључиво истицања. При брзинама преко 6 m/s простори међузубља се не попуњавају у потпуности због краткотрајног процеса усисавања и повећаних центрифугалних сила које делују на уље (волуметријско-кавитациони губици). На површину зупчаника делује притисак па долази до појаве силе притиска. Ова сила је најмања код усисне коморе, а највећа код потисне.

Резултујућа сила притиска:

$$F_p = (0.7 - 0.3)(p_1 p_2) b D \quad (1.7)$$

где су: p_1 и p_2 – притисци на потисној и усисној страни пумпе,
 b – ширина зупчаника и
 D – пречник зупчаника.

Величина силе притиска F_p ограничава највећи радни притисак зупчaste пумпе. Радни притисак зупчaste пумпе може се повећати ако се конструктивним путем растерете лежаји, а то се постиже тако што се каналом споје комора високог и ниског притиска. Оваквим растерећењем радни притисак пумпе може се повећати са 100 *bara* на 200 *bara*.

1.3.2. Крилне пумпе

Крилне пумпе су ротационе пумпе у којима су елементи за потискивање течности израђени у облику крилаца (плоча, лопатица), а радне коморе (запремине којима се течност потискује из усисне у потисну комору пумпе) су простори између два суседна крилца, добоша ротора, статорског прстена и бочних страна.

Крилне пумпе спадају у групу конструктивно најједноставнијих запреминских пумпи.

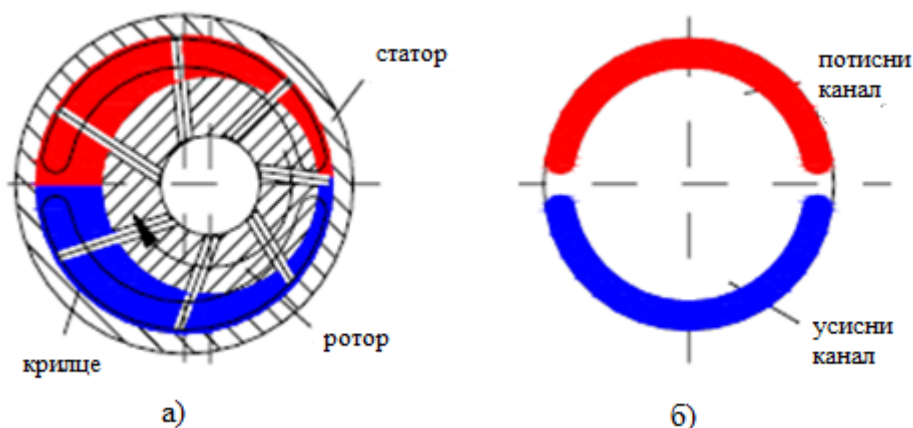
Према конструкцији могу бити:

- са крилцима уграђеним у статору и
- са крилцима која ротирају заједно са ротором.

Крилне пумпе са жљебовима у ротору могу бити:

- једноструког дејства са ексцентрично постављеним ротором у односу на статорски прстен (слика 1.6.) и
- двоструког дејства са центрично постављеним ротором у елиптичном, или специјално обликованом, статорском прстену.

Шематски приказ крилне пумпе дат је на слици 1.6.а. Ротор пумпе са усађеним крилцима смештен је ексцентрично у статор пумпе. Радне коморе формирају се између два крилца, ротора и статора пумпе и бочних површина. Закретањем ротора, радна комора се континуирано мења од минималне до максималне величине и обратно.

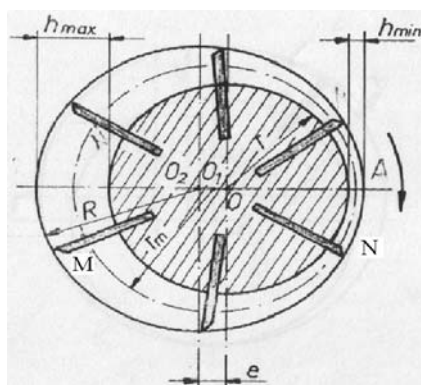


Сл.1.6. Крилна пумпа (а) - шематски приказ, (б) - разводна плоча

Механизам за потискивање чине крилца заједно са ротором и статором. Усисна страна пумпе је одвојена од потисне разводном плочом (механизам за разођење) која има два отвора у облику полумесеца који су спојени на усисни и потисни вод пумпе. Карактеристични облик разводне плоче приказан је шематски на слици 1.6.б

Крилна пумпа ради на следећи начин; обртањем ротора пумпе мења се величина запремина радних комора. Максимална вредност запремине радне коморе постиже се код закретања ротора за пола круга (π). Даљим закретањем ротора, запремина радне коморе се смањује. Минимална вредност запремине радне коморе постиже се код достизања пуног круга (2π). Усисни канал (сл.1.6.б) разводне плоче смештен је тако да омогућује попуњавање радних комора течношћу сво време док се њихова запремина повећава (заокрет од 0 до π). Потисни канал (сл.1.6.б) омогућује одвођење радне течности за време смањења запремине радне коморе (заокрет од π до 2π). То је разлог да је профил усисног и потисног канала разводне плоче у облику полумесеца (сл.1.6.б).

Капацитет пумпе се може израчунати у односу на корисну величину запремине коморе која се добија као разлика највеће и најмање запремине коморе.



Сл.1.7. Конструктивни параметри крилне пумпе

На слици 1.7. приказана је шема крилне пумпе код које се ротор налази у међуположају, па је $0 < e < e_{max}$ што значи да је код свих комора смањена корисна запремина за величину која је пропорционална величини зазора h_{min} .

Карактеристични случајеви:

- код $e=e_{max}$, $h_{min}=0$ проток пумпе има највећу вредност,
- код $e=0$, $h_{min}=h_{max}$ проток пумпе је једнак нули.

Запремина једне коморе износи:

$$V=lhb \quad (1.8)$$

Дужина коморе (код занемаривања ширине крилаца) је:

$$l=\frac{2r_m\pi}{z} \quad (1.9)$$

где је: r_m - полупречник средишњег круга, $r_m = (R + r)/2$

e - ексцентричност, $e=R-r$

z - број крилаца,

b - ширина крилаца.

Са слике 1.7. се види да је:

- највећа висина коморе $h_{max}=R+e-r$
- најмања висина коморе $h_{min}=R-e-r$

Запремина највеће коморе је:

$$V_{max} = \frac{2\pi r_m}{z} b h_{max} = \frac{2\pi r_m}{z} (R + e - r) b \quad (1.10)$$

Запремина најмање коморе је:

$$V_{min} = \frac{2\pi r_m}{z} b h_{min} = \frac{2\pi r_m}{z} (R - e - r) b \quad (1.11)$$

Добија се:

$$V=V_{max} - V_{min} = \frac{2\pi r_m}{z} 2eb \quad (1.12)$$

Специфични проток пумпе за један обртај ротора је једнак:

$$q=Vz=4r_m\pi eb \quad (1.13)$$

Укупни проток при n обртаја је:

$$Q=qn=4r_m\pi ebn \quad (1.14)$$

Пошто је $r_m = (R + r)/2$ и $e=R-r$ добијамо

Коначан образац за прорачун капацитета:

$$Q=\frac{D^2-d^2}{2} \pi n b \quad (1.15)$$

Најоптерећенији делови крилних пумпи су места додира врха крилаца и статора, затим свих страна крилаца са површинама жлеба у ротору и бочним површинама статора.

Најкритичније је место додира врха крилаца и овалне површине статора, где владају:

- висока специфична оптерећења,
- високи коефицијенти трења и
- интензивни процеси абразивног хабања.

Крилне пумпе се израђују са 8 – 12 крилаца, а код пумпи вишеструког деловања и до 16 крилаца. Код већег броја крилаца проток је равномернији, а смањује се и њихово оптерећење.

Крилне пумпе се одликују:

- мирним и бешумним радом,
- могућношћу регулације протока променом ексцентритета ротора,
- протоком без пулзација.

Недостатак им је што су осетљиве на велике притиске када лако долази до лома крилаца (лопатица пумпе).

Радне карактеристике ових пумпи су:

- радни притисци 100 bara,
- капацитет до 20 l/min,
- број обртаја 1500 o/min,
- укупни степен искоришћења $\eta_u=0,7$,
- запремински степен искоришћења $\eta_v=0,85$.

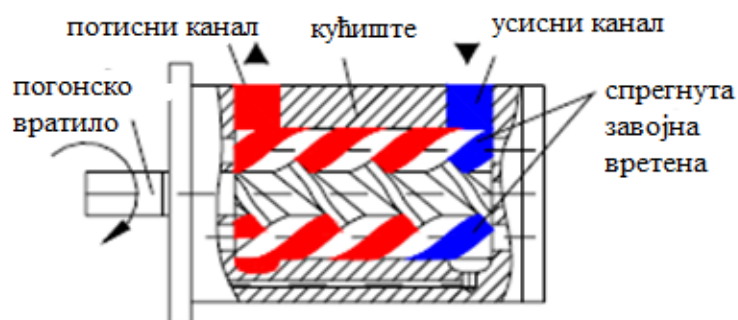
Крилне пумпе се примењују у хидрауличним системима преноса снаге различите намене, између осталих и у системима преноса снаге пољопривредних машина.

1.3.3. Завојне пумпе

Завојне пумпе раде на принципу потискивања радне течности кроз коморе које се образују уздужно између кућишта пумпе и завојног вретена.

Завојне пумпе по конструкцији могу бити са 2, 3 и више вретена – завојница.

Шематски приказ завојне пумпе дат је на слици 1.8. Основу конструкције завојне пумпе чине три спрегнута завојна вретена са циклоидним профилем смештена у једно кућиште, тако да је централно погонско вретено аксијално спрегнуто са два гоњена вретена. Минимални зазор између бокова спрегнутих завојница омогућава потребно заптивање. Завојне пумпе одликују се мирним и тихим радом без пулзација притиска и протока.



Сл.1.8. Шематски приказ завојне пумпе

Механизам за потискивање течности код завојне пумпе је спрегнути завојни пар. Радна течност попуњава простор између завојница. Усисавање и потискивање течности врши се континуирано током ротације спрегнутих завојница. Смер потискивања дефинисан је смером ротације погонског вретена.

Спрегнута завојна вретена заједно са кућиштем чине радне коморе. Захваљујући завојном профили (код ротације) преноси се радна течност од усисне ка потисној страни пумпе. При томе се континуирано повећава притисак течности затворене у простору између завојница. Гоњена вретена врше заптивање (обрћу се без преношења обртног момента).

Механизам за развођење радне течности (одвајање усисне и потисне гране) изведен је геометријским размештањем усисног и потисног канала.

Завојне пумпе немају механизам за управљање, то значи да им је радна запремина константна (пумпа константне радне запремине). Проток пумпе зависи од броја обртаја погонског вретена пумпе и величине специфичне запремине.

Захваљујући константној запремини радних комора и једноличном облику, проток завојне пумпе је континуалан без турбуленција и пулзација. Завојна пумпа ради скоро бешумно и без пулзација притиска. Завојна пумпа има релативно високе губитке кроз зазоре па се не користи за високе радне притиске.

Радне карактеристике ових пумпи су:

- радни притисци до 50 *bara*,
- број обртаја 1500 *o/min*,
- укупни степен искоришћења $\eta_u=0,65$,
- запремински степен искоришћења $\eta_v=0,80$.

Завојне пумпе граде се за широк дијапазон величина специфичних запремина (протока).

Основне карактеристике завојних пумпи:

- транспорт материјала је са минималним пулзацијама протока,
- нема вентила који би смањивали утицај пумпе,
- могуће је реверзибилно транспортовање,
- капацитет зависи од броја обртаја пумпе,
- израђују се од свих погодних материјала,
- миран и бешуман рад.

Мане завојних пумпи:

- сложене израде,
- дугачке,
- остварују ниже притиске и
- неподесиве.

Примењују се за транспорт најразличитијих материјала у многим гранама индустрије као што су: нафтна индустрија, хемијска индустрија, индустрија керамике...

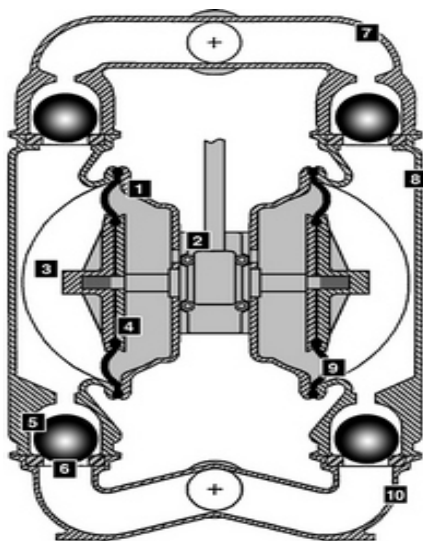
1.4. Пумпе са транслаторним кретањем

Пумпе са транслаторним кретањем могу бити:

- мембранске и
- клипне.

1.4.1. Мембранске пумпе

Радни елемент мембранске пумпе је мембрана од гумираног платна. Принцип рада заснован је на угибању мембране, која обавља функцију клипа.



Сл.1.9.Шематски приказ мембранске пумпе

На слици су означени следећи делови:

- (1) ваздушна комора;
- (2) дистрибутивни центар ваздуха, механизам који повећава или снижава притисак у ваздушној комори тј. отвара потисни или усисни вод;
- (3) спољни клип мембране;
- (4) унутрашња мембрана клипа – спречава контакт ваздуха и радне течности;
- (5) кугласти вентил – омогућава отварање / затварање усисног и потисног вода;
- (6) седиште вентила;
- (7) потисни колектор – олакшава радној течности излаз из пумпе;
- (8) комора са радном течностима;
- (9) мембрана;
- (10) усисни колектор – омогућава радној течности улазак у пумпу.

1.4.2. Клипне пумпе

Клипне пумпе могу бити радијалне и аксијалне.

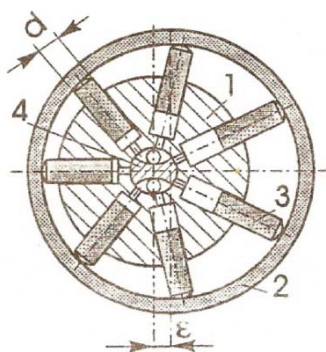
1.4.2.1. Радијалне клипне пумпе

Радијална клипна пумпа, приказана на слици 1.10. састоји се од статора и ротора у коме су израђени радијални цилиндри са клиповима који се у њима налазе. Обртањем ротора, чија је оса ексцентрично постављена у односу на осу статора, услед центрифугалне силе, а и опруга испод клипа, долази до приљубљивања клипова уз унутрашњу површину статора, односно до њиховог радијалног померања у цилиндрима. Радни цилиндри су повезани отворима са усисним и потисним водовима кроз стозер око кога се ротор окреће, тако да за један обртај ротора клип у цилиндру изврши један такт усисавања уља из резервоара и његовог потискивања у систем.

Проток односно капацитет ових пумпи је једнак збиру радних запремина свих цилиндара у ротору, односно теоријски јединични капацитет се може изразити у виду:

$$Q = \frac{d^2 \frac{\pi}{4} h z}{1000}, \text{ l/o} \quad (1.16)$$

где је : d , cm – пречник клипова,
 h , cm – ход клипова ($h = 2\varepsilon$),
 z – број клипова,
 ε , cm – ексцентричност ротора у односу на статор.



Сл.1.10. Радијална клипна пумпа

Број цилиндара у ротору је обично непаран да би се обезбедила већа равномерност у раду. Код ових пумпи се може извршити веома добро заптивање између клипа и цилиндра.

Радне карактеристике ових пумпи су:

- број обртаја 1500 o/min ,
- укупни степен искоришћења $\eta_u = 0,8$,
- запремински степен искоришћења $\eta_v = 0,95$,
- радни притисак 300 $bara$.

Притисци који се са овом пумпом могу постићи су веома велики и крећу се до више стотина бари. Међутим, због малог искоришћења укупне запремине ротора капацитет ових пумпи је ограничен. У циљу смањења трења између клипова и унутрашње површине статора, на врховима клипова се постављају ролнице.

Предности радијалних пумпи:

- високи притисци и протоци,
- велике брзине обртања,
- висок степен искоришћења,
- робусне,
- мања осетљивост на нечистоће у односу на аксијалне клипне пумпе.

Мане радијалних пумпи:

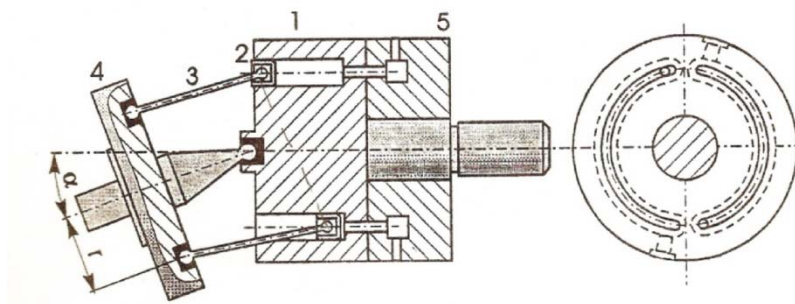
- скупе,
- мање компактне у односу на аксијалне,
- осетљиве на чистоћу радног флуида.

1.4.2.2. Аксијалне клипне пумпе

За разлику од радијалних клипних пумпи, аксијалне клипне пумпе високог притиска имају аксијално избушене цилиндри у ротору 1, са клиповима 2 који се у њима крећу и стварају исти ефекат усисавања и потискивања флуида као и у претходном случају. Обзиром да се на овај начин боље искоришћава маса (запремина) ротора, то ове пумпе уз исте димензије имају веће капацитете од радијалних клипних пумпи, уз исте високе притиске.

У зависности од начина на који се остварује кретање клипова, постоје две конструкције ових пумпи:

- аксијалне клипне пумпе са нагнутом осом (добошем) и
- са нагнутом плочом.

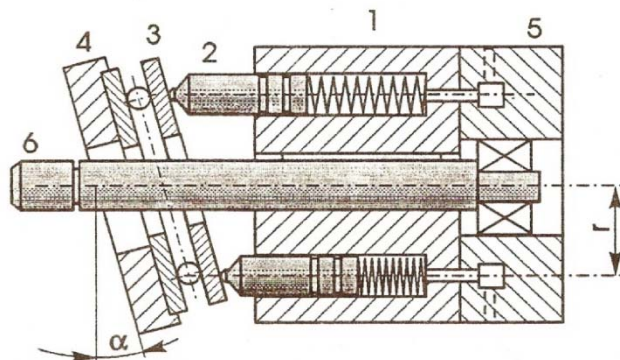


Сл. 1.11. Принцип рада аксијалне клипне пумпе са нагнутом осом

У првом случају (сл. 1.11.) клипови 2 помоћу полука 3 зглобно везани за диск 4 чија је оса нагнута под углом α у односу на осу ротора и који се, посредством стозера, обрће истом брзином као и ротор пумпе. При том обртању доћи ће до увлачења и извлачења клипова у цилиндрима, што омогућава и усисавање уља из резервоара кроз усисни вод на статору 5 као и његово потискивање кроз потисни вод.

Јединични теоријски капацитет се може израчунати као и код радијалне клипне пумпе, с тим што је у овом случају ход клипова једнак:

$$h = 2 r \sin \alpha, \text{ cm} \quad (1.17)$$

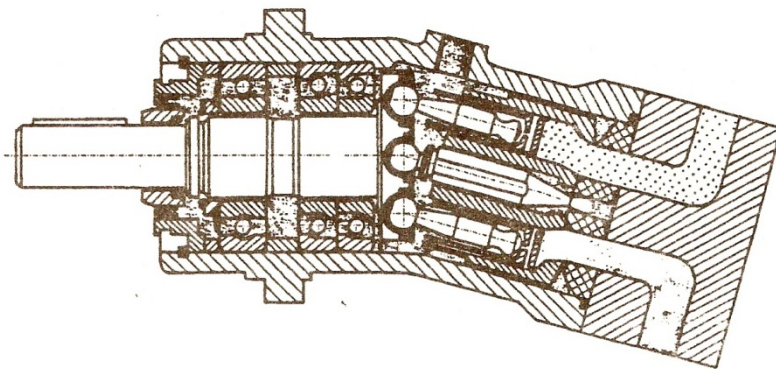


Сл. 1.12. Принципијски рад аксијалне клипне пумпе са нагнутом плочом

Код друге варијанте (сл. 1.12.) се клипови помоћу опруга приљубљују уз плочу нагнуту за угао α , што такође условљава да се за један обртај ротора у коме су цилиндри израђени изврши цео један такт усисавања и потискивања уља. Да би се умањило трење између клипова и нагнуте плоче, ова задња је постављена на куглице, тако да се може лако окретати заједно са клиповима. Израз за капацитет је овде истоветан као у првом случају, уз величину хода:

$$h = 2 r \operatorname{tg} \alpha, \text{ cm} \quad (1.18)$$

Све оно што је о експлоатацијским карактеристикама (протоку, притисцима) речено за радијалну клипну пумпу важи и овде.



Сл. 1.13. Аксијална клипна пумпа са нагнутом осом

На слици 1.13. је приказана једна изведена конструкција хидрауличне аксијалноклипне пумпе константног капацитета са нагнутом осом. Кућиште пумпе је повијено да би се у њему могао поставити ротор под неким углом у односу на осу погонског вратила.

Предности аксијално клипних пумпи:

- високи притисци и протоци,
- велике брзине обртања,
- висок степен искоришћења,
- миран и бешуман рад,
- робусне и сигурне у раду.

Мане аксијално клипних пумпи:

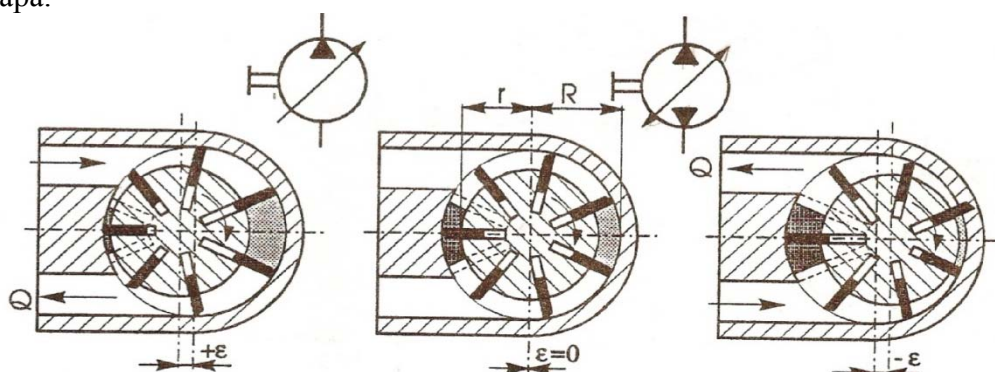
- скупе,
- осетљиве на чистоћу радног флуида,
- хабање на клиповима.

1.5. Хидрауличке пумпе променљивог капацитета

Већина напред приказаних пумпи, са изузетком зупчаних и завојних, могу се, одговарајућом конструкцијом, израђивати и као пумпе променљивог протока-капацитета. Измене се углавном свде на то да се одговарајућа величина, која утиче на капацитет, може по жељи мењати у току рада. Услед тога се неће објашњавати сам принцип рада ових пумпи (изузев прве), јер је он исти као и код пумпи константног капацитета. [4]

1.5.1. Вишећелијске пумпе променљивог капацитета

Конструкција овде приказане вишећелијске пумпе је истоветна са другом верзијом ових пумпи константног капацитета, приказаној раније. Лопатице, радијално покретне по каналима у ротору пумпе ексцентрично постављеног у односу на осу статора, са површинама ротора и статора формирају ћелије променљиве запремине, које су основа функционисања ових пумпи. На слици 1.14. приказан је принцип рада ове пумпе. На левом делу слике оса ротора је померена у лево у односу на осу статора, тако да ће запремине ћелија на левој страни бити мање од оних које се формирају са десне стране. Минималну запремину ће имати ћелија када се налази скроз лево на хоризонталној оси. При окретању ротора слева у десно (као на слици) запремина ове ћелије се повећава, стварајући подпритисак у том (усисном) делу пумпе, што доводи и до усисавања уља из резервоара.



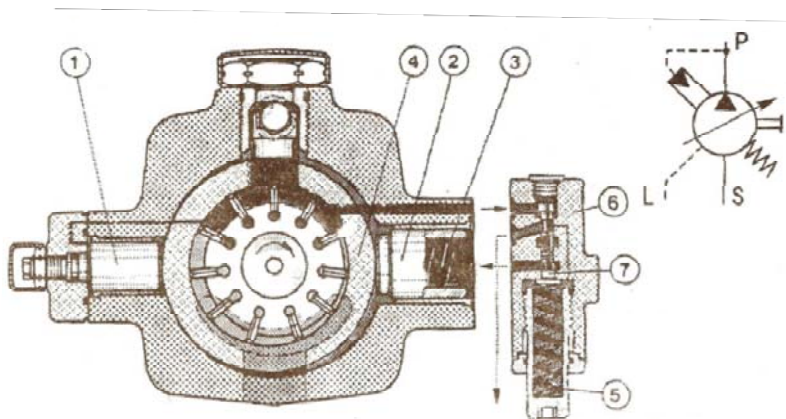
Сл. 1.14. Принцип рада и симбол вишећелијске пумпе променљивог капацитета

Ово уље попуњава простор ћелије и транспортује се у доњи део пумпе, где запремина ћелије почиње да се смањује све до своје минималне вредности. Услед тога мора доћи и до истискивања уља из пумпе. Стрелице показују смер кретања уља.

Као што је већ раније објашњено, количина уља, која се за један обртај ротора истисне из пумпе, једнака је разлици максималне и минималне запремине ћелије помножене са бројем ћелија. То уствари представља кружни прстен са радијусима $R+\epsilon$ и $R-\epsilon$. Смањујући ексцентрицитет ϵ , смањује се и површина овог прстена, а с тим и запремина уља која се истискује из пумпе.

За вредност $\epsilon=0$ запремине ћелија са леве и десне стране се изједначају, тако да нема вишка уља, што условљава да је и проток пумпе у том случају једнак нули. Померајући осу ротора у десно, долази поново до повећања ексцентрицитета ϵ али сада са друге стране, што је на слици означено као негативна величина. При томе је са леве стране ротора (на усисној и потисној страни) запремина ћелија максимална, а са десне минимална. Ово условљава да се повећање простора у ћелији дешава у доњем делу пумпе што доводи, при истом смеру обртања ротора и до усисавања уља кроз доњи прикључак. Усисано уље се транспортује у горњи део, одакле због смањења запремине ћелије бива истиснуто кроз горњи прикључак. Очигледно је да се овде ради о двосмерној пумпи променљивог капацитета.

Пример једне изведене крилне - вишећелијске пумпе је приказан на слици 1.15. Ова пумпа је карактеристична по томе што, поред могућности промене протока, омогућава и такозвани рад при „нултом ходу“. Овај израз карактерише пумпу која поред тога што може мењати проток, може и вршити подешавање максималног радног притиска. Принцип рада је, упрошћено гледано, следећи: опруга са десне стране пумпе делује на статор, који је у овом случају кружни прстен, померајући га у његов ексцентрични положај у односу на ротор. Величина ексцентрицитета, а с тим и подешени капацитет пумпе се регулише помоћу завртња са контранавртком са леве стране пумпе. Статор је тангенсијално вођен са завртњем на горњој страни кућишта, којим се подешава и висински положај статора. Настали притисак услед неког оптерећења на потисној страни пумпе (нпр. хидроцилиндар са клипом оптерећеног спољном силом) делује на унутрашњу клизну површину статора

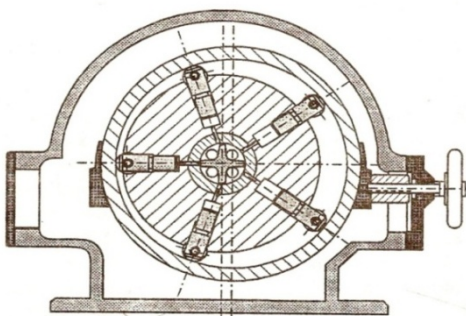


Сл. 1.15. Крилна пумпа променљивог капацитета са компензатором

Услед тога настаје једна хоризонтална компонентна сила која делује насупрот опрузи, тако да ће при неком (подешеном) притиску ова сила постати већа од силе у опрузи, што доводи и до враћања статора у неутрални центричан положај, а с тим и до смањивања протока до нуле. Величина радног притиска се подешава завртњем који потискује опругу. Треба напоменути да постоје различита управљања овом пумпом.

1.5.2. Радијалне клипне пумпе

Ова пумпа променљивог капацитета, приказана је на слици 1.16, ради на истом принципу као и раније описана пумпа константног капацитета према сл. 1.10. Ротор пумпе је улежиштен у кућишту и окреће се у њему, док је статор изведен у виду цилиндричног прстена, повезаног са механизмом за радијално померање. Помоћу овог механизма оса статора може да се помера, при чему се јавља и одговарајућа ексцентричност која утиче и на величину протока, како је већ раније објашњено.

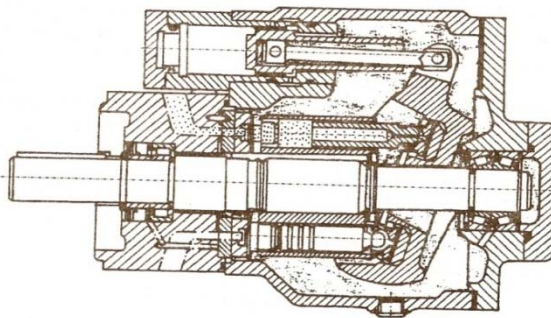


Сл. 1.16. Радијална клипна пумпа променљивог капацитета

У циљу смањења трења између клипова и статора, на спољним крајевима клипова се налазе ваљци помоћу којих се клипови котрљају по унутрашњој површини прстена. Рукавци осовина ових ваљака улазе у бочне прстенасте жљебове вођица клипова, чиме се обезбеђује вођење клипова.

1.5.3. Аксијалне клипне пумпе

Аксијална клипна пумпа променљивог капацитета, приказана је на слици 1.17, представља конструкцију са нагнутом плочом и ради на истом принципу као што је и објашњено код пумпи константног капацитета. Основна разлика у конструкцији се огледа у томе да се угао нагиба плоче, по којој клизе врхови клипова, може мењати и тиме омогућавати и промену хидроцилиндра монтираног на горњем делу кућишта саме пумпе, чији је клип помоћу клипне полуге повезан зглобно за овај склоп. Померајући се улево, клип хидрауличног цилиндра повлачи и заокретни зглоб, што доводи до смањења радних хода клипова пумпе и смањења њеног капацитета. Када плоча достигне вертикалан положај, ход клипова, а с тим и проток уља, постају једнаки нули, да би се при даљем заокретању плоче са заокретним склопом јавили негативни углови нагиба при чему се мења смер протока уља.



Сл. 1.17. Аксијална клипна пумпа променљивог капацитета са нагнутом плочом

2. ХИДРАУЛИЧКИ МОТОРИ

Хидраулички мотори претварају хидрауличку енергију у механички рад. У овом су поглављу анализирани параметри радног процеса и типичне конструкције хидрауличких мотора.

2.1. Параметри радног процеса хидрауличког мотора

Основна функција хидрауличког мотора је претварање хидрауличке енергије у механички рад. Хидромотори генеришу ротационо кретање на излазном вратилу. Хидраулички мотор претвара хидрауличку енергију радне течности у механичку.

Рад хидромотора описују следеће величине:

- угаона брзина вратила хидромотора ω_m ,
- специфични проток хидромотора q_m ,
- момент на вратилу хидромотора M_m ,
- снага P_m и
- степен искоришћења η_m .

Теоријска угаона брзина ω_{mt} вратила хидромотора одређује се из теоријског протока у хидраулички мотор и његовог специфичног протока.

$$\omega_{mt} = \frac{Q_{mt}}{q_m} \quad (2.1)$$

где су: Q_{mt} , m^3/s - теоријски проток у хидромотор,

q_m , m^3/rad - специфични проток хидромотора и

ω_m , rad/s - теоријска угаона брзина вратила хидромотора.

Специфични проток хидромотора одређује се из специфичне запремине мотора V_m .

$$q_m = \frac{V_m}{2\pi} \quad (2.2)$$

где је: V_m , m^3/o - специфична запремина хидромотора.

Стварни проток у хидромотору Q_m је:

$$Q_m = Q_{mt} \eta_{zm} \quad (2.3)$$

где је: η_{zm} - запремински степен искоришћења хидрауличког мотора.

Запремински степен искоришћења хидромотора η_{zm} је:

$$\eta_{zm} = \frac{Q_m}{Q_{mt}} \quad (2.4)$$

Теоријски момент M_{mt} на вратилу хидромотора је:

$$M_{mt} = q_m \Delta p_m \quad (2.5)$$

где су: M_{mt} , Nm - теоријски момент на вратилу хидромотора и
 Δp_m , Pa - пад притиска на хидромотору.

Стварни момент M_m на вратилу хидромотора је мањи због губитака енергије.

$$M_m = M_{mt} \eta_{mm} \quad (2.6)$$

где је: η_{mm} - механички степен искоришћења хидромотора.

Механички степен искоришћења хидромотора η_{mm} је:

$$\eta_{mm} = \frac{M_m}{M_{mt}} \quad (2.7)$$

Теоријска снага хидрауличког мотора P_{mt} је:

$$P_{mt} = Q_{mt} \Delta p_m \quad (2.8)$$

Стварна снага P_m хидрауличког мотора је:

$$P_m = P_{mt} \eta_m \quad (2.9)$$

где је: η_m - степен искоришћења хидромотора.

Степен искоришћења хидромотора η_m је:

$$\eta_m = \eta_{vm} \eta_{mm} \quad (2.10)$$

2.2. Карактеристичне конструкције хидрауличких мотора

Данас је у техничкој употреби велики број различитих конструкција и типова хидрауличких мотора.

Хидраулички мотори имају:

- механизам за потискивање и
- механизам за развођење.

Поред наведених механизма хидраулички мотори могу имати механизам за управљање радних параметара мотора.

Механизам за потискивање чине радне коморе и покретни механички склоп. Овај механизам претвара доведену хидрауличку енергију у механички рад.

Механизам за развођење течности раздваја зону ниског притиска (на улазу) од зоне високог притиска (на излазу) хидрауличног мотора.

Механизам за управљање радних параметара хидрауличног мотора омогућује промену радних параметара мотора током рада (промену брзине по интензитету и по смеру, промену момента на вратилу мотора). У већини случајева управљање хидрауличких мотора се изводи системима изван склопа мотора па се највећи број хидрауличких мотора на тржишту појављује са константном радном запремином (без механизма за управљање).

Хидраулички мотори са променљивом радном запремином (имају механизам за управљање) су сложеније конструкције, а нашли су примену код хидрауличких система са секундарном регулацијом енергије. Како је цена оваквих система за сада висока примена им је ограничена.

Конструкција хидромотора је у основи идентична са конструкцијом хидрауличке пумпе. Захтеви који се постављају пред пумпу и хидромотор нису исти. Од хидрауличног мотора се првенствено захтева да је реверзибилан односно да је двосмеран.

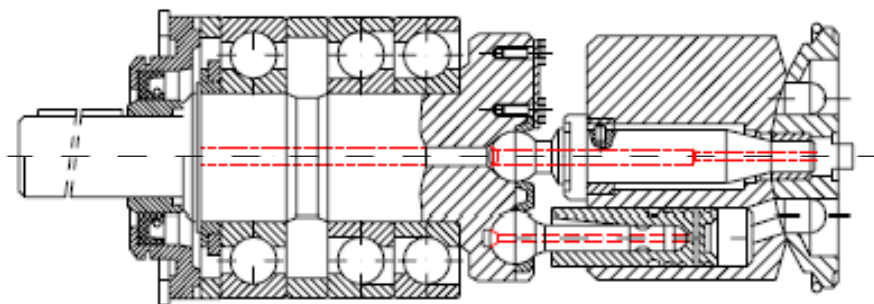
Зупчасти мотори имају велике губитке код малих бројева обртаја и користе се само као брзоротирајући мотори. Област примене им је од $500 - 3500 \text{ min}^{-1}$. Радни притисци су испод 250 bara . Конструктивно се могу извести само са константном радном запремином. При већим бројевима обртаја и радним притисцима повећава се ниво буке.

Крилни хидромотори имају мале губитке истицања на малим бројевима обртаја и могу се применити већ од 10 min^{-1} . Максимални радни притисак креће се до 250 bara . Конструктивно се могу извести и са променљивом радном запремином.

Завојни хидромотори се не срећу често у примени код класичних хидрауличких система. Могу се срести на неким системима као сензори (мерачи) протока поготово за запрљане течности.

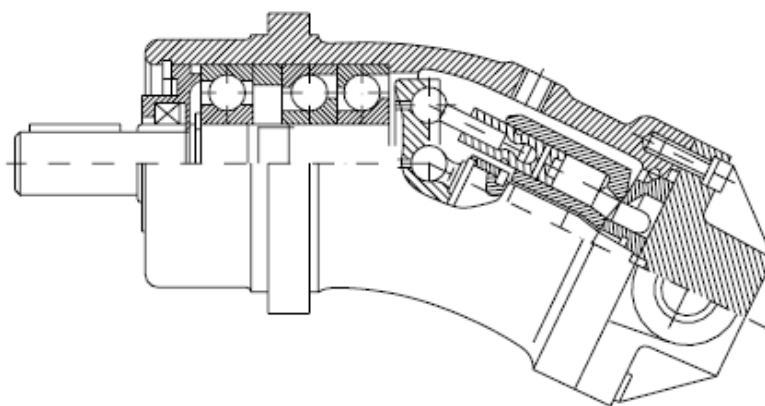
Клипно-аксијални хидромотори су највише коришћени хидромотори у класичној хидраулици и електрохидрауличким системима управљања. Конструктивно се изводе са зглобном везом и клизном плочом, константном или променљивом радном запремином (као и хидрауличке пумпе на слици 2.2 и слици 2.3).

Клипно- аксијални хидраулички мотори са зглобном везом одликују се мирним и тихим радом. Могу постићи високе бројеве обртаја излазног вратила (преко 4000 min^{-1}). Граде се за радне притиске преко 320 bara . Добре особине овог хидрауличног мотора постигнуте су захваљујући успешној конструкцији склопа излазног вратила, зглобне везе клипњача и вратила као и сферично изведеној разводној плочи. Карактеристична конструкција зглобно везаног вратила и погонске групе клипно-аксијалног хидромотора приказана је на слици 2.1. [13].



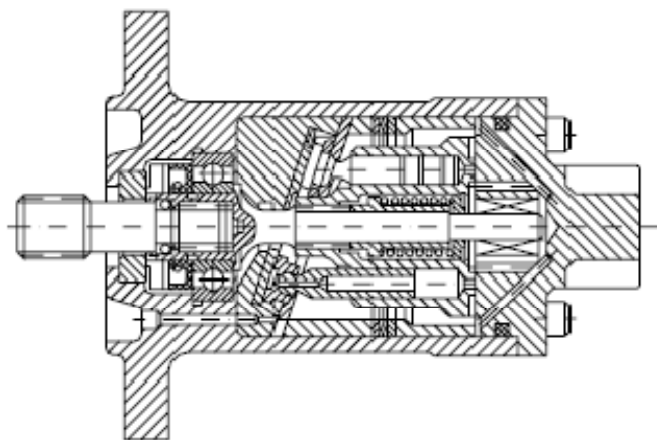
Сл.2.1. Карактеристична конструкција вратила и погонске групе клипно-аксијалног хидромотора

Једно од низа конструкционих решења клипно-аксијалних хидрауличких мотора са зглобном везом приказано је на слици 2.2. Овај хидраулички мотор је двосмеран и има константну радну запремину.



Сл.2.2. Конструкционо решење клипно-аксијалног хидрауличног мотора са зглобном везом вратила и погонске групе

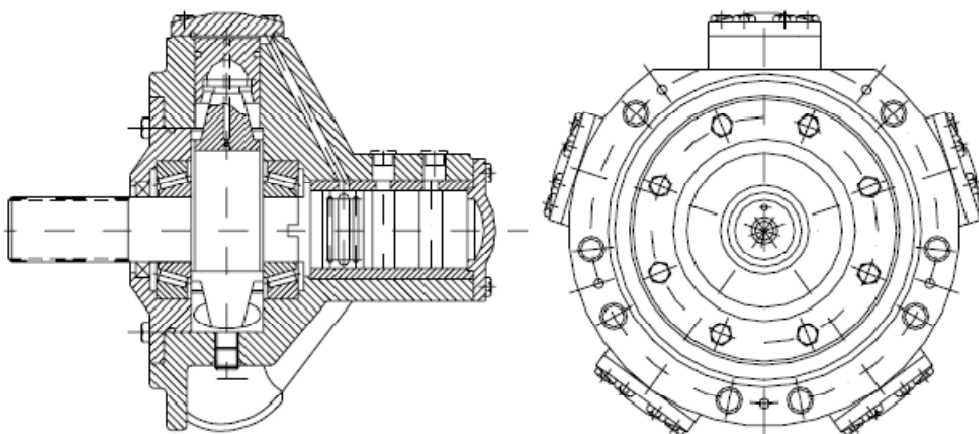
Клипно-аксијални хидраулички мотори са клизном плочом могу постићи бројеве обртаја излазног вратила преко 10000 min^{-1} . Карактеристична конструкција овог типа хидрауличког мотора дата је на слици 2.3.



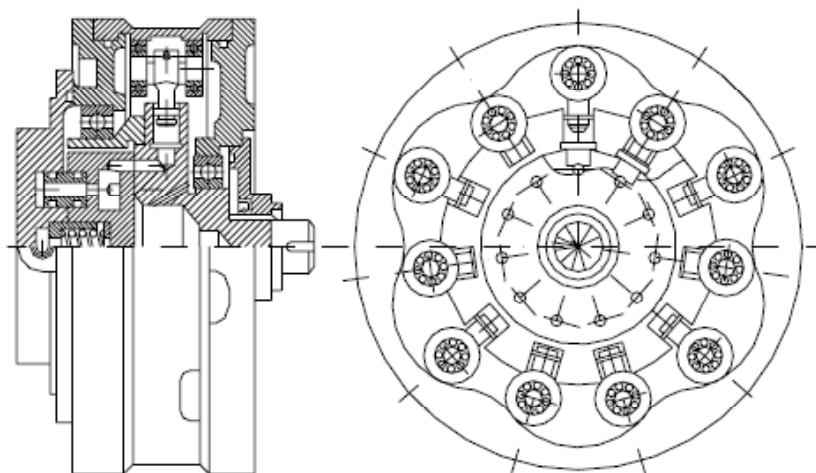
Сл.2.3. Клипно-аксијални хидраулички мотор са клизном плочом

Клипно-радијални хидромотори развијени су првенствено за велике обртне моменте у распону радних обртаја. Користе се за поуздани погон система великих снага (витла, дизалице). Производе се углавном са константном радном запремином, а управљају се системима изван мотора.

Типичне конструкције клипно-радијалних мотора приказане су на слици 2.4. и 2.5. Треба уочити да је захваљујући радијалном смештају клипова (релативно велике активне површине) могуће постићи потребне вредности обртног момента на излазном вратилу хидромотора.



Сл.2.4. Клипно-радијални високомоментни хидромотор



Сл.2.5. Клипно-радијални спороходни хидромотор

3. ХИДРОЦИЛИНДРИ

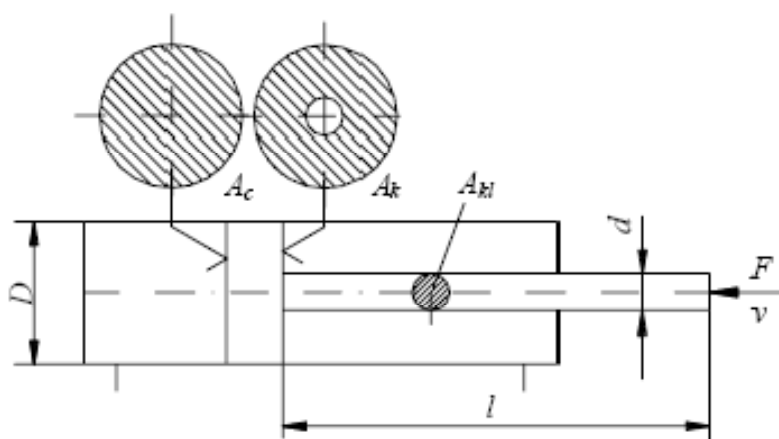
Хидраулички цилиндри претварају хидрауличку енергију у механички рад. Карактеристични су по ограниченом праволинијском или кружном кретању извршног елемента.

3.1. Параметри радног процеса хидрауличког цилиндра

Шематски приказ хидрауличког цилиндра дат је на слици 3.1.

Рад хидрауличког цилиндра описују следеће величине:

- сила на клипњачи F ,
- активна површина клипа A ,
- брзина клипњаче v ,
- дужина хода (извлачења) клипњаче l и
- степен искоришћења η_c .



Сл.3.1. Шематски приказ хидрауличког цилиндра

Сила на клипњачи хидрауличког цилиндра је пропорционална са активном површином клипа A и расположивим падом притиска Δp . Активна површина је она на коју делује сила притиска. Хидраулички цилиндри имају покретни клип са клипњачом која може бити једнострана или двострана.

Теоријска вредност силе на клипњачи хидрауличког цилиндра је:

$$F_{ct} = A \Delta p \quad (3.1)$$

где су: F_{ct} , N - теоријска сила на клипњачи хидрауличког цилиндра,

A , m^2 - активна површина клипа хидрауличког цилиндра и
 Δp , Pa - расположиви пад притиска на хидроцилиндру.

Стварна сила F_c мања је због губитака енергије.

$$F_c = F_{ct} \eta_{cm} \quad (3.2)$$

где је: η_{cm} - механички степен искоришћења хидрауличког цилиндра.

Механички степен искоришћења хидрауличког цилиндра η_{cm} , је:

$$\eta_{cm} = \frac{F_c}{F_{ct}} \quad (3.3)$$

Теоријска брзина извлачења клипњаче v_{ct} је пропорционална односу доведеног протока Q_c у хидрауличком цилиндру и активне површине клипа A .

$$v_{ct} = \frac{Q_c}{A} \quad (3.4)$$

где су: v_{ct} , m/s - теоријска брзина клипњаче,
 Q_c , m^3/s - проток у хидрауличком цилиндру.

Стварна брзина клипњаче хидрауличког цилиндра v_c је:

$$v_c = v_{ct} \eta_{cz} \quad (3.5)$$

где је: η_{cz} - запремински степен искоришћења.

Запремински степен искоришћења η_{cz} хидрауличког цилиндра је:

$$\eta_{cz} = \frac{Q_c}{Q_{ct}} \quad (3.6)$$

Степен искоришћења хидрауличког цилиндра η_c је:

$$\eta_c = \eta_{cm} \eta_{cz} \quad (3.7)$$

Хидраулички цилиндри производе се са одређеним величинама пречника цилиндра и клипњача као и дужинама хода клипњача. Разлози су вишеструки. Основни је свакако стандардизација заптивних материјала.

3.2. Подела хидрауличких цилиндара

Хидраулички цилиндри спадају у групу хидрауличких мотора са трансляторним кретањем [10], [11].

Састоје се од три основна елемента:

- цилиндра (кућишта),
- клипа (са или без клипњаче) и
- помоћних елемената.

Цилиндар је запремински хидромотор са праволинијским наизменичним кретањем радног органа (клипа) у односу на тело цилиндра и служи за претварање хидрауличне енергије у механичку. Праволинијско кретање клипа може се претворити у обртно помоћу кривајног механизма или озубљене летве и зупчастог редуктора.

Максимална сила у цилиндру је једнака производу притиска и површине клипа, док брзина кретања клипа (уколико је кућиште непокретно) зависи од протока уља и површине клипа.

Одговарајућом конструкцијом је могуће остварити било потисне било вучне силе. У зависности од тога да ли се уље доводи са једне или са обе стране (односно да ли има један или два прикључка).

Према намени ХЦ-и се деле на:

- *ХЦ једносмерног дејства*, код којих се уље доводи само са једне стране тако да се може остварити само потисна сила.

Враћање клипа у почетни положај врши се посебном силом, било да се ради о опружној сили као на (сл.3.2.а) било спољашњим оптерећењем (сл.3.2.б).

- *ХЦ двосмерног дејства* са једностраном или двостраном клипном полугом.

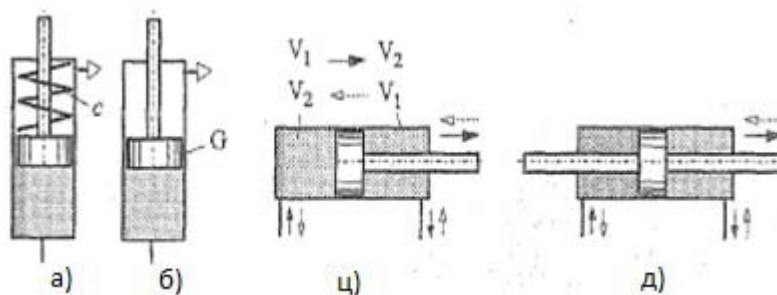
Најчешће примењиван цилиндар двосмерног дејства је са једностраном клипном полугом (сл.3.2.ц).

Доводећи уље под притиском долази до извлачења клипне полуге из цилиндра и остваривања потисне силе. Клип се креће у десно повећавајући радни простор цилиндра у који улази уље, док се флуид из десног дела потискује у резервоар углавном без притиска.

При промени смера довођења уља клипна полука се увлачи у цилиндар, остварујући вучну силу.

Због разлике у површинама са једне и друге стране клипа ови цилиндри се називају диференцијалним хидроцилиндима.

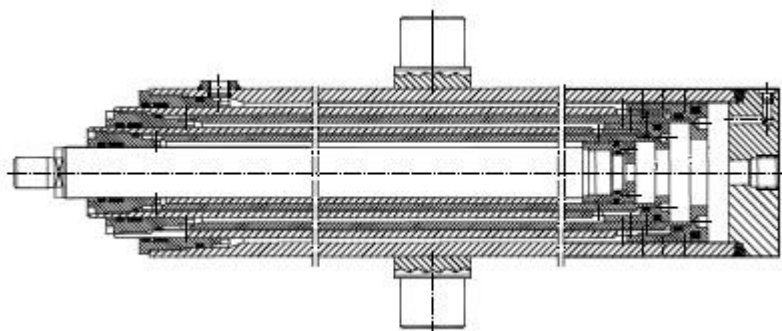
Код примера на слици 3.2.д постоје две клипне полуге, са обе стране клипа по једна тако да се ови хидроцилинди двоструког дејства називају цилиндри са двостраном клипном полугом. Принцип рада је истоветан као у предходном случају са напоменом да су овде радне површине клипа исте, па су исте и силе и брзине за оба смера кретања клипа.



Сл.3.2. ХЦ једносмерног и двосмерног дејства

- телескопски цилиндри, одликују се могућношћу великих ходава при релативно малом смештајном простору.

Код телескопских цилиндара клип се састоји из више делова увучених један у други који могу да се под силом притиска уља у радном простору цилиндра извлаче један из другог (са обезбеђењем од потпуног испадања), односно при дејству спољашњег оптерећења увлаче један у други. Када се доведе уље под притиском доћи ће до ивлачења клипова један за другим. Како се притисак подешава према величини отерећења и активној површини клипа најпре се извлачи највећи клип (са највећом површином). Са сваким следећим степеном расте потребан притисак, пошто се при непромењеном оптерећењу смањују активне површине. При константном протоку уља повећавање се и брзине извлачења од степена до степена. Редослед увлачења је услед константног спољног оптерећења обрнут: прво се увлачи најмањи клип.



Сл.3.3. Телескопски цилиндар

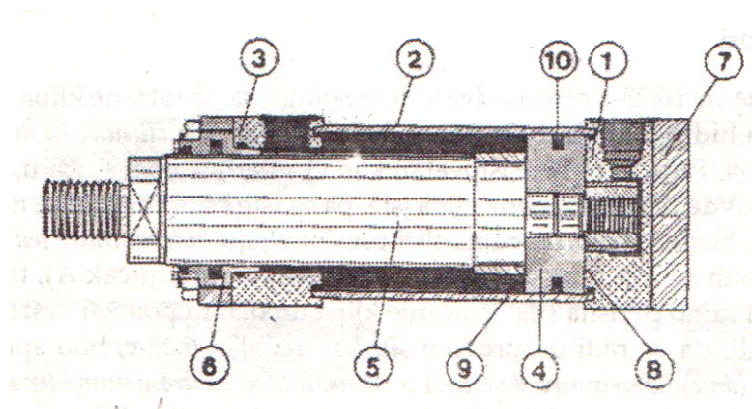
Према броју клипњача ХЦ-и се деле на:

- ХЦ са једностраном клипњачом (сл.3.2.ц) и
- ХЦ са двостраном клипњачом (сл.3.2.д).

У инжењерској пракси најчешће се користи ХЦ-и двосмерног дејства са једностраном клипном полугом.

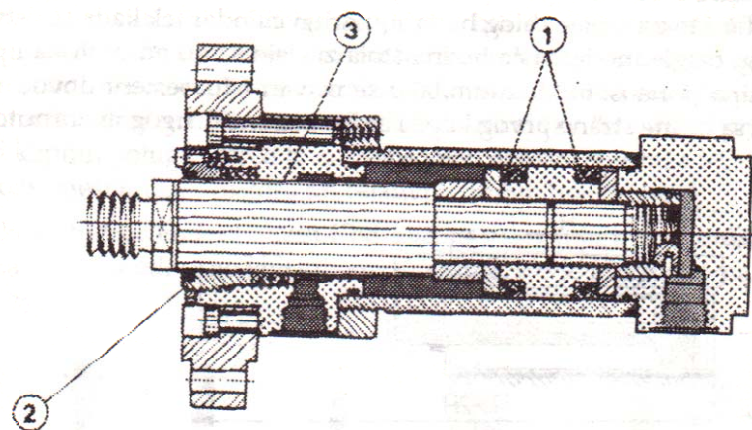
Постоје две врсте ових цилиндара:

- хидроцилиндар са затезним анкерима (завртњима) и
- хидроцилиндар са завојним спајањем на оба краја цилиндра или заварена конструкција на дну цилиндра и завојна конструкција на глави цилиндра.



Сл.3.4. Диференцијални хидроцилиндар са затезним анкерима

Конструкција са затезним анкерима приказана је на слици 3.4. састоји се углавном из дна цилиндра 1, цеви цилиндра 2, главе цилиндра 3, клипа са клипњачом 5, вођицом 6, затезних анкера и елемената за причвршћавање цилиндра. Дно цилиндра, цев цилиндра и глава цилиндра су делимично увучени једно у друго и стегнути са 4 затезна анкера. Друга конструкција која се примењује за веће силе и притиске је приказана је на сл. 3.5. Код прве иконструкције дно цилиндра и глава цилиндра спојени са телом цилиндра завојем, димензионисани и обезбеђени тако да понесу сва оптерећења, док је код других разлика у томе што је дно заварено са телом цилиндра.



Сл. 3.5. Диференцијални хидроцилиндар са завареном и завојном везом

3.3. Прорачун хидрауличног цилиндра на извијање

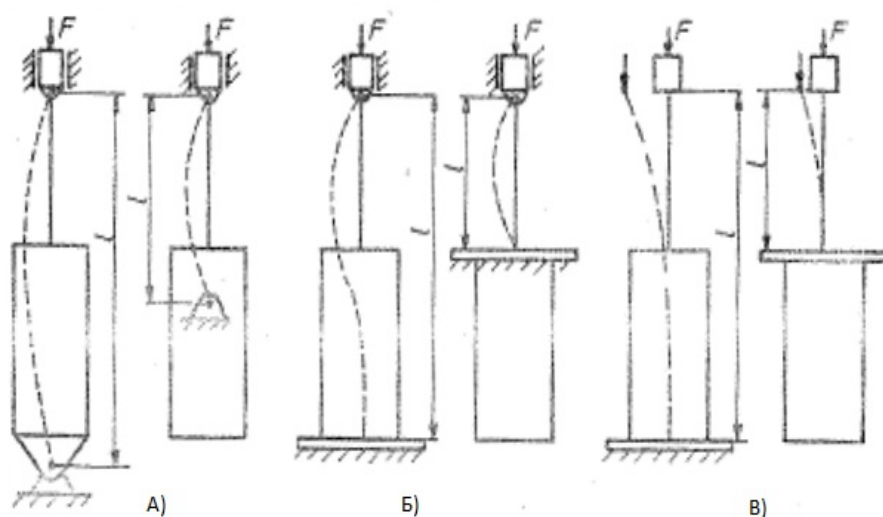
Зависно од конструкције цилиндра, његове везе са кинематским механизмом и правцем деловања силе F , клипњача може бити оптерећена на истезање или притисак. Најчешће је клипњача оптерећена на притисак, па су цилиндар и клип оптерећени на извијање. Прорачун на извијање се врши само код цилиндра са другим ходом клипа, код којих је $H > 10D$, док се код осталих цилиндара горња вредност дужине хода клипа креће око $H = 15D$. Због овог ограничења, код цилиндара са дугачким ходом клипа тачка причвршћења клипа се помера према излазу клипњаче из цилиндра и на тај начин се скраћује дужина извијања [5].

На слици су приказана три карактеристична примера скраћења дужине извијања цилиндра:

А) када су оба ослоња еластична,

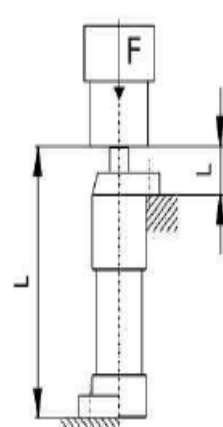
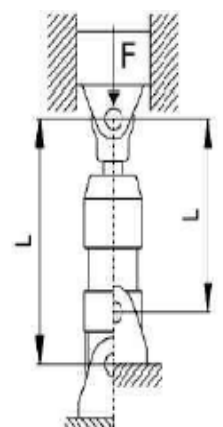
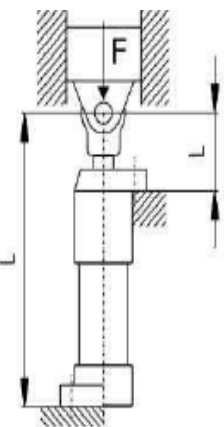
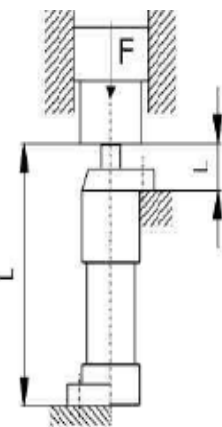
Б) када је један крут, а други еластичан ослонац и

В) када је један крут, а други крај цилиндра слободан.



Сл.3.6. Конструктивна решења скраћења дужине извијања

Спољашња сила која делује на крају клипњаче може довести до извијања. Прорачун на извијање се врши према Ојлеровим и Тетмајеровим обрасцима јер се цилиндар и клипњача могу посматрати као танки штап. Постоје четири карактеристична случаја код којих се цилиндар и клипњача прорачунавају на извијање. Они су приказани табеларно (сваки од њих у две могуће варијанте причвршћења цилиндра и клипњаче, на дну клипне и према клипњачиној страни).

	Случај 1	Случај 2	Случај 3	Случај 4
Шематски приказ извијања				
Слободна дужина	$S=2l$	$S=l$	$S=\frac{\sqrt{2}}{2}l$	$S=\frac{l}{2}$
Шематски приказ уградње				

Sl.3.1. Табеларни приказ карактеристичних случајева извијања хидрауличких цилиндара

Прорачун клипњаче на извијање при дужини клипњаче $H > 10D$, изводи се према једначинама Ојлера:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{A} \quad (3.8)$$

где је: σ_k - напрезање на извијање,
 F_k - сила извијања,
 A – површина пресека клипњаче.

Дозвољена сила на извијање се израчунава према Ојлеровом обрасцу:

$$F_k = \frac{\pi^2 E I}{s^2 S} \quad (3.9)$$

где је: $E, \frac{N}{cm^2}$ – модул еластичности; $E=2,110^7$

I, cm^4 – момент инерције; за кружни пресек $I=d^4 \frac{\pi}{64}$

s, cm – слободна дужина извијања

S – коефицијент сигурности; $S=3,5 - 6$

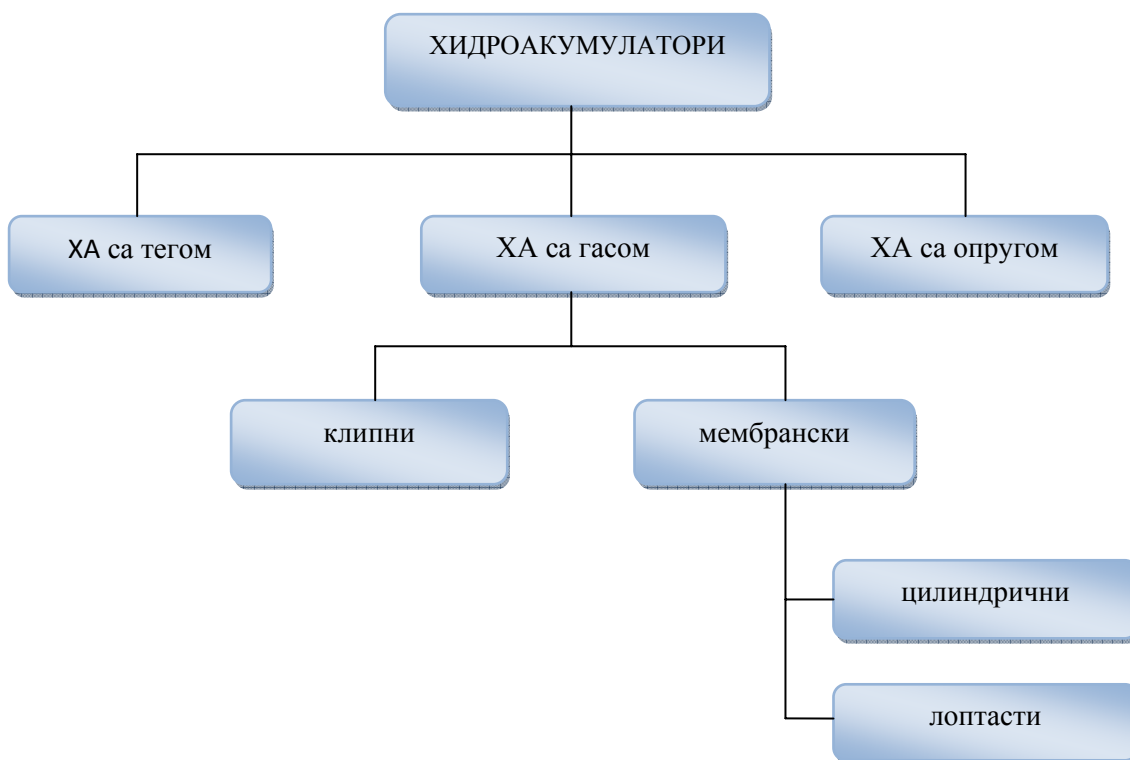
Према томе напрезањПрема томе напрезање σ_k за еластично извијање је:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{A} \frac{\pi^2}{\lambda} \quad (3.10)$$

где је: λ – вискозност штапа

4. ХИДРОАКУМУЛАТОРИ

Хидроаккумулятори (хидраулички акумулатори) су компоненте хидрауличног система чији је главни задатак да акумулирају хидрауличку енергију, односно радну течност под притиском када систему није потребна, а да је врате систему када ради пуним капацитетом. Осим тога, акумулатори служе и као извор енергије ако пумпа краткотрајно откаже, као компензатори губитка радне течности услед цурења и за амортизовање хидрауличких удара.



Сл. 4.1. Графички приказ поделе према начину сабијања радне течности

Хидроаккумулятори са теговима, акумулирање потенцијалне енергије врши се помоћу тегова који оптерећују клип вертикалног хидроцилиндра. Притисак у овим акумулаторима остаје исти без обзира на запремину течности у њима. У пракси се ретко користе због већих габарита и инертности.

Хидроаккумулятори са опругама, са повећањем радног притиска габарити ових акумулатора се јако увећавају што је разлог да се у савременој уљној хидраулици практично и не примењују.

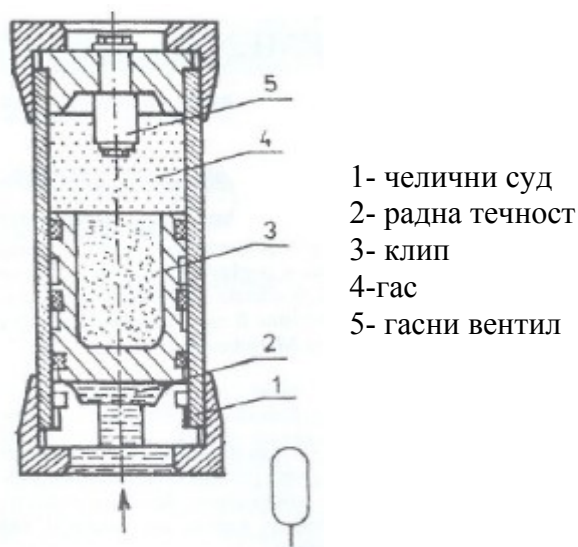
Хидроаккумулятори са гасом, акумулирање потенцијалне енергије се врши на рачун сабијања гаса у суду акумулатора.

У хидрауличким системима се готово искључиво користе ови акумулатори, јер гас има малу масу, малу инерцију и неограничен век трајања. Обично се користе инертни гасови или азот. Гас мора да буде одвојен од радне течности да би се спречило његово растварање.

По конструкцији хидроакумулатори са гасом могу бити:

- раздвајачем (клипом, мембраном) или
- без раздвајача.

Хидроакумулатори без раздвајача гаса се практично не примењују у системима уљне хидраулике пошто се гас под притиском интензивно раствара у течности, а појава гаса у уљно-хидрауличким системима је непожељна. Због растварања гаса овакви хидроакумулатори захтевају и непрекидно допуњавање гаса.



Сл.4.2. Гасни клипни акумулатор

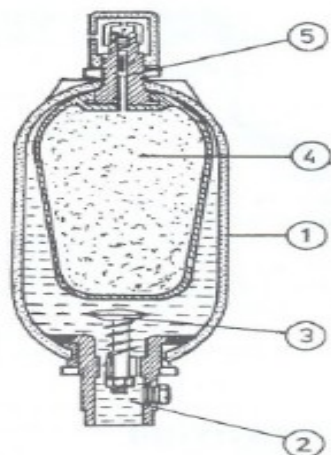
Код гасних клипних акумулатора гас је одвојен од радне течности клипом (3) са заптивним гуменим прстеновима. Горњи део акумулатора преко гасног вентила (5) пуни се под притиском (4). Када радна течност (2) под притиском улази у акумулатор, клип се помера навише сабијајући гас све док се притисци не изједначе. Када притисак радне течности у систему опадне због веће потрошње, акумулатор враћа један део радне течности систему. Због тога притисак течности у акумулатору опада, па гас потискује клип на доле, при чему се део течности враћа систему.

Предности гасних клипних акумулатора:

- једноставне конструкције,
- добри су за високе притиске и високе температуре и
- могу да акумулирају велику количину енергије.

Недостаци гасних клипних акумулатора:

- губици при трењу,
- инерција клипа и
- непотпуна херметичност.



- 1- челични суд
- 2- прикључак за течност
- 3- тањирасти вентил
- 4- мембрана испуњена гасом
- 5-вентил за гас

Сл.4.3. Гасни мембрански акумулатор

Код ових акумулатора гас и радна течност раздвојени су мембраном од гуме. Запремина мембране се испуни гасом под притиском преко вентила за гас (5). Када притисак у систему порасте, радна течност улази кроз отвор (2). Под притиском радне течности запремина мембране са гасом се смањује, а притисак гаса се повећава све док се притисци не изједначе. Када притисак радне течности у систему опадне, мембране са гасом повећава своју запремину и враћа један део радне течности систему.

Мембрански акумулатори се у пракси најчешће користе.

Хидроакумулатори се уграђују у хидрауличке системе у циљу обављања различитих функција, као што су: смањење капацитета пумпи, уштеда енергије, компензација губитка радне течности, амортизација механичког и хидрауличног удара итд.

4.1. Прорачун чврстоће хидроакумулатора

При прорачуну дебљине с зидовима цилиндра хидроакумулатора са гасом може се применити формула [6]:

$$S = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{\sigma + p_{\max}(1+2\mu)}{\sigma - p_{\max}(1+\mu)}} \quad (4.1.)$$

Где је: D , cm – унутрашњи пречник цилиндра,
 σ , Pa – допуштено напрезање материјала на кидање,
 μ – Поасонов коефицијент.

Дебљина дна цилиндра се може одредити према формули:

$$s_1 = 0.405D \sqrt{\frac{p}{\sigma}} \quad (4.2.)$$

$$s_1 = \frac{\rho D}{4\sigma} \quad (4.3.)$$

5. ВЕНТИЛИ

Вентили су компоненте хидрауличког система којима се управља системом, односно подешавају се притисак и проток или спречава пролазак радне течности.

Вентили се према намени деле на:

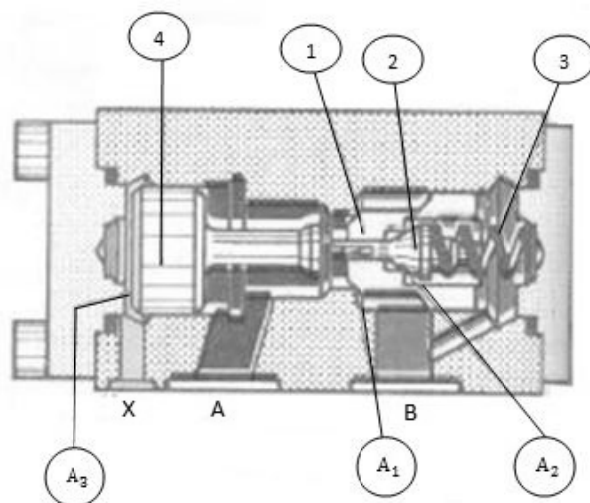
- вентиле за притисак,
- вентиле за проток и
- неповратне вентиле.

5.1. Неповратни вентили

Неповратни вентили (запорни вентили) у хидрауличком систему омогућавају проток радне течности у једном смеру, а спречавају проток радне течности у супротном смеру или дозвољавају проток под посебним условима.

Конструктивно су изведени као вентили са седиштем тако да у затвореном положају нема цурења радне течности. Елемент за затварање је куглица или конус, ређе плочица. На слици су означени следећи делови неповратног вентила са хидрауличким управљањем:

1. главни конус,
2. конус за предотварање,
3. опруга,
4. управљачки клип.



Сл.5.1. Неповратни вентил

Са А1 је означена површина пресека клипа (1), са А2 површина пресека клипа (2) и са А3 површина пресека клипа (4).

Довођењем течности под управљачким притиском на прикључак Х помера се управљачки клип (4) на десно. Клипњача управљачког клипа потискује конус за предотварање (2), а затим и главни конус (1), чиме вентил постаје проточан од Б до А, као на слици.

Да нема управљачког притиска не би било ни протока од Б према А. У смеру од А према Б проток је слободан, јер притисак радне течности отвара главни конус (1) сабијајући опругу (3).

5.2. Вентили за притисак

У односу на функцију коју обављају у хидрауличком систему преноса снаге разликујемо две врсте вентила за притисак:

1. вентили за ограничење притиска,
2. регулатори притиска (вентили за смањење притиска).

5.2.1. Вентили за ограничење притиска

Вентили за ограничење притиска (вентили сигурности) ограничавају притисак у хидрауличком систему, односно спречавају повећање притиска изнад одређене вредности, чиме се заштићује систем.

Степен неравномерности притиска у систему, који изазива вентил за ограничење, обично се оцењује односом:

$$\delta = \frac{p_{v.s(m)} - p_{v.s(o)}}{p_{v.s(m)}} \quad (5.1)$$

где су: $p_{v.s(o)}$ - притисак на почетку отварања вентила
 $p_{v.s(m)}$ - притисак отварања при максималном протоку кроз вентил.

Вентили за ограничење притиска по својој функцији могу бити :

1. вентили сигурности и
2. преливни вентили.

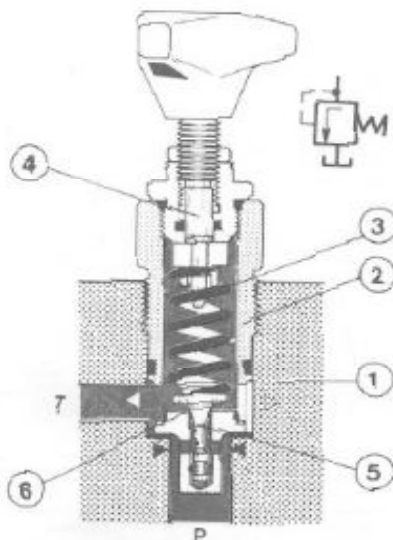
5.2.1.1. Вентили сигурности

Вентили сигурности имају задатак да ограниче максимални притисак у хидрауличком систему, обично до величине (15-20)% веће од називног радног притиска, при чему је називни радни притисак, радни притисак хидропреносника при максималном оптерећењу.

Сви хидропреносници имају вентил сигурности који се обично поставља одмах иза пумпе, у споредној грани, која је једним крајем повезана са цевоводом под притиском, а другим крајем са резервоаром. Завртањ за подешавање силе опруге, односно, величине регулисаног притиска отварања вентила, покрива се заштитном капом, а веома често и плумбира.

На слици су означени следећи делови вентила сигурности са директним дејством:

1. место уградње вентила,
2. тело вентила,
3. опруга,
4. завртањ за подешавање опруге,
5. радни елементи- конус са клипом и
6. седиште вентила.



Сл.5.2. Вентил сигурности

Ако притисак радне течности у потисном воду не прелази највишу дозвољену вредност, конус (5) притиснут опругом (3) налаже на седиште (6), чиме је вентил затворен. Када притисак у потисном воду пређе највишу дозвољену вредност, сила притиска радне течности помера конус, који потискује опругу, па део радне течности преливним водом одлази у резервоар. Када притисак радне течности опадне испод највеће дозвољене вредности, сила опруге помера конус који налаже на седиште чиме је вентил затворен. Део радног елемента у облику клипа служи за ограничење хода, вођење и пригушивање осциловања.

5.2.1.2. Преливни вентили

Преливни вентили имају исту конструкцију и принцип рада као и вентили сигурности, али намена им је различита, имају задатак да у појединим деловима хидрауличног система ограниче притисак до вредности која је нижа од притиска отварања вентила сигурности. Преливни вентили непрекидно одводе један део радне течности у резервоар, чиме се притисак у систему одржава константним.

Вентили за ограничење притиска по принципу рада могу бити:

- директно управљани вентили и
- индиректно управљани вентили.

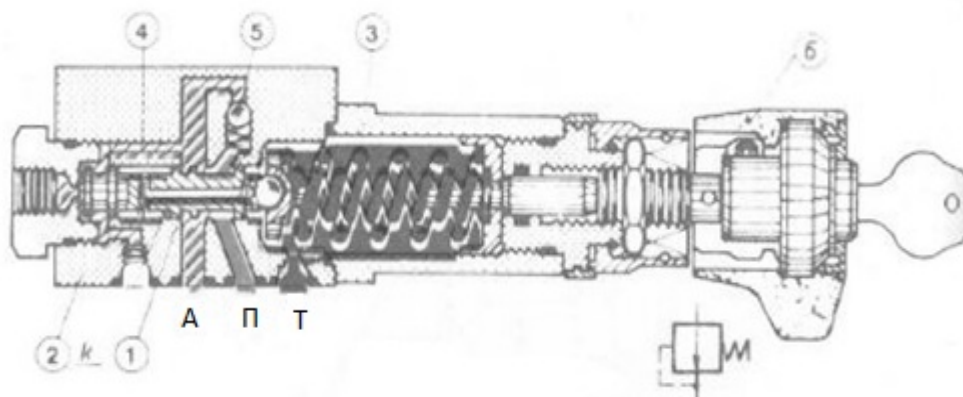
5.2.2. Регулатор притиска

Регулатор притиска служи да подеси притисак и да га одржава константним.

На слици су означени следећи делови регулатора притиска са директним дејством:

1. клип,
2. кућиште,
3. опруга,
4. управљачки вод,
5. неповратни вентил и
6. брава.

Клип (1) у излазном положају уравнотежава са десне стране сила опруге (3), а са леве стране притисак радне течности из вода А. Радна течност из потисног вода П прелази у вод А кроз сужени отвор, где се пригушује услед локалних отпора, због чега је у воду А смањен притисак



Сл.5.3. Регулатора притиска са директним дејством

Ако се у воду А смањи притисак, смањује се и притисак радне течности на чело клипа, па сила опруге помера клип улево. Пролажење радне течности се повећава, а тиме и притисак у воду А. Ако се у воду А повећа притисак, сила притиска радне течности на чело клипа помера клип у десно, сабијајући опругу. Пролаз радне течности се сужава, а тиме се смањује притисак у воду А. Пораст притиска у воду А је ограничен. За већи пораст притиска радне течности у воду А клип се помера удесно, док се простор око клипа који је означен са К не повеже са водом А. Вишак радне течности из вода А отицаће каналом кроз средиште клипа у резервоар Т, чиме се притисак у воду А одржава константним. Уколико би се променио смер кретања течности, радна течност би из вода А преко неповратног вентила (5) слободно одлазила у вод П. Брава (6) служи да осигура подешени вентил од непожељних интервенција.

5.3. Вентили за проток

Вентили за проток служе за подешавање протока, односно да га мењају или одржавају константним. Промена протока најчешће се постиже променом пресека струјне течности.

У групу вентила који утичу на проток спадају:

1. пригушни вентили и
2. регулатори протока.

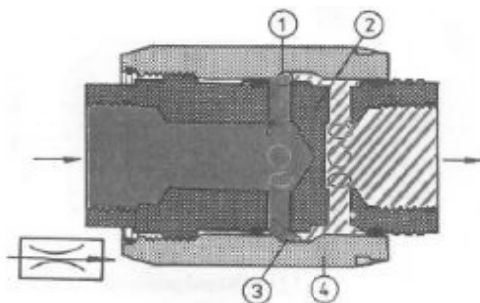
5.3.1. Пригушни вентили

Пригушни вентил пригушује тј. смањује проток радне течности смањењем пресека струјне течности.

Пригушни вентил је у ствари локални отпор који се поставља на путу струјања течности у циљу стварања пада притиска, односно регулације протока.

На слици су означени делови пригушног вентила:

1. отвор за довод течности,
2. кућиште,
3. пригушно место и
4. чаура са навојем.



Сл.5.4. Пригушни вентил

Радна течност доспева кроз отворе (1) у кућиште (2). Обртањем чауре мења се попречни пресек на пригушеном месту, а тиме и величина протока. Пригушење се врши у оба смера струјања течности.

Пад притиска у пригушном вентилу изражава се формулом:

$$\Delta p_{pr} = \rho \xi \frac{c^2}{2} \frac{\rho \xi}{2A^2} = Q^2 = \rho K Q^2, \quad K = \frac{\xi}{2A^2} \quad (5.2)$$

где су: ρ - густина радне течности,

ξ - коефицијент локалног губитка хидрауличке енергије,

A - проточни пресек,

c - брзина у карактеристичном проточном пресеку,

Q - проток кроз пригушни вентил,

K - коефицијент карактеристике губитка хидрауличке енергије у пригушном вентилу (или краће, коефицијент карактеристике пригушног вентила).

Код подесивих пригушних вентила вредност коефицијента K се креће од $K_{min}=0$ за максимално отворен пригушни отвор, до вредности $K_{max}=\infty$ за потпуно затворен пригушни отвор.

Проток кроз пригушни вентил:

$$Q_o = \sqrt{\frac{2\pi M}{\rho K \eta_{m.m} q_m}} \quad (5.3)$$

5.3.2. Регулатор протока

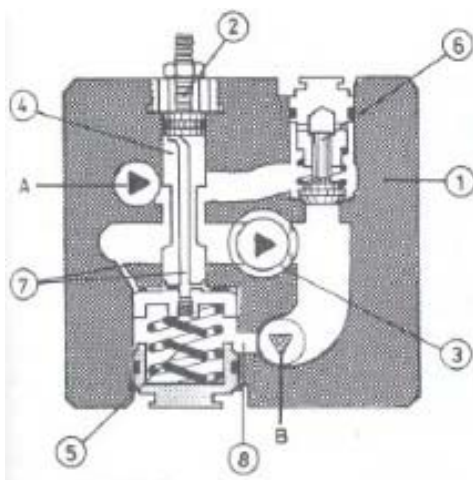
Регулатор протока има задатак да, без обзира на промене оптерећења хидромотора или хидроцилиндра, одржава сталан (константан) проток. Ово се постиже на тај начин што регулатор протока, поред пригушника, са константним или ручно подесивим отвором, садржи још један пригушник са клипом који има задатак да аутоматски компензује спољашњу промену притиска и пригушнику успостави константан пад притиска, а с њим и константан проток. Оваква конструкција проточног вентила назива се „хидрауличка вага“, а његовим радом се управља импулсом притиска са предње или задње стране.

Према конструкцији регулатори протока се деле на:

1. двогране регулаторе и
2. трогране регулаторе.

На слици 6.5.су означени делови регулатора протока:

1. кућиште,
2. завртањ за подешавање хода регулационог клипа,
3. чаура са блендом,
4. регулациони клип,
5. опруга,
6. неповратни вентил,
7. отвор,
8. отвор.



Сл.5.5. Двограни регулатор протока

Бленда има облик профилисане чауре. Чаура се обрће, односно бленда подешава помоћу завртња који се у датом пресеку не види. Претходно подешени пресек бленде у току рада се не мења. Испред вентила, односно на улазу А влада улазни притисак p_1 . При уласку у вентил пригушује се проток радне течности променом проточног пресека између регулационог клипа и кућишта вентила, због чега се притисак радне течности у вентилу смањује на p_2 .

Проласком кроз чауру са блендом проток радне течности се поново пригушује и на излазни отвор В долази радна течност под смањеним притиском p_3 .

Радна течност подпритиском p_3 улази кроз отвор (8) у простор испод регулационог клипа и опругом (5) потискује клип навише. Како је пресек бленде сталан, да би проток кроз њу био константан, мора да буде константна и разлика притиска испред и иза бленде. Ово се постиже променом проточног пресека између регулационог клипа и кућишта вентила. Регулациони клип се помера помоћу притиска радне течности p_2 одозго и притиска радне течности p_3 , заједно са притиском опруге одозго.

Трограни регулатор обавља исту функцију као и двограни регулатор протока с тим што се код трограног регулатора вишак радне течности одводи у резервоар директно из регулатора тако да притисак испред регулатора прати промену притиска иза регулатора, односно, пад притиска је знатно мањи него код двограног регулатора.

Под блоком вентила у хидрауличком систему подразумева се један или више вентила који врше одређену функцију.

Блокови вентила смештени су на заједнички панел коју чини метална конструкција. Блок вентила на колектору садржи два сигурносна и два соленоидна вентила, помоћу којих се уље дистрибуира преко лоптастог вентила до сигурносног блока, акумулатора и блокова директних вентила.

Сигурносни блок се користи да се заштити систем од високог притиска и да се искључи и испразни акумулатор. На панелу се налазе блокови директних вентила који садрже сву хидрауличку опрему која је потребна за управљање хидрауличким серво погонима, регулационим и редукционим вентилима за пару и воду. Ови серво погони доводе вентиле у потребни положај.

У хидрауличном систему за погон и управљање вентилима налазе се и следећи инструменти за контролу и надзор исправности рада система:

- термометар за визуелну контролу уља у резервоару,
- термостат за дојаву стања температуре уља у резервоару,
- манометар за визуелну контролу притиска уља у хидрауличном систему према панелу блока директних вентила,
- манометар за визуелну контролу притиска уља у сигурносном блоку вентила-сигурносни вентил на колектору хидрауличног система,
- сигурносни вентил у блоку вентила на колектору,
- сигурносни вентил у сигурносном блоку,
- маностати за дојаву притиска уља у хидрауличном систему према панелу блока директних вентила,
- маностати за укључивање и искључивање пумпе која је у раду.

6. РАЗВОДНИЦИ

Разводници (разводни вентили) су елементи хидрауличног система који имају задатак да усмеравају струјање радне течности у одговарајуће извршне уређаје (хидромоторе, хидроцилиндре) и да остварују њихово повратно кретање.

6.1. Основне функционалне карактеристике хидрауличких разводника

Функција хидрауличких разводника је усмеравање (развођење) и прекидање струје радне течности. Код неких конструкција пригушних отвора могуће је и одговарајуће пригушивање.

Основне су конструкцијске карактеристике хидрауличких разводника:

- број радних положаја,
- број хидрауличких прикључака на разводнику,
- функција радних положаја,
- начин активирања разводника и
- називна величина NP прикључних отвора.

Број радних положаја је одређен функцијом разводника. Да би се остварила само функција прекидања протока радне течности према извршном мотору, потребна су два радна положаја (искључено и укључено). За остваривање функције прекидања, старта (заустављање) и реверзирања хидрауличног мотора, потребна су три радна положаја, и слично.

Обзиром на могућности активирања разводника, уобичајено је да се они израђују са 2, 3 и 4 радна положаја. Најчешће се користе два и три радна положаја који се задају електромагнетима за активирање.

Број хидрауличких прикључака је различит. Разводници најчешће имају четири прикључка:

- прикључак за довод радне течности (потисни вод од хидрауличке пумпе),
- прикључак за одвод радне течности (повратни вод према резервоару),
- два прикључка за довод и одвод радне течности у извршни мотор.

Означавање прикључака на разводнику стандардизовано је ISO (CETOP) или одговарајућим националним стандардима.

Тако је означено: P - прикључак пумпе; R - прикључак резервоара; A, B, C.. - излазни прикључци разводника; X и Y - интерно и екстерно управљање разводником.

Функција радног положаја на хидрауличком разводнику дефинисана је конструкцијом за сваки радни положај на разводнику. Неке од могућих су функције:

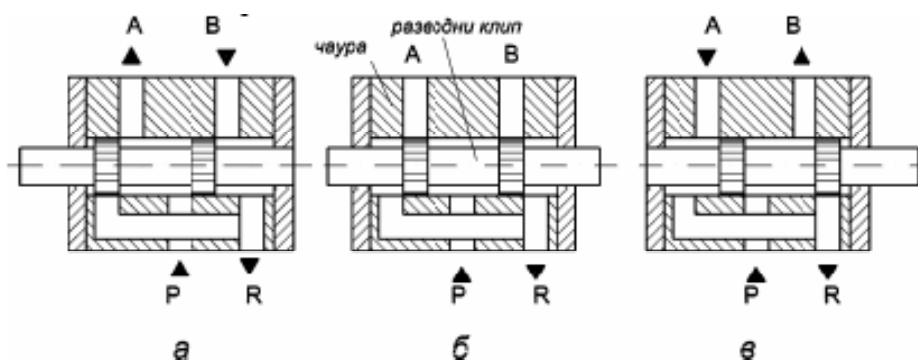
- прекидање протицања,
- протицање у заданом смеру,
- промена смера,
- пригушивање,
- блокирање итд.

Активирање - постављање разводника у одговарајући радни положај изводи се: полугом, опругом, електромагнетски, хидрауличким и пнеуматским актуаторима итд.

Називна величина разводника NP представља пречник прикључног отвора у милиметрима. Она дефинише величину протока која се под нормалним условима може пропустити кроз разводник. Та је величина стандардизована (ISO, CETOP).

6.2. Основне функције клипних разводника

Конструкција клипног разводника шематски је приказана на слици 6.1. Основни су елементи тело разводника у коме је чаура (1) и разводни клип (2). Проточни отвори се формирају аксијалним помицањем разводног клипа у чаури. Конструкција је релативно једноставна, могуће су три основне функције и бесконачан број функција међуположаја. Активирају се транслаторним померањем клипа разводника.



Сл.6.1. Протицање радне течности кроз клипни разводник са четири прикључка и три радна положаја (б) средишњи положај и (а и в) крајњи положаји

Слика 6.1. показује путеве протицања радне течности кроз клипни разводник са четири прикључка и три радна положаја кад је разводни клип у крајњим положајима.

Прикључци су нормално изведени као:

P - прикључак за напајање под притиском,

R - прикључак за повратни вод у резервоар и

A, B - радни прикључци (прикључак за извршне моторе).

Слика 7.1. показује три основна радна положаја овог разводника. У нултом положају разводни клип налази у средишњем положају, раздвојени су прикључни отвори P, A, B и R. Кроз разводник није могуће протицање радне течности.

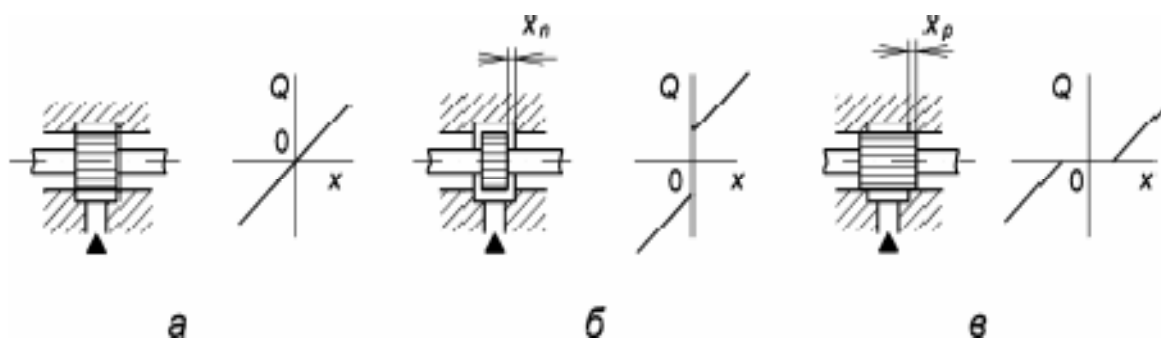
Кад се разводни клип (1) налази у крајњем левом положају (сл.6.1.а), спојени су прикључци $P \rightarrow A$ и $B \rightarrow R$.

Кад се разводни клип премести у крајњи десни положај (сл.6.1.в), спаја се прикључак $P \rightarrow B$ и $A \rightarrow R$.

Разводни клип може бити постављен и у било који положај између крајњих, што омогућава да се реализују и друге функције као што је пригушивање протока.

Чаура и разводни клип обрађени су са врло уским толеранцијама и финим обрадама површина. Заптивање склопа изводи се радијалним зазором клипа и чауре. Заптивање зазором, клипа и чауре, осигурава ефикасно подмазивање, испирање клизних површина, смањење силе трења као и трошење делова. И поред добро обрађених површина клипа и разводника, истицање кроз радијални зазор је немогуће избећи стога је губитак протока и притиска на разводнику неминован.

Клипни разводник може имати нулто (сл.6.2.а), негативно (сл.6.2.б) или позитивно (сл.6.2.в) прекривање радног поља.



Сл.6.2. Нулто (а), негативно (б) и позитивно (в) прекривање радног поља

Проток кроз клипни разводник зависи од облика прекривања.

Разводник са нултим прекривањем има идеалну зависност протока у функцији од помака разводног клипа (сл.6.2.а). Ово се прекривање у пракси тешко постиже.

Реално се постижу позитивно или негативно прекривање. Ако је прекривање негативно x_n (сл.6.2.б), кроз разводник истиче у нултом положају одређена количина течности. Позитивно прекривање на разводнику x_p (сл.6.2.в), даје зону неосетљивости.

Тип и величина прекривања радног поља на клипном разводнику је веома важна конструкцијска карактеристика за његову примену.

Позитивно прекривање се користи за држање терета на заданој позицији јер има релативно добро заптивање у нултом положају.

Негативно прекривање омогућује меко пребацивање радних положаја разводника и незнатне хидрауличке ударе али и значајне губитке отицања у нултом положају.

6.3. Подела разводника

Функције које разводници могу да остваре су многобројне. Оне се карактеришу бројем прикључака које разводник има и бројем положаја које може да оствари.

Број могућих варијанти код савремених разводника је јако велики, па ће овде бити дата подела само најчешће употребљаваних разводника.

Прво неколико речи о означавању функције разводника.

Опши облик ознаке је: РР/ПП

где је: РР - број прикључака на разводнику,

ПП - број положаја које може да оствари.

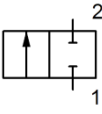
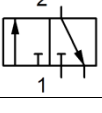
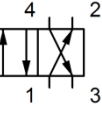
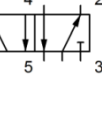
На пример најчешће употребљавани разводник има ознаку функције 5/2 што значи да на себи има 5 прикључака и може да оствари 2 положаја.

У пракси се најчешће користе следећи вентили:

1. 2/2
2. 3/2
3. 4/2
4. 5/2
5. 4/3
6. 5/3

Не везано за начин активирања разводника који имају остале функције, начин рада и припадајући симболи дати су у следећој табели [7]:

Дипломски рад

Функција разводника	Симбол	Опис
2/2		Ова врста разводника представља пнеуматски прекидач. Када је активиран овај разводник пропушта ваздух под притиском кроз једини излазни прикључак 2. Када није активиран разводник прекида довод ваздуха.
3/2		Овај разводник у активаном стању пропушта ваздух под притиском према једином излазном прикључку 2. Када није активиран излазни прикључак повезан је са атмосфером.
4/2		Када није активиран активно је десно поље на симболу тј. ваздух под притиском од напојног прикључка 1 иде ка прикључку 2, док је прикључак 4 повезан са атмосфером преко прикључка 3. Када је разводник активиран активно је лево поље на симболу тј. ваздух под притиском тече од напојног прикључка 1 ка прикључку 4, а прикључак 2 је повезан са атмосфером преко прикључка 3. Овај разводник је јако сличан разводнику са функцијом 5/2. Разлика је што оба излазна прикључка 2 и 4 имају исти прикључак за везу са атмосфером – 3.
4/3		Разводник са овом функцијом има три положаја и два места активирања. Када није активиран ни на једном месту активно је средње поље тј. оба излазна прикључка су повезана са атмосфером. Када се разводник активира на једном месту прелази у десно поље где је један излазни прикључак повезан са напојним прикључком, а други са атмосфером. Када се место активирања промени разводник заузима супротно стање (лево поље). Овај разводник је сличан разводнику 5/3 само што има заједнички прикључак за везу са атмосфером.
5/2		Када није активиран активно је десно поље на симболу тј. ваздух под притиском од напојног прикључка иде ка прикључку 2, док је прикључак 4 повезан са атмосфером преко прикључка 5. Када је разводник активиран активно је лево поље на симболу тј. ваздух под притиском тече од напојног прикључка ка прикључку 4, а прикључак 2 је повезан са атмосфером преко прикључка 3. Овај разводник је јако сличан разводнику са функцијом 4/2. Разлика је што излазни прикључци 2 и 4 имају раздвојене прикључке за везу са атмосфером – 3 и 5.
5/3		Разводник са овом функцијом има три положаја и два места активирања. Када није активиран ни на једном месту активно је средње поље тј. оба излазна прикључка су под заосталим притиском. Када се разводник активира на једном месту прелази у десно поље где је један излазни прикључак повезан са напојним прикључком, а други са атмосфером. Када се место активирања промени разводник заузима супротно стање (лево поље). Овај разводник је сличан разводнику 4/3 само што има раздвојене прикључке за везу са атмосфером.
5/3		Разводник са овом функцијом има три положаја и два места активирања. Када није активиран ни на једном месту активно је средње поље тј. оба излазна прикључка су у вези са напојним прикључком. Када се разводник активира на једном месту прелази у десно поље где је један излазни прикључак повезан са напојним прикључком, а други са атмосфером. Када се место активирања промени разводник заузима супротно стање (лево поље). Овај разводник је сличан претходном разводнику 5/3 само што се разликује средњи положај.

Разводнике можемо поделити и на:

1. моностабилне и
2. бистабилне.

Моностабилни разводници се активирају само на једном месту. По активирању разводник промени положај, а одмах по деактивирању се сам враћа у почетни положај.

Бистабилни разводници се активирају на два места. По активирању на једном месту разводник мења свој положај и задржава га и по искључењу активирања. У овом положају остаје све док се не активира на другом месту када се враћа у почетни положај и задржава га до активирања на првом месту. Поновљено активирање на истом месту не изазива никакве промене. Због овог „памћења“ положаја у коме се тренутно налази, ови разводници се још називају и меморијски разводници.

Зашто је потребно оволико различитих начина активирања? Ради се, са једне стране, о широкој палети различитих примена, а са друге стране о различитим условима рада и срединама у којима се може наћи вентил. На пример, у експлозивним и агресивним срединама је практично немогуће користити електромагнетско активирање разводника због могућих експлозија. У овим случајевима је примена пнеуматског разводника са пнеуматским активирањем незаменљива.

Према *принципу дејства* разводници се деле на:

- разводнике директног дејства (сигнал управљања делује на разводника преко сервоуређаја) и
- разводнике индиректног дејства (сигнал управљања делује на разводник преко сервоуређаја).

Према *броју радних положаја* разводници се деле на:

- двоположајне разводнике,
- троположајне разводнике и
- вишеположајне разводнике.

Разводници могу бити са два, три, четири и више прикључних отвора. Основна особина свих наведених разводника је да управљачки сигнал мале снаге различитог вида енергије управља струјом гасовитог флуида који има велику снагу.

Разводници се *према конструкцији* деле на:

- клипне разводнике,
- плочасте разводнике и
- вентилске разводнике.

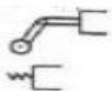
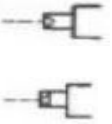
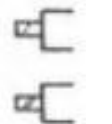
6.4. Активирање клипних разводника

Према начину активирања разводници се деле на:

1. ручне (мануелне),
2. механичке,
3. хидрауличне,
4. пнеуматске и
5. електромагнетне.

Разводнике са механичким активирањем активирају неки елементи механизма у које су уграђени.

Ручно активирање се наравно обавља дејством прста, шаком или ногом на разводник.

Ручно (мануелно) активирање	- Опште - Тастером - Ручицом - Папучицом - Притискивачем	
Механичко активирање	- Са клечним точићем - Опругом	
Хидраулично активирање	- Помоћу пораста притиска - Помоћу пада притиска	
Електромагнетно активирање	- Електромагнетом са једним намотајем - Електромагнетом са два намотаја	

Табела 6.1. Активирање разводника

Активирање клипних разводника изводни се аксијалним померањем клипа (ручно, електромагнетом, хидраулично и слично).

Механичко активирање клипног разводника обавља се помоћу полужног механизма којим се разводни клип позиционира (намешта) и држи у заданом радном положају.

Електромагнетско активирање клипног разводника 4/2 и 4/3 изводи се одговарајућим електромагнетима. Разводни клип се позиционира у задани радни положај деловањем силе на котви електромагнета. Опруге за центрирање држе разводни клип у нултом (средишњем) положају кад електромагнети нису активирани.

Хидраулично активирање мора се користити код великих протока због релативно велике силе потребне за премештање и држање клипа разводника. Оно се изводи помоћу притиска радне течности.

Задани положај разводног клипа одржава се помоћу:

- опруга које су постављене тако да врате разводни клип у почетни положај кад престане деловање спољне силе на клип;
- механичког ускочника где куглица под опругом или ускочник држе разводни клип у одабраном положају кад спољња сила управљања престане деловати и
- блокиране течности испред чела разводног клипа (хидраулично држање).

Активирање клипног разводника које се изводи непосредним деловањем на разводни клип назива се "директно активирање или управљање", а активирање уз хидраулично појачање управљачког сигнала "индиректно активирање или управљање".

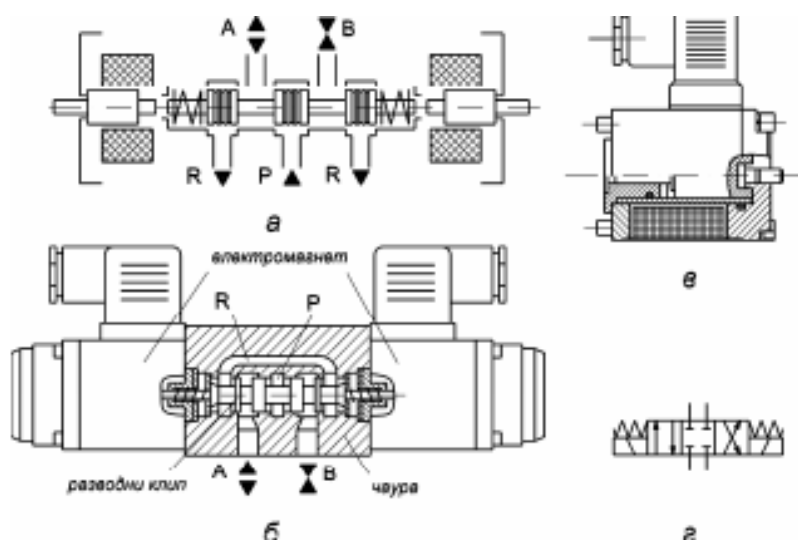
Сила потребна за пребацивање клипа разводника (аксијална сила на разводном клипу), претежно зависи од сила трења и реакције струје радне течности која протиче кроз радни отвор клипног разводника. Силе трења између клипа и чауре обично не прелазе $1,0\text{ N}$. Силе трења које се остварују на заптивним уређајима клипног разводника имају знатно веће вредности (преко $5,0\text{ N}$). Сила због реакције струје радне течности која протиче под деловањем разлике притиска кроз пригушни отвор формиран између чела разводног клипа и отвора чауре, има вредност $5 - 8\text{ N}$ на сваки киловат (KW) снаге утрошене за савладавање хидрауличких отпора.

Приближна вредност аксијалне силе за клипни разводник називног пречника

$d=10,00\text{ mm}$ (NP 10), са односом дужине клипа према пречнику 3,0, износи $5,0\text{ N}$. Код називног пречника $d=16,00\text{ mm}$ (NP 16) и односа дужине према пречнику 3,5, аксијална сила има вредност $15,0\text{ N}$.

Електромагнетско активирање клипног разводника [14], шематски приказано на слици 7.3.а, изводи се помоћу електромагнета (сл.6.3.в).

Кад се намотаји електромагнета укључе у струјни круг, котва се увуче у намотај због деловања силе електромагнетског поља. Котва потискује разводни клип и активира хидраулички разводник.



Сл.6.3. Електромагнетско активирање клипног разводника (а) шематски приказ, (б) конструкцијско решење, (в) електромагнет и (г) хидраулички симбол

Намотај електромагнета може бити димензионисан за напајање једносмерном (DC) или наизменичном струјом (AC). Електромагнет може бити сув или уроњен у хидраулично уље.

Електрични круг са AC намотајем изложен је великој стартној струји у тренутку укључивања, која се нагло смањује са увлачењем котве у намотај. AC електромагнети су димензионисани према величини струје држања. Стартна струја може деловати само кратко време да не оштети намотаје. Зато, ако нешто задржи котву AC електромагнета да се потпуно увуче, резултат тога ће бити прегоревање намотаја (због продуженог деловања високе стартне струје).

Код DC електричног кола, струја у намотају је приближно константна, а намотаји су димензионисани да издржавају ту струју неограничено време.

Суви AC електромагнети имају следеће карактеристике:

- врло кратко време укључивања (10 - 80 ms),
- једноставно електрично управљање,
- велика стартна струја (7-10 пута већа од струје држања).
- максимална фреквенција укључивања је око 8000 укључења на сат.

За суве DC електромагнете карактеристично је:

- време укључивања приближно 20 - 45 ms, а искључивања 10-25 ms,
- меко укључивање,
- могуће заустављање котве у неком међуположају,
- висока максимална фреквенција укључивања (15 000 укључења на сат приближно двоструко већа од AC електромагнета).

Електромагнети уроњени у радну течност, имају котве смештене у немагнетску цев, која није затворена према воду ниског притиска на разводнику. Котва је уроњена у радну течност. Намотаји електромагнета су постављени са спољне стране немагнетске цеви. AC потопљени електромагнети имају сличне карактеристике као суви AC електромагнети плус предности услед потопљене котве:

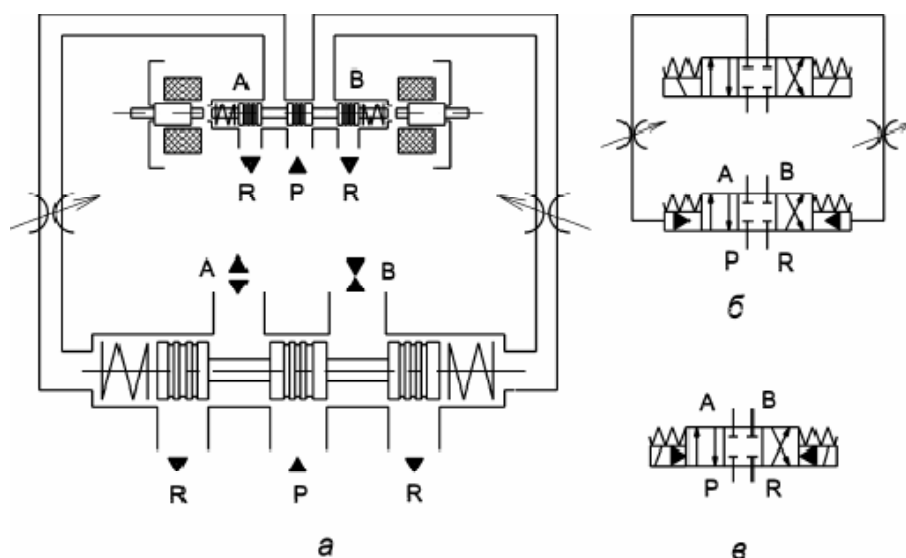
- мало трошење,
- добро одвођење топлоте и
- амортизовано (ублажено) заустављање котве у крајњем положају.

DC уроњени електромагнети имају сличне карактеристике као суви DC електромагнети. Предности због уроњене котве су :

- мало трошење,
- боље одвођење топлоте и
- амортизовано заустављање котве у крајњим положајима.

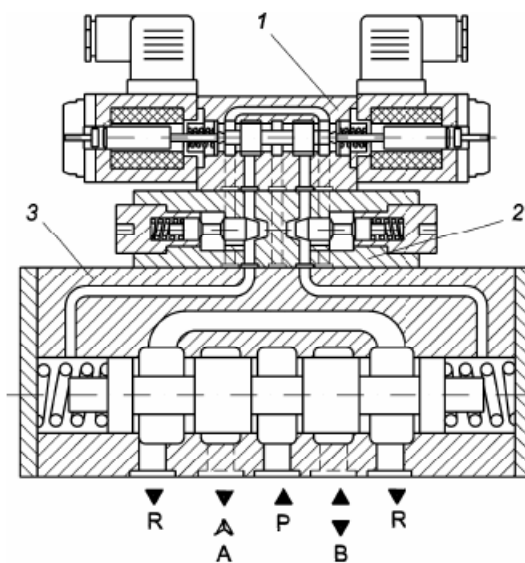
DC електромагнети могу бити опремљени са уграђеним исправљачким мостом тако да се могу директно спајати на AC извор.

Хидраулично активирање клипног разводника приказано је шематски на слици 6.4. Директно управљани разводник (пилот разводник) управља протоком течности, односно помаком главног разводног клипа. Главни разводни клип се понаша као клип дворадног цилиндра.



Сл.6.4. Хидраулично активирање клипног разводника (а) шематски приказ, (б) функционална шема и (в) хидраулички симбол

Управљачки (пилот) разводник усмерава течност у комору са једне стране главног разводног клипа, док се у исто време из друге коморе течност одводи. На тај се начин ствара потребна разлика притиска, односно сила за пребацивање главног разводног клипа. Блокирањем течности у коморама испред клипа, он се држи у заданом положају.



Сл.6.5. Типична конструкција електрохидрауличног клипног разводника 4/3
1- пилот електромагнетски разводник, 2- пригушивач и 3 - клипни разводник 4/3

Аксијална сила на разводном клипу расте са величином протока на разводнику па је директно управљање могуће само до величине проточног отвора NP 5. Код разводника изнад величине NP 10 аксијалне силе су због протока радне течности велике за директно пребацивање разводног клипа (механичко, електромагнетско), па се користи индиректно управљање.

Индиректно активирање се изводи двостепено са директно управљаним разводником (пилот разводник-управљачки део) и хидраулички управљаним разводником (извршни део).

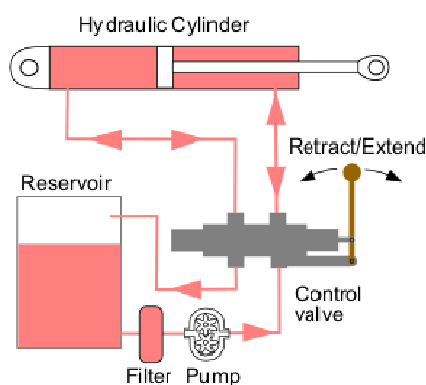
Директно управљани разводник управља радном течностју под притиском и омогућује кретање главног разводног клипа.

Брзина премештања главног разводног клипа зависи о величини протока који се доводи са пилот разводника. Уградњом пригушника протока између електромагнетског пилот вентила и главног разводника, како је то приказано на слици 6.4.а могуће је подешавати брзину премештања главног разводног клипа и осигурати стабилност рада.

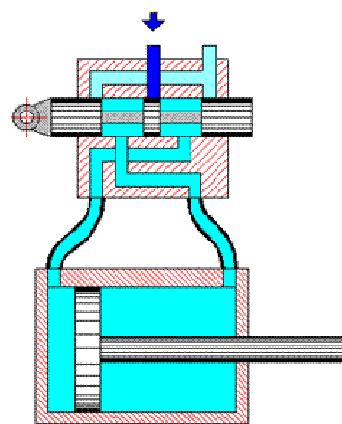
Типична конструкција електрохидрауличног клипног разводника 4/3 приказана је на слици 6.5.

7. РАДНЕ ТЕЧНОСТИ У ХИДРАУЛИЧКИМ СИСТЕМИМА

У хидрауличним системима пренос енергије врши течност под притиском. Притисак течности се правилно распростире на све стране у затвореном систему. Као течност по правилу се користи хидраулично уље. Треба разликовати хидростатички од хидродинамичког преноса енергије. Код хидростатичког система енергија која делује на цилиндар давача преноси се на радни цилиндар преко стуба течности. У хидродинамичким системима хидраулична пумпа са погоном изван система производи висок радни притисак који се преко хидрауличног уља преноси на хидраулични мотор или радни цилиндар, слике 7.1 и 7.2.



Сл.7.1. Принципијални рад хидрауличног система



Сл.7.2. Разводни вентил

Основна функција хидрауличног уља је да делује као медијум за преношење силе из једне тачке у другу. Поред тога хидраулично уље мора да:

- обезбеди адекватно подмазивање,
- обезбеди одговарајуће заптивање,
- штити систем од рђања и корозије,
- обезбеди одговарајућу јачину уљног филма у циљу смањења хабања,
- поседује могућност брзог таложења и издвајања нерастворних честица које уђу у систем,
- добро одводи топлоту,
- поседује добре вискозно-температурне карактеристике,
- компатибилно са заптивним материјалима,
- поседује добру оксидациону и термичку стабилност, што обезбеђује дуг интервал замене.

7.1. Избор хидрауличног уља

Хидраулични систем захтева посебну пажњу у смислу избора флуида, чистоће флуида и опреме јер хидраулични механизми су изузетно прецизни и осетљиви уређаји.

Избор хидрауличног уља врши се на основу препоруке произвођача хидрауличног система или на основу захтева као што су:

1. захтев у односу на температуру околине,
2. захтев у односу на вискозност уља.

7.1.1. Захтев у односу на температуру околине

Уколико је експлоатација хидрауличног система у околини код које нема великих температурних промена (на пример у затвореним просторијама или са регулацијом температуре уља) бира се уље са индексом вискозности најмање 90 (тип НМ), а уколико су промене температуре околине велике, бира се уље индекса вискозности преко 120 (тип НВ). У случају да хидраулични систем ради у средини где може доћи до појаве пожара, бира се незапаљив хидраулични флуид.

На слици 7.3 је табеларно приказана класификација флуида за хидрауличне системе која је направљена на основу стандарда ISO 6743 и односи се на састав и радне особине хидрауличних флуида.

ISO 6743-4	Састав и особине:
L - HH	Рафинисана минерална уља без инхибитора
L - HL	Уља типа HH са додатним инхибиторима рђе и корозије
L - HM	Уља типа HL са додатним адитивима за заштиту од хабања
L - HR	Уља типа HL са додатним адитивима за побољшање индекса вискозности
L - HV	Уља типа HM са додатним адитивима за побољшање индекса вискозности
L - HG	Уља типа HM са додатним анти "stick-slip" адитивима (за клизне вођице и хидрауличне системе)
L - HETG	Уља на бази триглицерида - еколошки прихватљиви
L - HEPG	Уља на бази полигликола- еколошки прихватљиви
L - HEES	Уља на бази синтетичких естера- еколошки прихватљиви
L - HEPR	Уља на бази полиалфаолефина и сродних угљоводоника- еколошки прихватљиви
L - HS	Синтетичке, незапаљиве течности
L - HF	Основни симбол за тешко запаљиве течности
L - HFAE	Тешко запаљиве емулзије "уље у води" са $\geq 80\%$ воде
L - HFAS	Тешко запаљиви водени раствор хемикалија са $\geq 80\%$ воде
L - HFB	Тешко запаљиве емулзије "вода у уљу" са 35% воде
L - HFC	Водени раствор полимера и адитива за повећање вискозности
L - HFDR	Синтетички тешко запаљиви флуиди на бази естера фосфорне киселине – еколошки прихватљиви
L - HFDS	Синтетички тешко запаљиви флуиди на бази халогених деривата – еколошки прихватљиви
L - HFDT	Мешавина HFDR и HFDS –еколошки прихватљиви. Не садрже воду.
L - HFDU	Синтетичке тешко запаљиве течности другачијег састава. Не садрже воду.
L - HA	За хидрокинетичке преноснике као што су аутоматски преносници
L - HN	За хидрокинетичке преноснике као што су турбо спојнице (квачила) и претварачи обртних момената

Слика 7.3. Табеларни приказ ISO класификације уља за хидрауличне системе

7.1.2. Захтев пумпе у односу на вискозност уља

Вискозност уља за хидраулички систем се бира у односу на захтеве конструкције уграђене пумпе, а затим се у односу на његову дефинисану вредност одређују горња и доња граница температуре уља. За сваки тип пумпе произвођач дефинише дозвољене границе вискозности. Употреба ниже вискозности уља од прописане изазива цурење и неадекватно подмазивање покретних делова система док употреба више вискозности од прописане изазива повећано трење и хабање делова пумпе. Већина индустријских хидрауличних система захтевају вискозне градације уља у интервалу од ISO VG 15 до ISO VG 100, а најчешће се јављају градације ISO VG 32 и ISO VG 46.

Вискозност хидрауличног уља је најважнија физичка особина код избора за одређени хидраулички систем. Уколико вискозност неког хидрауличног уља не одговара прописима произвођача опреме, пумпа за уље неће исправно радити. Уколико је вискозност прениска од прописане може доћи до цурења уља унутар система као и до превеликог хабања материјала. Превисока вискозност онемогућује исправан рад код ниских температура.

Пумпе које се користе у хидрауличним системима могу бити:

- крилне,
 - клипне или
 - зупчасте.
- *Зупчасте пумпе* су врло заступљене у хидрауличним системима. Доста су отпорне на прљавштину и честице чврстих контаминаната. Међутим учинак и ефикасност опадају сразмерно хабању. Користе уље вискозности 40 до $80 \frac{mm^2}{s}$ на радној температури.
- *Крилне пумпе* се такође веома често користе, нарочито код алатних машина. Мање су отпорне на прљавштину и чврсте контаминанте од зупчастих пумпи. Приликом рада, крилце (лопатица) се троши, али се и аутоматски помера и на тај начин задржава константна запремина. Према томе, учинак (ефикасност) се знатно не мења све док хабање крилаца не достигне значајне размере. У том случају замењује се цео уложак. Издржавају притисак до 200 *bara*. Користе уље вискозности 20 до $40 \frac{mm^2}{s}$ на радној температури.
- *Клипне пумпе* се користе код хидрауличних система који раде са притиском већим од 200 *bar*-а, најчешће од 350 до 400 *bara*, а постоје и модели који могу да раде и са притисцима од 700 до 1000 *bara*. Ове пумпе су најмање отпорне на прљавштину и чврсте контаминанте. Користе уље вискозности 20 до $50 \frac{mm^2}{s}$ на радној температури.
- Вискозност хидрауличног уља се бира према слици 7.4. где је приказана класификација индустријских уља по стандарду ISO 3448-75. Основна ознака се састоји од словне и бројчане, где ова последња представља приближну вредност вискозности на 40°C у $\frac{mm^2}{s}$

ISO број вискозности (Вискозна градација)	Средња вредност кинематичке вискозности mm^2/s на $40\ ^\circ C$	Границе кинематичке вискозности (mm^2/s на $40\ ^\circ C$)	
		најмање	највише
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,54
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	508
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100
ISO VG 1500	1500	1350	1650
ISO VG 2200	2200	1980	2420
ISO VG 3200	3200	2880	3520

Сл 7.4. Табеларни приказ класификације индустријских уља према вискозности
(ISO 3448 – 75)

Данас је уобичајено да се радне течности класификују према стандарду ISO 6743/4.

Према овом стандарду радне течности за хидрауличке системе се деле на две групе:

- нормално запаљиве течности (минерална уља) и
- тешко запаљиве течности (синтетичке течности и емулзије).

Према наведеној класификацији радне течности се означавају следећим симболима:

- HL, минерална хидрауличка уља (рафинирано минерално уље са додатком адитива против оксидације и заштите од корозије) и
- HLP, минерална хидрауличка уља, (са адитивом за подношење високих притиска),
- HS (HAS), HSB, тешко запаљиве течности у хидраулици,
- HSC, емулзије (мешавине уља и воде), и
- HSD, синтетичка течност на бази естера фосфорне киселине.

7.2. Опште карактеристике хидрауличких уља

1. *Вискозност* уља је мера унутрашњег напона који се супротставља течењу. Мери се на температури од 40°C; уља ниске вискозности на 20°C, а високе вискозности на 100 °C.
2. *Индекс вискозности* представља број који дефинише брзину промене вискозности у функцији промене температуре. Уља са бржом променом вискозности имају мању вредност индекса вискозности (минерална хидраулична уља имају индекс вискозности 95 до 110).
3. *Густина* уља, kg/dm^3 представља однос масе и запремине. Густина уља се креће у границама од 0,75 до 0,9 kg/dm^3 . Уља исте класе, а ниже вискозности су мање густине.
4. *Боја* минералних уља зависи од структуре, вискозности и дубине рафинације. Креће се у спектру од светло жуте до тамно браон-зелене. Боја није мерило квалитета уља. Уља исте врсте, а више вискозности имају тамнију боју. Уље упоредо са процесом старења мења боју, постаје тамније.
5. *Неутрализациони број* – У току експлоатације неутрализациони број уља расте, а самим тим расте и киселост уља. Код новог уља вредност зависи од типа адитива, коју дефинише произвођач уља. Када неутрализациони број порасте за 1,5 пута у односу на полазну вредност, обавезно треба извршити детаљно испитивање уља.
6. *Тачка паљења* је температура на којој се у тачно одређеним условима и у присуству спољашњег пламена појави прва искра у уљним парама. Уља више вискозности и вишег степена рафинације имају већу тачку паљења.
7. *Тачка стињавања* представља најнижу температуру код које охлађени узорак уља, стандардом прописаним условима, показује незнатна својства течења.
8. *Специфична топлота* је количина топлоте која је потребна да се јединична маса уља загреје за 1° K.
9. *Стишљивост* приказује интензитет смањења запремине у функцији пораста притиска.
10. *Демулзивност* је способност уља да се не меша са водом.
11. *Способност растварања гасова* је особина уља да апсорбује одређену запремину гаса.
12. *Издајање ваздуха* представља способност уља да ваздуху у нераствореном стању дозволи да се издвоји на површину уља.
13. *Антипенушаве карактеристике* дефинишу брзину пуцања мехурића ваздуха који је издвојен на површини.
14. *Брзина простирања импулса притиска* је једнака брзини простирања звука кроз уље и креће се око 1500 m/s.
15. *Неутрализациони број*, mg KOH/g је мера укупног степена киселости уља. Полазна вредност неутрализационог броја зависи од састава и количине адитива који се у току производног процеса додају уљу.
16. *Заштита од корозије* је природна карактеристика уља која се побољшава додавањем адитива – инхибитора корозије.
17. *Подношење високих притиска* је способност уља да са металним површинама гради спојеве који код оптерећења раздвајају површине.

18. *Филтрабилност* уља је способност уља да се филтрира кроз филтере величине окаца неколико микрометара. Ова карактеристика уља је важна код уља која се користе у сервосистемима.

7.3. Дијагностика стања мазива

Није могуће дати једну општу препоруку за интервал коришћења хидрауличног уља који би важио за све системе јер у току коришћења уља долази до промене физичких и хемијских карактеристика али и до деградације због пораста садржаја воде и чврстих честица.

Време употребе хидрауличног уља зависи од:

- конструкционих карактеристика хидрауличног система,
- квалитета хидрауличног уља,
- радног режима и
- климатских услова.

Границе промена карактеристика хидрауличног уља:

- *Вискозност* – У току експлоатације вискозност уља расте. Дозвољени пораст вискозности се креће до 10%. Уколико дође до пада вискозности значи да је дошло до мешања са уљем ниже вискозности.
- *Густина* – У току експлоатације густина уља расте. Зависно од полазне вредности дозвољава се пораст 5 до 10%. Мора се водити рачуна да густина новог уља исте вискозности зависи од порекла базног уља.
- *Неутрализациони број* – У току експлоатације неутрализациони број уља расте, а самим тим расте и киселост уља. Код новог уља вредност зависи од типа адитива, коју дефинише произвођач уља. Када неутрализациони број порасте за 1,5 пута у односу на полазну вредност, обавезно треба извршити детаљно испитивање уља.
- *Садржај воде* – Садржај воде се ограничава од стране произвођача уља на 0,1%. То је задовољавајућа граница када се ради само о садржају кондезане влаге из ваздуха. Хидраулично уље са водом изнад дозвољеног садржаја гради стабилну емулзију.
- *Тачка паљења* – Пораст тачке паљења указује на процес старења или испаравање лако испарљивих компоненти. Дозвољава се пораст или пад температуре паљења за 20°C.
- *Корозија* – Корозија се ради на Си-траци на 100°C за 3 часа. Дозвољава се повећање корозивности уља са 1a на 1b.
- *Пенушање* – Појава пене у резервоару представља сигнал да је дошло до издвајања адитива антипенушавца који се додаје уљу у милионитим деловима запремине. Такво уље се мења без обзира на његове остале карактеристике.
- *Брзина издвајања ваздуха* – Не дозвољава се промена стандардом прописаних вредности.
- *Деемулзивност* – Не дозвољава се промена стандардом прописаних вредности.

Ако се утврди да је дошло до деградације хидрауличног уља, треба одмах приступити његовој замени. Хидраулични систем треба очистити и испрати од талога који је настао због оксидације уља и контаминаната као што су: прашина, љуспице, длачице, опилци метала итд. За чишћење и испирање хидрауличних система најбоље је користити уље намењено за те сврхе, односно чија је вискозност 12 – 26 mm²/s на 40°C и са високим садржајем детерџентних и дисперзантних адитива. Растварачи или друга хемијска средства за прање се не препоручују јер немају довољну мазивост, што може проузроковати оштећење пумпе и других покретних делова. Други разлог је што је врло тешко уклонити све трагове тог растварача, а то може да изазове деградацију

хидрауличног уља у самом почетку. Довољна је мала количина воде па да неки од ових растварача постану врло корозивни за челик и бакар.

Постоје бројне могућности за контаминацију уља, а тиме и за њихову деградацију. Контаминација и деградација уља у експлоатацији не могу се потпуно спречити али се могу знатно успорити, што је веома важно за уље. Брзина и степен деградације уља управо су пропорционални брзини и степену контаминације. Због тога је важно спречити брзу контаминацију уља пре и у току употребе. Спектар контаминаната уља доста је широк. Сваки контаминант утиче деструктивно на уље, умањујући му физичко-хемијске и радне особине, а коначне последице су скраћење века уља и мотора.

У току експлоатације уља мењају се: хемијски састав и особине базног уља, хемијски састав и особине адитива, а то значи и хемијски састав уља у целини, као последица контаминације и деградације.

7.3.1. Контаминација уља

Контаминација у уљу, у најширем смислу, обухвата све процесе који доводе до промена његових карактеристика, односно структуре и функционалне деградације. Доказано је да 75% - 80% отказа хидрауличких система настаје као последица контаминације.

У основне контаминенте уља за подмазивање спадају:

- механичке нечистоће,
- вода и
- продукти хемијских реакција и деградације уља.

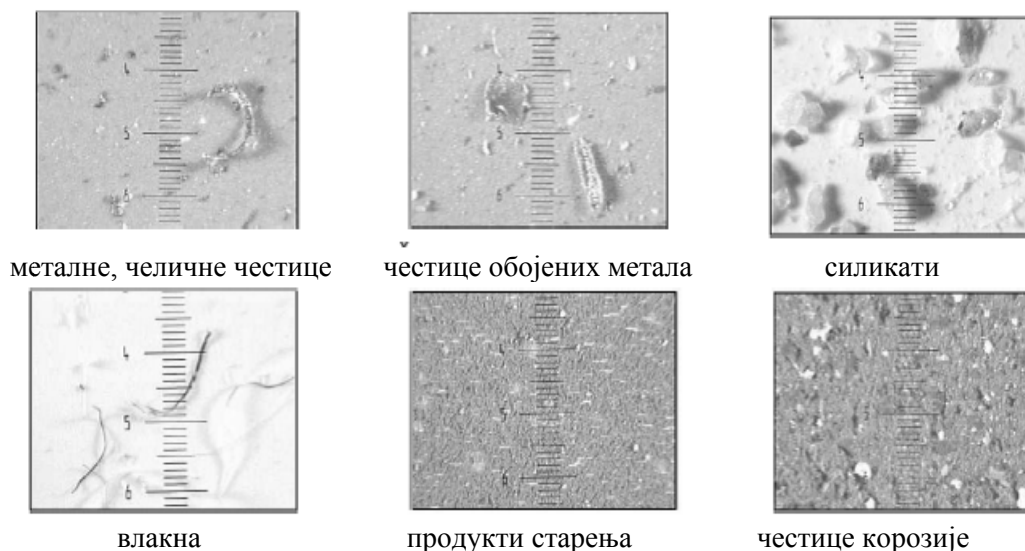
Између ових основних контаминената постоји јака узрочно-последична веза.

Пример: Повећање садржаја воде у уљима директно утиче на одвијање хемијских процеса при чему се чврсте честице у уљу понашају као катализатори. Са друге стране, вода у уљу изазива настанак корозије која ствара механичке нечистоће.

Врста, особине и порекло контаминаната указују на природу и степен промена.

7.3.1.1. Контаминација уља механичким нечистоћама

Механичке нечистоће представљају најчешћи извор контаминације уља и основни узрок процеса хабања контактних површина у системима [8].



Сл.7.5. Механичке нечистоће у уљу за подмазивање

Негативан ефекат контаминације уља у хидрауличким системима, моторима са унутрашњим сагоревањем и зупчастим преносницима, системима са интензивним триболошким процесима, имају чврсте честице.

Сви извори контаминације могу се поделити на:

- контаминацију унуту у систему у току процеса израде и монтаже,
- контаминацију унуту преко новог уља,
- контаминацију која продире у систем из околине и
- контаминацију која се генерише унутар система у току рада.

7.3.1.2. Контаминација уља за подмазивање водом

Вода се у уљу може наћи у:

- раствореном стању,
- емулгованом стању (ситне капљице воде помешане с уљем) и
- слободном стању.

Штетно дејство воде на систем у уљу за подмазивање:

- изазива настанак корозије,
- поспешује процес оксидације уља,
- раствара продукте оксидационих реакција стварајући киселине,
- ствара смоласте формације које се таложе у резервоару и на компонентама онемогућавајући њихово правилно функционисање,
- утиче на смањење антихабајућих, оксидационих, вискозитетних, антикорозивних и других карактеристика уља,
- смањује вискозитет уља за подмазивање,

- присуство већег садржаја воде ствара услове за развој бактерија у уљу, чиме се врши његова додатна разградња,
- драстично смањује изолациона својства уљима.

Присуство слободне воде у уљима за подмазивање може се једноставно уочити и преко њиховог визуелног изгледа. Повећањем садржаја воде долази до замућења уља које поприма млечан изглед, а његова боја постаје тамнија.



Садржај воде (ppm) 8650 1240 466 340

Сл.7.6. Узорци уља за подмазивање са различитим садржајем воде

7.3.1.3. Контаминација унета преко новог уља

Ново уље добијено од произвођача није потпуно чисто. На релацији од произвођача до корисника уља, постоји низ могућности за његову контаминацију и деградацију, некада и до степена неупотребљивости јер процеси производње, паковања, транспорта и складиштења пре употребе, неминовно изазивају контаминацију, те је стога потребно извршити његово филтрирање пре уношења у систем.

Поред механичких нечистоћа, у систем се може наћи и вода, у траговима, унета преко новог уља.

7.3.1.4. Контаминација која продире у систем из околине

Сваки систем са уљем за подмазивање изложен је за време рада продору контаминената из околине.

Механичке нечистоће најчешће продиру на отворима за одушак на резервоарима уља, заптивкама на покретним деловима система, лежајевима и када су у току радови на сервисирању и одржавању, односно на свим местима где постоји контакт система са радном околином.

7.3.1.5. Контаминација која се генерише унутар система

Контаминација уља која се генерише унутар система је много опаснија од осталих јер чврсте честице, настале као продукти процеса хабања, термички и механички очвршћавају током времена. Оне често имају веће вредности површинске чврстоће од површина са којих су се одвојиле, па је њихов негативан утицај далеко интензивнији. Значајан утицај на развој процеса хабања има и ниво контаминације у уљима за подмазивање који се уноси у систем из околине или преко новог уља или у процесу израде и монтаже система.

У техничким системима са уљима за подмазивање присутно је више различитих механизма процеса хабања, као што су: абразивно хабање, ерозионо хабање, адхезионо хабање, заморно хабање, корозионо хабање и кавитационо хабање.

7.3.2. Критеријуми за утврђивање степена деградације уља

Количине честица у уљу

Број честица се може одредити ласерском или оптичком методом. Ласерска метода одрађује количину, величину и дистрибуцију честица, док оптичка метода одређује и идентификацију. Често се користи комбинација обе методе.

Резултати одређивања количине појединих честица се најчешће изражавају по ISO 4406 скали чистоће.

ISO 4406 је ознака нивоа чистоће уља. Састоји се од три броја, који представљају класе за одређивање укупног броја чврстих честица у 100ml уља, међусобно одвојена косом цртом (/).

ISO 4406/ XX/XX/XX

Први број се односи на честице веће од 4 μm , други на честице веће од 6 μm , а трећи на честице веће од 14 μm .

Број честица у 100ml		
Класа	од	до
24	$8 \cdot 10^6$	$16 \cdot 10^6$
23	$4 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$
22	$2 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$
21	$1 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$
20	$500 \cdot 10^3$	$1 \cdot 10^6$
19	$250 \cdot 10^3$	$500 \cdot 10^3$
18	$130 \cdot 10^3$	$250 \cdot 10^3$
17	$64 \cdot 10^3$	$130 \cdot 10^3$
16	$32 \cdot 10^3$	$64 \cdot 10^3$
15	$16 \cdot 10^3$	$32 \cdot 10^3$
14	$8 \cdot 10^3$	$16 \cdot 10^3$
13	$4 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$
12	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$
11	$1 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^3$
10	500	$1 \cdot 10^3$
9	250	500
8	130	250
7	64	130
6	32	64
5	16	32
4	8	16
3	4	8
2	2	4
1	1	2
00	0	1

Сл. 7.7. Табеларни приказ класе чистоће по ISO 4406

Пример: Узорак уља означен класом чистоће ISO 4406 20/18/16, што значи да у 100ml уља постоји највише до:

- 1000000 честица већих од $4 \mu m$,
- 250000 честица већих од $6 \mu m$,
- 64000 честица већих од $14 \mu m$.

Тест се најчешће користи за хидраулична уља, а може се применити и за турбинска уља или било који флуид где је потребан ефективан филтрациони систем који се мора проверавати. Моторна уља такође имају филтре али су мотори дизајнирани да поднесу висок ниво честица као што је чађ, тако да је безпредметно радити ове тестове на моторним уљима.

Продужење интервала употребе уља без контроле стања је врло ризично јер се могу јавити следеће последице: слепљивање клипних прстенова, изгореле и лако прекривене клипове, брзо трошење лежајева, изгореле вентиле и коначно заривавање мотора.

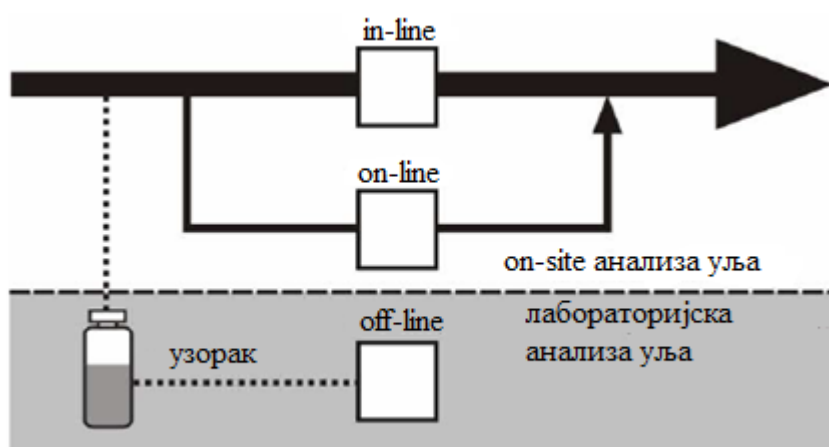
7.4. Процедура за спровођење анализе уља

Процедура за спровођење анализе уља се састоји из следећих корака:

- дефинисање начина за спровођење анализе уља и методологије за узорковање уља,
- дефинисање дијагностичких параметара и избор тестова за анализу уља,
- дефинисање граничних вредности дијагностичких параметара и
- интерпретација резултата и израде извештаја о спроведеној анализи.

7.4.1. Дефинисање начина за спровођење анализе уља и методологије за узорковање уља

Анализа уља може бити спроведена на лицу места *on-site* или у лабораторији.



Сл.7.8. Начин за спровођење анализе уља

Анализа на лицу места или *on-site* може бити спроведена на два начина:

- *in-line* или
- *on-line*.

In-line (директно) врши се на комплетној количини уља или на пуном протоку уља. Број дијагностичких параметара који се могу овако анализирати је релативно ограничен.

On-line, одређена количина уља се узрокује из система, пролази кроз инструмент где се врши анализа, односно одређивање вредности дијагностичких параметара.

Предности инструмената за *on-site* анализу уља:

- анализа у реалном времену,
- тренутни резултати спроведених процедура анализе уља,
- могућност неограниченог понављања мерења по потреби,
- мерења и анализе спроводе људи који добро познају опрему и машине,
- значајно смањење трошкова лабораторијске услуге,
- смањивање могућности за настајање грешака и контаминацију узрока,
- могућност улазне контроле уља и
- краће време између спровођења контроле контаминације и одговарајуће активности на одржавању.

Најважнији параметри који се могу анализирати *on-site* или на лицу места су: број честица у уљу, концентрација воде у уљу и анализа вискозитета уља.

7.4.1.1. Узорковање уља

Правилно узимање узорка је основни предуслов за добијање поузданих резултата за анализу уља. Узорци уља треба да омогућавају добијање просечног састава укупног уља, осим тога сви узорци морају се узимати по истом поступку, када је постигнута стабилна радна температура система, односно 2-3 сата након стартовања. Временски размак узимања узорка зависи од техничког система о коме је реч и може бити препоручен од произвођача техничког система.

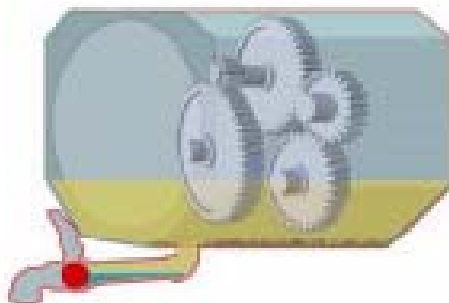
За техничке системе са уљем за подмазивање које циркулише кроз систем обично се дефинише примарно и више секундарних места узорковања. Примарно место узорковања треба да репрезентује систем у целини, док се секундарна места дефинишу према потребама за дијагностику стања одређених елемената техничког система.

Да би се добили поуздани резултати анализе уља потребно је избегавати узорковање из делова система у којима се уље слабо креће или мирује (резервоари). Узорковање уља треба вршити искључиво у деловима система где је уље у турбулентном кретању (у близини рачве, кривине итд.)

Поступци узорковања уља су:

- узимање узорка испуштањем из резервоара,
- узимање узорка преко Питове цеви,
- узимање узорка преко вентила за узорковање и
- узимање узорка помоћу вакуум пумпи.

Узимање узорка испуштањем из резервоара је најчешће коришћени метод, а у исто време и најнепоузданији с аспекта добијања репрезентативног узорка.



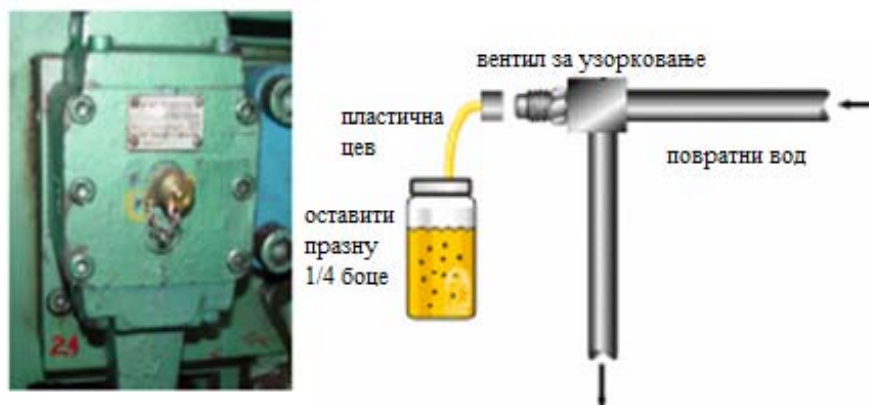
Сл.7.9. Узорковање дренажањем

Узимање узорка преко Питове цеви. Положај Питове цеви се одређује према пројектованом нивоу уља у резервоару или редуктору. Узорак се узима са средине.



Сл.7.10. Узорковање преко Питове цеви

Узимање узорка преко вентила за узорковање је најбољи начин за добијање репрезентативног узорка. Узорци уља се узимају преко малих, неповратних вентила који се активирају преко тастера или увртањем цевчица за узорковање са одговарајућим наставком. Ови вентили обезбеђују брзо, једноставно и чисто узорковање.



Сл.7.11. Узорковање преко вентила за узорковање

Узимање узорка помоћу вакуум пумпи се примењује код свих система који нису циркулациони или код којих не постоји довољан притисак уља да би оно слободно истицало из система преко вентила за узорковање, па га је потребно поспешити. Ове вакуум пумпе обезбеђују брзо и лако монтирање посуде и цевчице за узорковање, при чему не долази до контаминације ни једног елемента.



Сл.7.12. Узорковање вакуум пумпом

7.5. Могући проблеми у примени хидрауличких уља

Хидраулични системи су изузетно прецизни уређаји и захтевају посебну пажњу у смислу избора и чистоће флуида и опреме [9]. Ако и поред тога дође до неких неправилности у раду, узрок се може наћи у једном од следећих проблема:

- коришћење уља погрешне вискозности или погрешног типа,
- недовољно флуида у систему,
- присутност ваздуха у систему,
- механичко оштећење хидрауличног система,
- интерно или екстерно цурење,
- прљавштина, вода, муљ или рђа у систему,
- непрописно подешавање,
- хладњак уља зачепљен, задржан или цури.

1. Пумпа не потискује уље

Могући узроци су:

- низак ниво уља у резервоару,
- усисна цев за уље или усисни филтер зачепљен,
- ваздух у усисном воду,
- пумпа се превише споро обрће,
- уље је превише вискозно,
- пумпа се обрће у супротном смеру,
- поломљена осовина пумпе или делови унутар пумпе,
- задржана пумпа.

У случају да пумпа потискује уље али је неодговарајући притисак уља у систему, могући узроци су:

- неподешеност сигурносног вентила или његово цурење. Цурење може настати због истрошеног паковања осовине или због оштећеног паковања главе,
- поломљена опруга у сигурносном вентилу,
- крило или крила заглављена у урезима ротора (код крилних),
- унутрашње цурење у регулационим вентилима или цилиндрима.

2. Пумпа превише бучна

У случају да је појачани звук пумпе могући узроци су:

- делимично зачепљена усисна линија,
- мехурићи ваздуха у улазном уљу,
- зачепљен одушак на резервоару,
- пумпа ради пребрзо,
- вискозитет уља превише висок,
- пропуштање ваздуха на цевним спојевима усисног дела пумпе, на паковању осовине пумпе или се ваздух увлачи кроз отвор улазне цеви,
- филтер недовољне величине,
- глава пумпе превише лабава или неисправна заптивка главе,
- заглављено крило пумпе (крилне),
- истрошени или поломљени делови.

3. Лом делова унутар кућишта пумпе

Ломови делова хидрауличног система могу настати због:

- превисоког притиска – изнад номиналне карактеристике пумпе,
- заривања због недостатка уља,
- чврсте материје укљештене у пумпи,
- претерано затегнутих вијака на глави пумпе.

4. Прекомерно хабање

Могући узроци прекомерног хабања делова хидрауличног система су:

- кроз пумпу са хидрауличним уљем циркулишу абразивне материје што значи да треба уградити одговарајући филтер или чешће мењати уље,
- вискозност уља при радним условима превише ниска,
- константно висок притисак изнад максималне номиналне карактеристике пумпе, при чему треба проверити максималну подешену вредност сигурносног или регулационог вентила,
- ваздух у систему погоршава подмазивање, односно повећава хабање делова.

Интензивно хабање заптивачког чепа се јавља у случају да цилиндар није добро причвршћен на рам и вибрира, у случају неподешености цилиндра и продужетка клипњаче или ако је велики бочни притисак на клипњачи

5. Време рада дуже од специфицираног

Могући узроци:

- ваздух у систему,
- унутрашње цурење у погонском цилиндру или селектор вентилу,
- истрошена пумпа.

Ако је кретање механизма успорено на почетку рада, а кад се достигне радна температура стање се донекле поправи, могући разлог је погрешан избор вискозности уља. У том случају треба консултовати упутство произвођача пумпе или произвођача уља о препорученој вискозности уља.

6. Спољашње цурење уља

Најчешћи узроци цурења уља су:

- недовољна затегнутост крајњих капица или оштећена заптивака,
- због истрошеног паковања осовине или због оштећеног паковања главе,
- недовољно затегнуто или оштећено паковање заптивачког чепа.

Унутрашње цурење у цилиндрима за активирање или погонским вентилима доводе до пузања механизма када се заустави у међуположају. У том случају треба заменити паковање клипа или заменити цилиндар ако су зидови изгребани. Ако је узрок вентил треба га заменити или поправити.

Унутрашње цурење може се појавити и ако тањир у селектор вентилу не належе. Ако је узрок механичка нечистоћа, треба очистити и уклонити страна тела, а затим проверити зазор брега.

7. Неправилан рад хидрауличног мотора

Ако се мотор не окреће или не развија прописану брзину или обртни момент, могући узроци су:

- заштитни вентил система за преоптерећење није подешен на довољно висок притисак,
- заштитни вентил се заглавио у отвореном положају због прљавштине или неког другог разлога,
- омогућена слободна рецикулација уља у резервоару јер је вероватно усмеравајући регулациони вентил отворен, централна или нека друга повратна линија случајно отворена,
- погоњени механизам запиње због неподешености. У том случају треба скинути мотор и проверити обртни момент потребан за погоњено вратило,
- пумпа не даје довољан притисак или не испоручује довољне количине уља,
- неисправно зацевљење између регулационог вентила и мотора.

8. Прегревање уља у систему

Последица процеса оксидације уља је да она постају тамнија и гишћа, што се назива процесом старења хидрауличног уља.

Прегревање уља у систему је непожељно првенствено због интензивне оксидације. Доказано је да се за сваких 100°C пораста температуре уља изнад радне температуре, оксидација уља повећава за 50%. Продукти оксидације су талог и смоле, који су кисели и корозивно делују на металне делове хидрауличног система, а осим тога доводе до зачепљења водова и вентила, односно њихово блокирање.

Прегревање може настати због следећих могућих узрока:

- заштитни вентил подешен на већи притисак од потребног. У том случају треба подесити заштитни вентил на нешто мало изнад максималног притиска потребног за радни ход. Наравно, треба проверити упутства произвођача у вези са максимално задатим притисцима.
- унутрашње цурење уља због хабања,
- вискозност уља превише висока,
- пумпе монтиране после ремонта превише затегнуте. Треба поштовати упутство произвођача,
- цуре противповратни или заштитни вентили у пумпи,
- неисправан хладњак за уље или неисправна аутоматска регулација за растерећење,
- аутоматски регулатор за ослобађање притиска не ради,
- сужене линије водова,
- велики притисак у потисном воду пумпе се не растеређује прописно. Треба проверити да ли су вентили за растерећење у правилном положају
- недовољно хлађење,
- унутрашње цурење,
- резервоар је недовољне запремине и не омогућује одговарајуће хлађење уља. У том случају треба уградити већи резервоар или монтирати хладњак,
- цевоводи или вентили су мањих димензија од потребних. У том случају треба проверити брзину протока кроз водове и вентиле и упоредити са препорукама произвођача. Ако постоји велика разлика, треба заменити опремом већих димензија.

9. Појава ваздуха у уљу

Са порастом притиска и температуре повећава се способност уља да раствара и апсорбује ваздух.

Појава ваздуха у уљу је веома штетна јер:

- повећава компресибилност флуида,
- неравномерно се крећу хидраулички клипови и систем вибрира уз буку,
- кавитација оштећује пумпе, водове и заптивке,
- уље брже стари.

Мере за спречавање продирања ваздуха у уље су: херметичко затварање усисних страна система, оптималне димензије резервоара, пажљиво одржавање усисних водова и прописане количине уља у систему.

10. Појава воде у уљу

Један од највећих контаминаната је вода која може продрети кроз одзрачне филтере или због кондензовања у резервоару хидрауличног система.

Појава воде у хидрауличном уљу представља велику опасност и на уља и на хидраулични систем и доводи до многобројних проблема:

- разлаже адитиве,
- изазива корозију,
- убрзава оксидацију уља,
- изазива појаву пене,
- смањује дебљину уљног филма,
- доводи до повећања киселих продуката и
- стварања уљног муља.

8. ЗАКЉУЧАК

У овом дипломском раду разматране су хидрауличне компоненте које чине незаобилазни сегмент готово у свим гранама индустрије као што су: аутомобилска индустрија, авио индустрија, нафтна и др. Свака од ових грана индустрије испоставља захтеве специфичне само тој грани индустрије испред хидрауличних компоненти. Сходно томе хидрауличне компоненте треба да задовоље широк дијапазон захтева које се пред њих постављају. Специфичности у захтевима доводе до репројектовања, пројектовања нових компоненти са новим експлоатационим карактеристикама.

Хидрауличне компоненте се константно унапређују јер морају испунити све веће и бројније захтеве због својих бројних предности над механичким и електричним конкурентима. Познавање рада хидрауличних компоненти, њихових основних карактеристика је предуслов у раду са њима и пројектовању хидрауличних система што представља и сврху дипломског рада. Поред својих добрих особина хидрауличне компоненте носе са собом и лоше, које су за сваку компоненту понаособ презентоване у дипломском раду.

Детаљно је дат принцип рада основних компоненти хидрауличних система: хидрауличних пумпи, хидрауличних мотора, хидроцилиндра, хидроакумулатора, вентила и разводника. Презентовани су примери прорачуна конструктивних параметара зупчaste пумпе, крилне пумпе, параметри радног процеса хидрауличног мотора и хидрауличног цилиндра као конкретани примери пред прорачуна компоненти система.

Познавање радног флуида, хидрауличног уља, његових основних и експлоатационих карактеристика је неодвојив део теме о хидрауличним компоненетама што је презентовано у дипломском раду. Дат је и сликовит преглед контаминације и деградације хидрауличног уља.

ОЗНАКЕ

F_{ct}	- теоријска сила на клипњачи хидрауличног цилиндра
E	- модул еластичности
I	- момент инерције
k_p	- коефицијент
M_m	- момент на вратилу хидромотора
M_{mt}	- теоријски момент на вратилу хидромотора
$p_{v.s(o)}$	- притисак на почетку отварања вентила
$p_{v.s(m)}$	- притисак отварања при максималном протоку кроз вентил
Δp	- расположиви пад притиска на хидроцилиндру
Δp_m	- пад притиска на хидромотору
P_m	- снага хидромотора
P_p	- снага пумпе
q_m	- специфични проток хидромотора
q_p	- специфични проток хидрауличке пумпе
Q	- стварни проток пумпе
Q_c	- проток у хидрауличком цилиндру
Q_{mt}	- теоријски проток у хидромотор
Q_o	- проток кроз пригушни вентил
Q_p	- проток пумпе
Q_{pt}	- теоријски проток пумпе
s	- слободна дужина извијања
S	- коефицијент сигурности
v_{ct}	- теоријска брзина клипњаче
V_m	- специфична запремина хидромотора
V_o	- обимна брзина
V_p	- специфична радна запремина пумпе

Грчке ознаке

η_{cm}	- механички степен искоришћења хидрауличног цилиндра
η_{cz}	- запремински степен искоришћења
η_m	- степен искоришћења хидромотора
η_{mm}	- механички степен искоришћења хидромотора
η_p	- степен искоришћења
η_u	- укупни степен искоришћења
η_v	- запремински степен искоришћења
η_{zm}	- запремински степен искоришћења хидрауличног мотора
ξ	- коефицијент локалног губитка хидрауличке енергије
λ	- вискозност штапа
ρ	- густина радне течности
ω_m	- угаона брзина вратила хидромотора
ω_p	- угаона брзина вратила пумпе

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Обровић, Б., Савић, С., **Хидраулика (Основи)**, *Машински факултет у Крагујевцу*, Крагујевац, 2005.
- [2] Обровић, Б., **Механика флуида**, *Машински факултет у Крагујевцу*, Крагујевац, 2007.
- [3] Вороњец, К., **Техничка хидромеханика**, *Научна књига*, Београд, 1951.
- [4] Ашковић, Р., **Основи хидраулике и пнеуматике**, *Машински факултет Универзитета у Београду*, Београд, 1978.
- [5] Василије Н. Келић, **Хидропреносници**, *Научна књига*, Београд 1989.
- [6] Попов, М., **Машинска хидраулика**, *Машински факултет Универзитета у Београду*, Београд, 1990.
- [7] Савић, В., **Уљна хидраулика – Хидрауличне компоненте и системи I**, “Дом штампе“ ООУР „Графика“, Зеница 1990.
- [8] Тодоровић, П., Јеремић, Б., Мачужић, И., **Техничка дијагностика**, *Машински факултет у Крагујевцу*, Крагујевац, 2010.
- [9] Савић, В., **Одржавање хидрауличких система и компоненти**, ИКОС, Нови Сад, 1997.
- [10] Башта, Т. Н., **Машинска хидраулика**, *Машински факултет*, Београд, 1980.
- [11] Богдановић, Б., Никодијевић, Д., Вулић, А., **Хидраулички и хидромеханички преносници снаге**, *Машински факултет*, Ниш, 1998.
- [12] Јовановић, С., Јовановић, Б., **Уљна хидраулика I део**, *Техничка књига*, Београд, 1985.
- [13] Каталог Прве петолетке, Трстеник, 1981.
- [14] Пономоренко, Јн. Ф., **Расчет и конструирование гидроприводов механизированных крепей**, Машиностроение, Москва, 1981.