

**Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Индустијски инжењеринг

Предмет: Механика флуида

Број индекса: 97/2011

Петар М. Пејатовић
Хидраулични системи
Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану

1. Проф. др Слободан Савић – ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру завршног рада кандидат треба да:

- проучи одговарајућу литературу везану за хидрауличне компоненте у индустрији,
- на основу прикупљених и систематизованих података из препоручене и друге литературе ове области прикаже и методолошки изложи најзначајније хидрауличне компоненте,
- укаже на избор хидрауличног уља које има значајан утицај на експлоатациони век и продуктивност машине и
- изложи основе одржавања хидрауличних система.

Препоручена литература:

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

Крагујевац, 2014.

ментор:
др Слободан Савић, ванр. проф.

Резиме

Генерално посматрано, хидраулика представља грану машинства која се бави механичким особинама течности. Хидраулични систем је технички систем који се користи за претварање и пренос енергије, као и за управљање истом том енергијом. У овом завршном раду су представљени основни појмови, подела и карактеристике свих засебних делова који чине један хидраулични систем. Описан је принцип рада хидрауличног система и дата је подела хидрауличних преносника, а представљени су и делови система где је посебна пажња обрађена на хидрауличне пумпе, моторе и цилиндри који представљају главне извршне елементе система овог типа. Поред ових, такође је описан рад вентила и разводника. Исто тако, у раду је представљено и како је пожељно одржавати један хидраулични систем.

Кључне речи: хидраулика, течност, пумпа.

Abstract

Generally speaking, hydraulic is the branch of engineering that is dealing with the mechanical properties of liquids. The hydraulic system is a technical system which is used for the conversion and transfer of energy, as well as for the management of that same energy. This final paper presents the basic concepts, classification and characteristics of all the individual parts that make a hydraulic system. Working principle of the hydraulic system as well as the division of hydraulic gears are represented, following with the parts of the system where special attention is given to the hydraulic pumps, motors and cylinders, which are the main elements of the hydraulic system. In addition to these, this final paper also describes function operations of valves and the manifolds. Also, the paper represents how it's desirable to maintain a hydraulic system.

Keywords: hydraulic, liquid, pump.

Садржај:

1. Увод	6
2. Принцип рада хидрауличних система	7
3. Хидраулични преносници	10
3.1 Хидраулични преносник са пригушним управљањем	12
3.2 Хидраулични преносник са запреминским управљањем	14
4. Хидрауличне пумпе	16
4.1 Параметри радног процеса хидрауличних пумпи	16
4.2 Карактеристичне конструкције хидрауличних пумпи	17
4.2.1 Зупчасте пумпе	18
4.2.1.1 Зупчаста пумпа са спољашњим озубљењем	18
4.2.1.2 Зупчаста пумпа са унутрашњим озубљењем	19
4.2.2 Завојне пумпе	20
4.2.3 Крилне пумпе	21
4.2.4 Клипно-аксијалне пумпе	22
4.2.4.1 Клипно-аксијална пумпа са клизном плочом	23
4.2.4.2 Клипно-аксијална пумпа са зглобном везом	24
4.2.5 Клипно-радијалне пумпе	25
5. Хидраулични мотори	26
5.1. Параметри радног процеса хидрауличних мотора	26
5.2 Карактеристичне конструкције хидрауличних мотора	27
5.2.1 Зупчасти хидромотор	28
5.2.2 Крилни хидромотор	29
5.2.3 Клипно-аксијални хидромотори	30
5.2.3.1 Клипно-аксијални хидромотори са зглобном везом	30
5.2.3.2 Клипно-аксијални хидраулични мотори са клизном плочом	31
5.2.4 Клипно-радијални хидромотори	31
6. Хидраулични цилиндри	33
6.1. Параметри радног процеса хидрауличних цилиндара	33
6.2 Карактеристичне конструкције хидрауличних цилиндара	34

7. Разводници	36
7.1 Клипни разводници.....	37
7.2 Разводници са седиштем	38
7.3 Плочасти разводници.....	40
8. Вентили	41
8.1 Вентили сигурности.....	41
8.2 Регулатори притиска.....	42
8.3 Пригушни вентил	42
8.4 Неповратни вентили	44
9. Одржавање хидрауличне течности и хидрауличних система.....	45
9.1 Одржавање хидрауличне течности.....	46
9.2 Одржавање хидрауличних система	47
10. Закључак	50

1. Увод

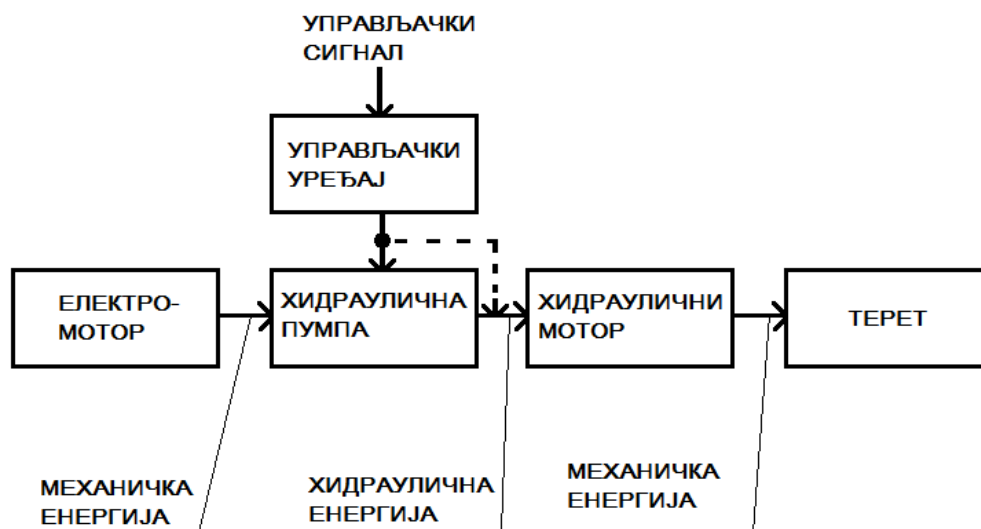
Хидраулични систем представља скуп свих уређаја, који су способни да врше пренос енергије и информација помоћу хидрауличне течности. Хидраулични систем претвара механичку енергију у хидрауличну и обратно, хидрауличну у механичку. Основни медијум за претварање и преношење енергије у хидрауличним системима представља флуид. У хидрауличним системима се користе само оне течности код којих се запремина не мења у току деловања спољашњих сила.

Хидрауличне системе можемо поделити у две основне категорије: хидродинамичке системе и хидростатичке системе.

Хидродинамички систем преноси енергију посредством кинетичке енергије струјања радне течности. Енергија притиска која се користи у овом процесу има веома малу вредност. Хидростатички систем преноси енергију посредством потенцијалне енергије радне течности, тј. енергије притиска. Проценат кинетичке енергије који је искоришћен је занемарив и не превазилази вредност од 0,5%. Хидростатички погони су погодни за регулацију па се веома често примењују у регулационим системима. Основне компоненте хидростатичког система су [1]:

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

Хидраулична пумпа је уређај који механичку енергију претвара у хидрауличну енергију, тј. у енергију притиска. Хидраулични мотор претвара хидрауличну енергију у механичку, односно у механички рад.



Слика 1.1 Ток енергије и информација у хидростатичком систему

Хидраулични уређаји имају веома велику примену у разним областима технике, највише захваљујући томе што ова врста уређаја има многобројне предности у односу на остале техничке системе (погоне). Основне предности хидростатичких система у односу на остале системе представљају:

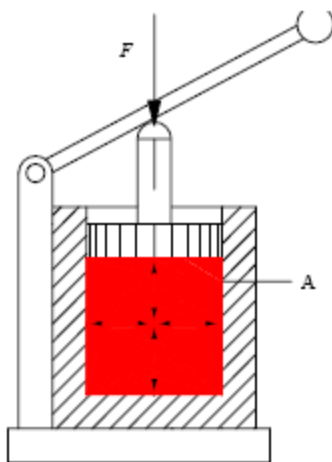
- веома мала тежина, габарити и моменти инерције,
- једноставна заштита од преоптерећења,
- могућност добијања великих преносних односа без употребе редуктора,
- могућност континуалне промене брзине и смера,
- веома једноставно претварање ротационог кретања у транслаторно,
- велика брзина одзива, због практичне нестишљивости хидрауличног уља.

Поред свих ових предности, треба поменути и одређене недостатке које има овај тип система, а то су:

- осетљивост на прљавштину,
- губитак енергије, који се претвара у топлоту нарочито код пригушног управљања,
- појава унутрашњих и спољашњих губитака
- могућност продора ваздуха у систем,
- утицај промене температуре на рад система, и сл.

2. Принцип рада хидрауличних система

Принцип рада хидростатичких уређаја је у основи заснован на практичној нестишљивости хидрауличне течности, као и на Паскаловом закону. Паскал је разним експериментима установио да се спољашњи притисак, који делује на затворене течности и гасове, преноси подједнако у свим правцима и да има исту вредност [4]. Мерна јединица за притисак у SI систему је Паскал (Pa), али у техничкој пракси се такође користе и друге мерне јединице.



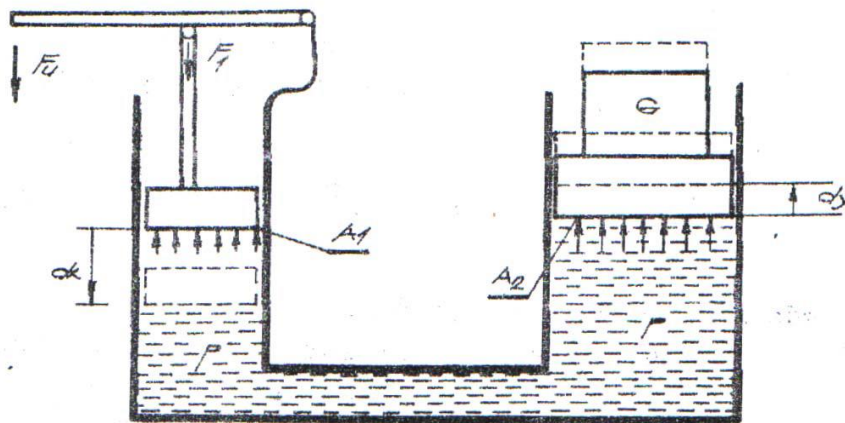
Слика 2.1 Шематски приказ Паскаловог закона

Ако се на покретни клип цилиндра делује неком спољашњом силом F , у течности се, испред клипа, ствара притисак p . Величину овог притиска одређује сила F која делује на површину покретног клипа, који је на слици 2.1 обележен са A и то је заправо активна површина клипа која је у директном контакту са течносту који са налази у цилиндру. Паскалов закон се може написати на следећи начин

$$p = F / A; \quad (2.1)$$

где су: p - притисак, Pa, F – сила, N и A - активна површина клипа, m².

Добре карактеристике нестишљивости хидрауличне течности искоришћене су за рад хидростатичког система, односно за пренос енергије флуида са једне локације на другу, што се може најбоље може објаснити на примеру два сукцесивно спојена цилиндра, шематски приказаних на слици 2.2.



Слика 2.2 Принцип рада хидростатичког погона

Због деловања сила F_1 на клип површине A_1 првог цилиндра долази до појаве притиска p који делује у свим смеровима, па према томе и на клип површине A_2 другог цилиндра. Сила F_1 доводи до померања првог клипа за вредност dx , односно до померања другог клипа за вредност dy [5]. Сила F_1 која делује се може уравнотежити притиском p се може приказати формулом

$$F_1 = A_1 \cdot p \quad (2.2)$$

Сила терета G такође се доводи у равнотежу помоћу притиска p . Ово се може представити следећом релацијом

$$G = F_2 = A_2 \cdot p \quad (2.3)$$

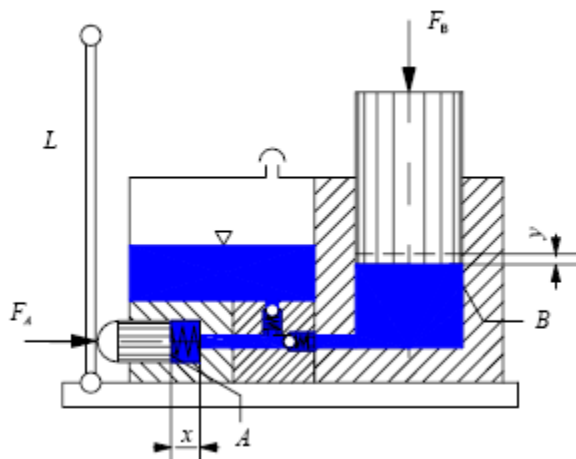
Ако пођемо од претпоставки да су оба цилиндра херметички затворена, да је флуид апсолутно нестишљив и да су силе трења занемариве, на основу формула (2.2) и (2.3) се може извести следећи однос:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (2.4)$$

Израз (2.4) показује да се притисак p такође може написати и као однос између силе F_2 и површине другог цилиндра, тј. у облику

$$p = F_2/A_2. \quad (2.5)$$

У првом цилиндру се механички рад претвара у хидрауличну енергију притисак и овакав тип уређаја се зове хидраулична пумпа. У другом цилиндру се хидраулична енергија претвара у механички рад и овакав тип уређаја представља хидраулични мотор. Притисак у хидрауличном систему се одређује на основу оптерећења и то, тако што се на основу максималног оптерећења и свих губитака притиска у систему изабере максимални притисак – p_{max} на основу којег се врши димензионисање мотора. Кад је у питању хидраулични цилиндар, ово димензионисање се заснива на одређивању површине клипа A_2 . Ова особина хидрауличних система се користи код дизалица и преса [5].



Слика 2.3 Хидраулични систем – хидраулична дизалица

Ова два цилиндра, од којих су оба са покретним клиповима, спојена су каналима који су испуњени радном течношћу преко једносмерних вентила. Клип мањег цилиндра се може померати под деловањем спољне силе F_A . Потребна количина радне течности налази се у резервоару изнад мањег клипа. У овако спојеном техничком систему постоје одређене претпоставке, а полази се од тога да је радна течност нестишљива, да се не јављају деформације у погледу зидова цилиндара, да нема никаквих губитака радне течности, да нема појаве трења при кретању клипова и да маса клипа има занемарљиво малу вредност. Деловање спољне силе F_A утиче на то да се мањи клип помери у десно и у течности настаје притисак p . Чело клипа преусмерава течност кроз једносмерни вентил у већи цилиндар (активна површина клипа B). Он се помера на горе и на тај начин се ствара сила F_B . Услед тога, клип мањег цилиндра (површине клипа A) помери се за неку величину x кад на њега делује сила F_A . Након тога, у течности се јавља притисак $p = F_A/A$, а чело клипа потисне запремину течности $V = A \cdot x$. Клип у већем цилиндру (површине клипа B) помера се за величину u услед деловања силе $F_B = p \cdot B$ која је настала због притиска у хидрауличном систему и овај процес представља Паскалов закон за затворен суд испуњен нестишљивом течношћу. Пренос енергије између клипова, тј. пренос са клипа A на клип B

је остварен физичким померањем запремине течности: $V = A \cdot x = B \cdot y$. Однос величина хода клипова је инверзно пропорционалан са активним површинама [6]

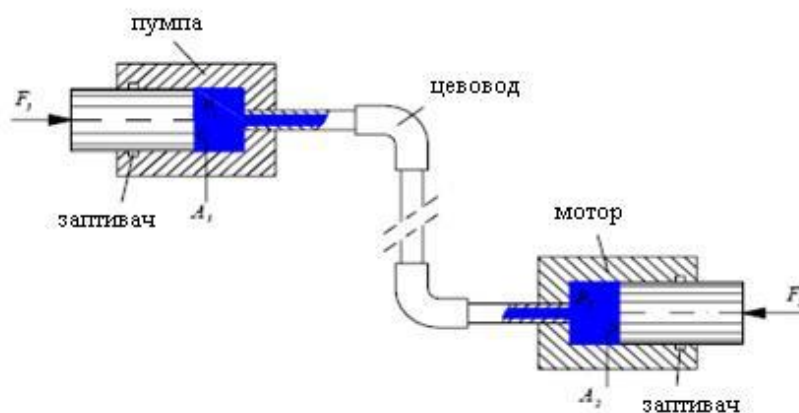
$$\frac{x}{y} = \frac{B}{A} \quad (2.6)$$

Сви примери описани у овом поглављу представљају и четири основне функције хидрауличних система [7], а то су:

- претварање механичке енергије у хидрауличну (мањи цилиндар и покретни клип),
- пренос енергије (цилиндри су затворени спојени судови испуњени нестишљивом течношћу),
- претварање хидрауличне енергије у механичку (већи цилиндар и покретни клип) и
- појачање силе ($F_B > F_A$).

3. Хидраулични преносници

Преносници су елементи који се постављају између погонске и радне машине у циљу прилагођавања механичке енергије погонске машине потребама радне машине уз што мање губитке енергије. Ово, заправо, показује да је преносник посреднички механизам, који за задатак има да пренесе механичку енергију главног вретена погонске машине (мотора) на главно вретено радне машине, односно радилице [2]. Основни елементи хидрауличног преносника су: хидраулична пумпа, радна течност, цевовод и хидраулични мотор.



При деловању силе F_1 , клип хидрауличне пумпе, који има површину A_1 , потискује испред себе радну течност што за последицу има стварање притиска p_1 у истој тој течности. Течност, која је сада истиснута из пумпе, кроз цевовод долази у хидромотор и

на тај начин потискује клип хидромотора, који има површину A_2 . Притисак је једнак и на пумпи и на хидромотору, тј. $p_1 = p_2$, односно

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} = p_2 = \frac{F_2}{A_2}. \quad (3.1)$$

Сила F_2 на клипу цилиндра мотора има вредност

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1 = k_F F_1. \quad (3.2)$$

Члан k_F представља коефицијент појачања силе хидрауличног преносника, а математички се представља као однос активних површина клипа мотора и пумпе, односно A_2/A_1 . У идеалним условима испред клипа хидромотора доспева сва истиснута течност из хидрауличне пумпе, односно, постоји једнакост запремина у јединици времена или једнакост протока [8]

$$V = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (3.3)$$

где су: v_1 и v_2 , m/s – брзина клипа пумпе и мотора.

Хидрауличним преносницима се врши пренос два облика снаге и ту препознајемо хидростатички пренос (запремински – механика мирне течности) и хидродинамички пренос (механика струјања течности). Главна разлика између ова два типа преноса снаге се огледа у томе што је носилац преноса снаге у хидростатичком притисак, а код хидродинамичког преноса је то брзина радне течности. Код ових анализа битне су две једначине и то:

- 1) Једначина континуитета: Ако кроз цев са различитим попречним пресецима A_1 и A_2 долази до струјања течности, тада кроз ту исту цев долази до тока иста запремине Q . Из овога се може извести следећи образац

$$Q_1 = Q_2, \text{ односно } A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (3.4)$$

где је v – брзина струјања.

- 2) Бернулијева једначина (једначина енергије)

$$h + \frac{p}{\rho_g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const} \quad (3.5)$$

где су: ρ – густина флуида и g – убрзање Земљине теже.

Било да посматрамо једначину континуитета или Бернулијеву једначину, јасно се види да ако се при сужавању попречног пресека повећа брзина, повећаће се и кинетичка енергија. С обзиром на то да укупна енергија остаје константна, морамо променити

енергију положаја h или енергију притиска $p/\rho g$ или обе. Уколико узмемо у обзир да је енергија положаја при сужавању попречног притиска једва мерљива, то даље значи да се статички притисак, односно енергија притиска мења у зависности од брзине струјања. Даље, то значи да се хидростатички пренос остварује посредством притиска у једном затвореном флуиду, између извора притиска, тј. пумпе, која механичку енергију претвара у енергију притиска и извршиоца, тј. мотора, који енергију притиска даље претвара у механички рад. За хидродинамички пренос користи се убрзавање масе флуида у приматном радном колу, односно у пумпи, која се успорава у секундарном радном колу, тј. у турбини. У пумпи се, услед убрзања флуида, механички рад претвара у кинетичку енергију која се, касније, због успоравања флуида поново трансформише у механички рад. Постоје два начина којима се у хидрауличном преноснику врши управљање хидрауличне енергије и то су:

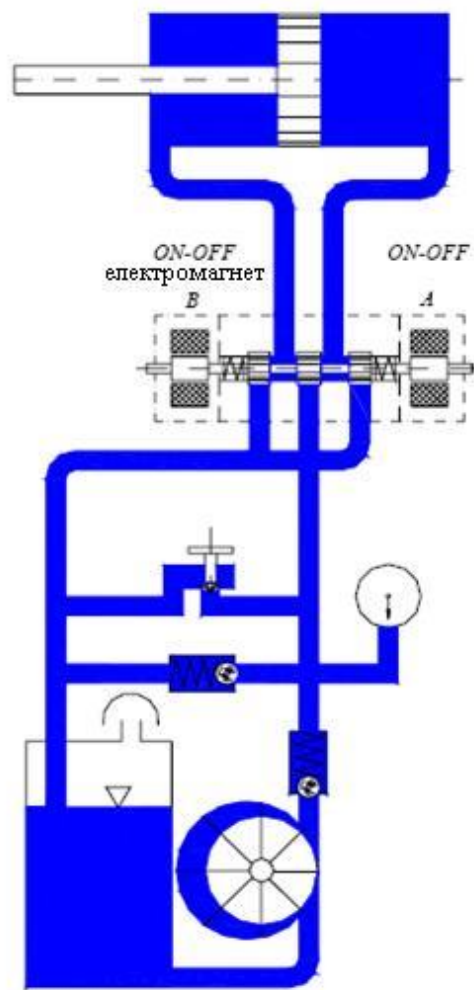
- пригушивање протока радне течности пре улаза у хидраулични мотор (пригушно управљање),
- промена величине радне запремине хидрауличне пумпе или мотора у току процеса преношења енергије (запреминско управљање).

3.1 Хидраулични преносник са пригушним управљањем

Овај тип хидрауличних преносника се састоји од: резервоара са радном течношћу, хидрауличне пумпе, једносмерног вентила, вентила за ограничење притиска, манометра за мерење и приказивање вредности притиска, пригушног вентила протока, разводног вентила и дворадног хидрауличног цилиндра. Разводни вентил има четири хидраулична прикључка и три радна положаја. Крајњи положаји задају се *ON-OFF* електромагнетима А и В, а средишњи – опругама. Поједностављени приказ хидрауличног система са пригушивањем протока дат је шематски на слици 3.2. Овај хидраулични систем има следеће функције:

- извлачење клипњаче цилиндра (константна или променљива брзина) – укључен електромагнет А,
- увлачење клипњаче цилиндра (константна или променљива брзина) – укључен електромагнет В,
- заустављање клипњаче у жељеном положају и
- осигурање од преоптерећења.

Вратило хидрауличне пумпе, преко одговарајуће спојнице добија погон од мотора. Хидраулична пумпа је једносмерна. Погонско вратило пумпе има одређен смер ротације. Усисни вод пумпе спојен је на резервоар. На излазу хидрауличне пумпе је једносмерни вентил. Разводни вентил спојен је на потисни вод пумпе, резервор и хидраулични цилиндар. Између пумпе и разводног вентила постављен је вентил за ограничење притиска, манометар и пригушни вентил протока. Излазни канал вентила за ограничење притиска спојен је са резервоаром. Разводни вентил има четири хидраулична прикључка и три радна положаја. Постављање клипа разводног вентила у потребни радни положај изводи се *ON/OFF* електромагнетима А или В. Кад се успостави електрично коло напајања намотаја електромагнета, котва потискује клип разводника. Нулти (средишњи) радни положај клипа разводника држе две цилиндричне опруге. У зависности од положаја клипа разводног вентила, радна течност коју потискује пумпа може се усмерити у десну комору хидрауличног цилиндра или леву комору. Истовремено, супротна комора хидрауличног цилиндра спаја се са резервоаром. Ово је омогућено



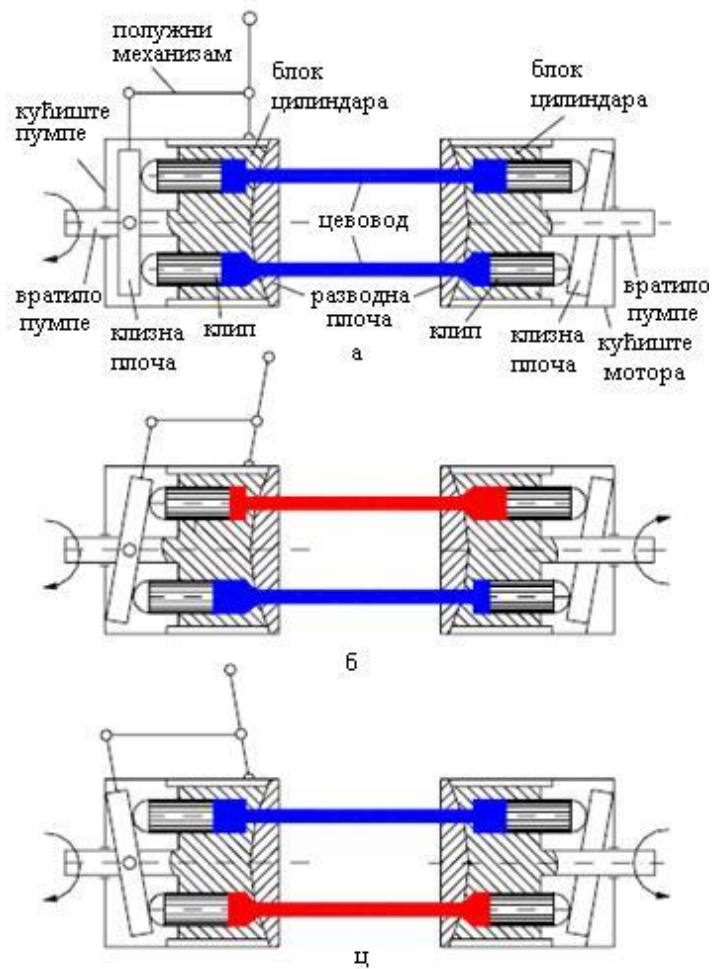
Слика 3.2 Хидраулични систем са пригушним управљањем

конструкцијом канала у телу разводног вентила и на тај начин је омогућено кретање клипа и клипњаче у леву или десну страну. Манометар мери и приказује на скали вредност притиска у систему. Брзина кретања клипњаче хидрауличног цилиндра се може мењати помоћу пригушивача протока. Он може смањити запремину (проток) течности на улазу у разводни вентил тако да део враћа у резервоар зависно од величине пригушног отвора. Минимална брзина кретања клипњаче хидрауличног цилиндра добија се код потпуно отвореног вентила за пригушивање протока, а максимална код потпуно затвореног. Вентил за ограничење притиска осигурава овај систем од преоптерећења, које може настати у току рада (преоптерећење клипњаче на пример може изазвати пораст притиска у систему). У случају преоптерећења вентил се отвара и радна течност се пропушта у резервоар. Вентил за ограничење притиска се отвара и кад је разводни вентил у средишњем, односно нултом положају, а хидраулична пумпа укључена. То је, свакако, неповољан режим рада, јер погонски мотор пумпе ради под максималним оптерећењем, хидраулични систем не даје корисну енергију на свом улазу, највећи део доведене енергије у хидраулични систем претвара се у топлотну енергију.

3.2 Хидраулични преносник са запреминским управљањем

Овај тип хидрауличних преносника се састоји од: хидрауличне пумпе, хидрауличног мотора, спојног цевовода и радне течности. Хидраулична пумпа система има такву конструкцију према којој је могуће да се смер и величина протока радне течности из пумпе може подешавати и зато се јавља променљива радна запремина. Проток се може подешавати од неке минималне до одређене максималне вредности. Основна функција система овог типа се огледа у управљању смером и брзином ротације вратила хидрауличног мотора. У кућишту хидрауличне пумпе се налази блок цилиндара са покретним клиповима и улазним вратилом пумпе. Блок цилиндара ослања се на разводну плочу пумпе. Помоћу клизне плоче, чији се нагиб може мењати одређеним механизмом, може се извршити аксијално померање. Од нагиба клизне плоче ће зависити и величина радне запремине хидрауличне пумпе.

Хидраулични мотор има блок цилиндара, разводну плочу и клипове. За разлику од хидрауличне пумпе, у кућиште мотора је смештена клизна плоча чији је нагиб сталан. Аксијални ход клипова хидрауличног мотора се не може се мењати (као код пумпе). Хидраулични мотор код овог типа система има константну радну запремину. Хидраулична пумпа и мотор су хидраулично спојени, а у овом случају је то извршено цевоводом. Хидраулични систем је испуњен радном течношћу. Вратило хидрауличне пумпе погони се извором механичке енергије у једном смеру. Ротацијом блока цилиндара хидрауличне пумпе, клипови изводе релативно аксијално кретање (зависно од величине нагиба клизне плоче), чело клипа помера радну течност (усисава или потискује). Како су хидраулична пумпа и мотор спојени, течност из пумпе доспева у мотор и обрнуто. При томе, зависно од нагиба клизне плоче, карактеристична су три случаја шематски приказана на слици 3.3.



Слика 3.3 Поједностављена шема хидрауличног система са запреминским управљањем (а) средишњи, (б и в) радни положаји

Кад нема нагиба клизне плоче, како је то шематски приказано на слици 3.3(a), нема релативног аксијалног померања клипова пумпе, нема протока течности из простора пумпе у хидромотор и вратило хидрауличног мотора мирује. Кад се нагне клизна плоча хидрауличне пумпе (слике 3.3 (b) и 3.3 (c)), аксијални ход клипова пумпе је могућ. Клипови потискују течност према хидрауличном мотору. Услед присилног померања клипова мотора (ограничено аксијално кретање) настаје обртни момент и вратило хидрауличног мотора ротира у задатом смеру. Брзина ротације зависи од величине протока. Како се проток може подесити нагибом клизне плоче на пумпи, брзина ротације вратила мотора може се подесити од неке минималне до максималне вредности. Не само да се може подесити брзина ротације вратила мотора, већ слика 3.3 (b) показује и како се променом смера нагиба клизне плоче хидрауличне пумпе мења смер ротације вратила хидрауличног мотора.

Овај тип хидрауличних преносника има, у великој мери, бољи коефицијент корисног деловања у односу на хидрауличне системе са пригушивањем протока и то пре свега због могућности да се на хидраулични мотор донесе онолико хидрауличне енергије колико је потребно за обављање рада и то захваљујући томе што је могуће подешавати радну запремину пумпе. Мана овог типа хидрауличних преносника састоји се у томе што су конструкцијски сложенији и скупљи. У примени су такође и системи код којих је могуће мењати радну запремину хидрауличног мотора, али су они сложенији због тога што је механизам за подешавање величине аксијалног хода потребно уградити у мотор.

Основне предности хидрауличних преносника [16] су:

- постоји могућност преноса великих снага, а нарочито на покретним местима која су на релативно великим удаљеностима од извора енергије,
- мали габарит и релативно висок степен искоришћења,
- генерално имају мање инерцијалне силе,
- пригушују ударе,
- ротационо кретање се једноставно претвара у праволинијско,
- једноставна аутоматизација радних процеса и управљања, и
- једноставна контрола силе и заштита од преоптерећења.

Недостаци хидрауличних преноса снаге [16] су:

- осетљивост на прљавштину,
- постоји опасност од пожара,
- изражен утицај температуре на промену вискозности,
- сложен процес производње појединих елемената, и
- траже добро заптивање.

Хидраулични преносници налазе велику примену у готово свим областима машинства [16], а најчешће се користе за:

- моторна возила, нпр. хидраулични систем за утовар-истовар терета,
- пољопривредне машине,

- грађевинске машине,
- алатне машине, нпр. хидраулични системи на пресама, глодалицама и сл.,
- бродоградњу, нпр. системи за кормиларе,
- ваздухопловство, нпр. за покретање и заокретање елисе на хеликоптеру, и
- ракетну технику, нпр. системи управљања и стабилизације ракете.

4. Хидрауличне пумпе

Хидрауличне пумпе представљају елемент хидрауличних преносника који врше трансформацију механичке енергије у хидрауличну енергију струје радне течности (проток и притисак). Пумпе су типови механичких система који се користе у свакодневном животу. На пример, пумпе се користе за подизање притиска течности у водоводима, дренажним и иригационим системима, бунарима, нафтним цевима итд. Заправо, пумпа може повећати притисак било које течности, чак и оне у којима се налазе чврсте честице. У електранама се користе за одвођење отпадних вода загађених пепелом, које су у стварности веома ерозивне. У хемијској индустрији, служе за одвод корозивног отпада, и тако даље. На перформансе пумпи утичу промене у вискозности течности и присуство других материја у течности. Сврха пумпе је да подигне притисак течности и пружи довољну вискозност како би течност могла да се транспортује са једног на друго место; што је већа вискозност, већи је и проток, а тиме је и краће време потребно за транспорт. Хидраулична пумпа је заправо запреминска пумпа, која енергију предаје захваћеној запремини течности. Хидраулична пумпа има једну или више засебних радних комора, које су конструисане тако да могу мењати величину радне запремине у периодичном интервалу. Усисавање, раздвајање и потискивање радне течности је омогућено променом запремине. Течност на излазу из хидрауличне пумпе има сопствену хидрауличну енергију која се даље преноси хидрауличном систему, и којом управља и претвара у механички рад [14].

4.1 Параметри радног процеса хидрауличних пумпи

Радни процес хидрауличних пумпи се може исказати помоћу следећих величина:

- 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} , m³/s) хидрауличне пумпе означава колики је пожељан проток пумпе и заправо има знатно мању вредност у односу на стварни проток јер је веома тешко одредити колико ће радне течности пумпа захватити. Израчунава се преко обрасца

$$Q_{pt} = q_p \cdot \omega_p \quad (4.1)$$

где су: q_p , m³/rad – специфични проток хидрауличне пумпе и
 ω_p , rad/s – угаона брзина вратила пумпе.

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

$$q_p = \frac{V_p}{2\pi} \quad (4.2)$$

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 хидрауличне пумпе. Хидрауличне пумпе се производе са различитим величинама специфичне радне запремине (обично се даје у cm³/o).

Стварни проток хидрауличне 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:

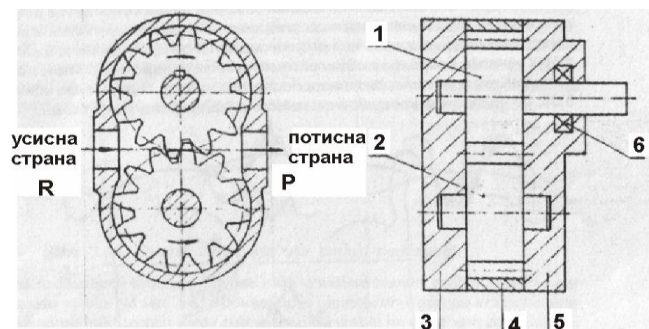
$$Q_p = Q_{pt} \cdot \eta_{vp} \quad (4.3)$$

4.2 Карактеристичне конструкције хидрауличних пумпи

У техничкој употреби данас имамо веома велики број различитих конструкција и типова хидрауличних пумпи. Хидрауличне пумпе се састоји од два механизма, и то од механизма за потискивање и механизма за развођење. Хидрауличне пумпе могу поред наведених механизма имати и механизам за управљање радних параметара пумпе. Механизам за потискивање течности има улогу у предавању механичке енергије одређеној захваћеној запремини радне течности (претвара механичку у хидрауличну енергију) док механизам за развођење течности има улогу у одвајању одређене захваћене запремине течности тако да раздваја зону ниског притиска (на улазу) од зоне високог притиска (на излазу) хидрауличне пумпе. Механизам за управљање радних параметара пумпе омогућује 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.), а код неких транслаторно (клипне и мембранске).

4.2.1 Зупчасте пумпе

Зупчасте пумпе спадају у групу запреминских пумпи код којих радне елементе за потискивање течности представљају зуби зупчаника. Запремина течности која се потискује је ограничена бројем и величином међузубља зупчаника и бројем обртаја зупчаника у јединици времена.

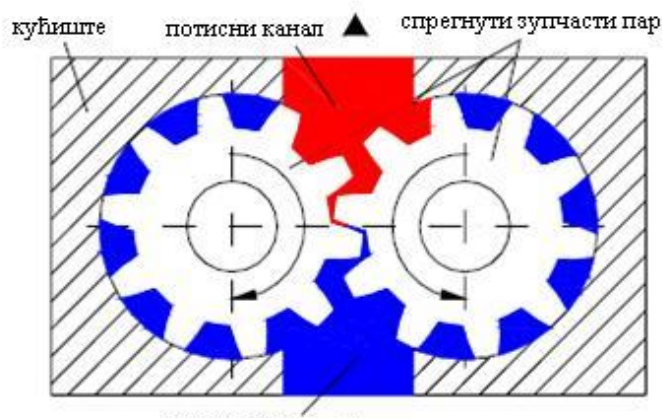


Слика 4.1 Шематски приказ зупчасте пумпе са спољним озубљењем

Зупчасте пумпе се одликују: једноставном конструкцијом, малим димензијама и величином и ниском производном ценом. Основни недостаци зупчастих пумпи су: релативно ниски радни притисци, чињеница да се елементи за регулацију капацитета веома тешко уграђују, имају нагли пад коефицијента корисног искоришћења код пораста температуре и висок степен неравномерног потискивања флуида.

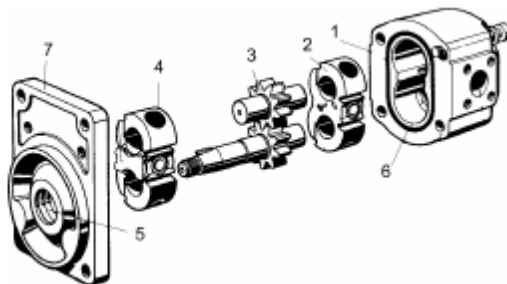
4.2.1.1 Зупчаста пумпа са спољашњим озубљењем

Због једноставности конструкције, ниске цене и доброг радног века увек се уграђују у хидраулични систем када је то могуће. Код овог типа пумпи, спрегнути зупчасти пар представља механизам за потискивање, радну комору представља простор између зуба и равна површина, којом је тај простор затворен са предње стране и задње стране и део цилиндричне површине кућишта пумпе који затвара тај простор по ободу зуба. Зупчаста пумпа са спољним озубљењем шематски је приказана на слици 4.2.



Слика 4.2 Шематски приказ зупчасте пумпе са спољашњим озубљењем

Карактеристична конструкција зупчaste пумпе са спољашњим озубљењем у растављеном облику дата је на слици 4.3.



Слика 4.3 Карактеристична конструкција зупчaste пумпе са спољним озубљењем у растављеном облику: 1 – кућиште, 2 и 4 – чеоне плоче, 3 – спрегнути зупчasti пар, 5 и 6 – заптивач и 7- поклопац.

Механизам за развођење реализован је конструкцијским смештајем усисног и потисног канала пумпе. Развођење радне течности врши се у току изласка зуба из захвата (усисавање) и моменту поновног уласка зуба у захват (потискивање). Усисни канал налази се насупрот потисног. Код ове зупчaste пумпе не постоји механизам за управљање што значи да се смер потискивања, величина протока и радни притисак не могу у току рада подешавати, тј. ово је пумпа са константном радном запремином. Рад ове пумпе је описан на следећи начин: У простору између зуба на усисној страни се ствара потпритисак због изласка зуба из захвата и тај простор се испуњава хидрауличним уљем. Захваћена течност у простору међузубља се преноси на потисну страну пумпе због ротације спрегнутих зупчаника. Уласком зуба у захват, на потисном делу пумпе, захваћена течност се истискује у потисни вод. Зупчаста пумпа не представља реверзибилни тип машине из простог разлога што су постојеће зупчaste пумпе конструктивно изведене за један смер ротације улазног вратила. Потисна страна зупчaste пумпе је направљена тако да може да омогући ефикасно одвођење течности и омогућава растеређивање корен међузубља. Течност, која остане између зуба, се одводи посебним каналима. При великим брзинама ротације зупчастог пара, може доћи до проблема пуњења међузубља и то на усисној страни пумпе. Усисни канал је направљен тако да је зона усисавања довољно велика, а губици хидрауличне енергије минимални. Ова зупчаста пумпа представља веома јефтин тип хидрауличне пумпе што представља једну од предности за коришћење у односу на остале. Поред тога што су јефтине, имају још једну добру страну, а то су добре експлоатационе карактеристике и чињеница да захтевају минимално одржавање. Главни недостаци се огледају у високим губицима истицања кроз конструкционе зазоре и превеликој осетљивости на прљавштину, као и у превеликом нивоу буке, који превазилази 70dB и последица је конструкције пумпе. Вредности радног притиска се крећу до 200 bar, број обртаја је у распону 1000 до 2000 min⁻¹.

4.2.1.2 Зупчаста пумпа са унутрашњим озубљењем

Ова пумпа се састоји од отвора, који се налазе у дну међузубља зуба који омогућавају ефикасно пражњење. Усисавање, пренос и потискивање радне течности

одвија се на исти начин као код зупчaste пумпе са спољашњим озубљењем. Зупчаста пумпа са унутрашњим озубљењем шематски је приказана на слици 4.4.

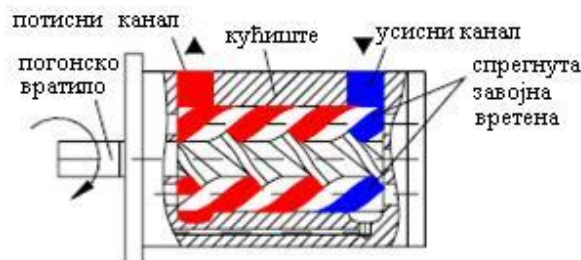


Слика 4.4 Шематски приказ зупчaste пумпе са унутрашњим озубљењем

Овај тип зупчaste пумпе нема механизам за управљање што значи да се смер потискивања, величина протока, и радни притисак не могу у току рада подешавати, тј. ово је пумпа константне радне запремине. Предности ове врсте пумпи у односу на остале се огледају у томе што овај тип пумпи има компактну конструкцију, миран и тих рад. Ипак, због сложености технологије озубљења, ова пумпа у односу на зупчасту пумпу са спољашњим озубљењем има знатно вишу цену.

4.2.2 Завојне пумпе

Ове пумпе путем ротора, који је у виду завојних вретена, сабијају и потискују радни флуид од улазног до потиског отвора који се налазе на супротним крајевима ротора. Ова пумпа се састоји од 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. Основу предност завојних пумпи у односу на остале пумпе представља миран и тих рад без пулсација притиска и протока.



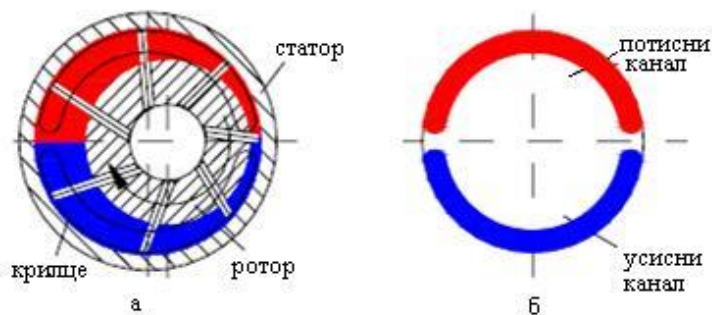
Слика 4.5 Шематски приказ завојна пумпа

Код завојних пумпи, спрегнути завојни пар представља механизам за потискивање течности. Радна течност попуњава простор између завојница. Усисавање и потискивање течности врши се континуално током ротације спрегнутих завојница. Смер потискивања

дефинисан је смером ротације погонског вретена. Спрегнута завојна вретена заједно са кућиштем чине радне коморе. Радна течност се захваљујући завојном профилу (код ротације) преноси од усисне ка потисној страни пумпе и при томе се континуално повећава притисак течности, која је затворена у простору између завојница. Гоњена вретена врше заптивање и она се обрћу без преношења обртног момента. Механизам за развођење радне течности је изведен геометријским размештањем усисног и потисног канала. Завојне пумпе немају механизам за управљање и то значи да им је радна запремина константна, тј. овај тип пумпе представља пумпу 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 пулсација. Главна предност завојних пумпи огледа се у томе што раде скоро бешумно и без пулсација притиска. Мана завојних пумпи је та што има релативно високе губитке кроз зазоре па се не користи за високе радне притиске и чињеница да имају велику осетљивост на притисак у усисном воду што се огледа по високом шуму. Оптимална примена се постиже код притиска од 50 до 100 bar. Граде се за рад са различитим течностима вискозности од 2.5 до 1000 mm²/s. Завојне пумпе граде се за широк дијапазон величина специфичних запремина, односно протока.

4.2.3 Крилне пумпе

Крилне пумпе спадају у групу конструктивно најједноставнијих запреминских пумпи. Ротор пумпе са уграђеним крилцима је смештен 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. Код крилних пумпи могућа је регулација протока, а са тим и промена смера кретања и брзине протицања радног флуида. Крилна пумпа је шематски приказана на слици 4.6.



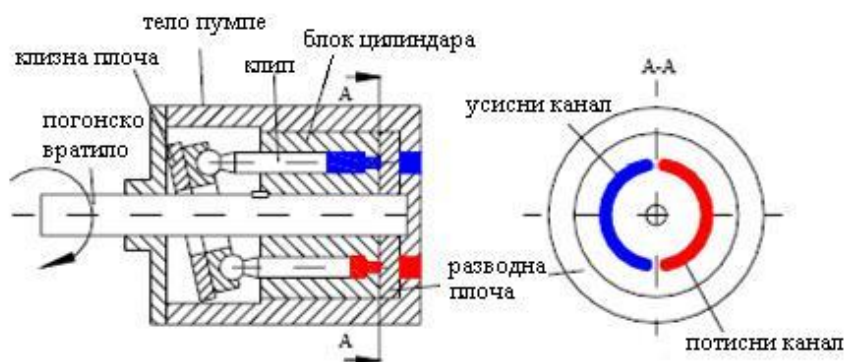
Слика 4.6 Крилна пумпа (а) шематски приказ, (б) - разводна плоча

Механизам за потискивање чине крилца заједно са ротором и статором. Усисна страна пумпе је одвојена од потисне разводном плочом (механизам за развођење) 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 4.6.б. Рад крилних пумпи се може описати 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 (слика 4.6.б) разводне плоче смештен је тако да омогућава попуњавање радних комора течношћу све време док се у исто време и њихова запремина повећава (заокрет од 0 до π). Потисни канал (слика 4.6.б) омогућава одвођење радне течности за време смањења запремине радне коморе (заокрет од π до 2π) и то је главни разлог због којег је профил усисног и потисног канала разводне плоче у облику полумесеца (слика 4.6.б). Главна предности ових пумпи се огледа у томе што су погодне за различите типове регулације, омогућавају тих рад, као и чињеница да су веома малих димензија па су веома лаке за уградњу. Велика осетљивост на чистоћу радног флуида представља главну ману овог типа хидрауличних пумпи, а поред тога, ману представља и чињеница да нису отпорне на хидрауличне ударе и да су то пумпе нижег радног притиска.

4.2.4 Клипно-аксијалне пумпе

Клипно-аксијалне пумпе могу бити константног или променљивог протока. У уређајима са константним протоком не постоји могућност промене угла нагибног блока, односно нагнуте плоче, док се код пумпи са променљивим протоком променом овог нагибног угла мења и ход клипа, а самим тим и радна запремина, односно проток. Број клипова у ротору је увек непаран због уравнотежења рада саме пумпе и смањења вибрација у раду. Креће се од 5, 7, до 9 клипова у ротору у зависности од величине пумпе. Конструкционо решење клипно-аксијалних пумпи темељи се на два принципа претварања ротационог кретања у праволинијско (аксијално кретање клипова пумпе): клизна плоча и зглобна веза. Клип и цилиндар (механизам за потискивање) чине радну комору клипно-аксијалне пумпе. Механизам за развођење је непокретна разводна плоча са два профилисана канала у облику полумесеца. Клипно-аксијална пумпа је шематски приказана на слици 4.7.

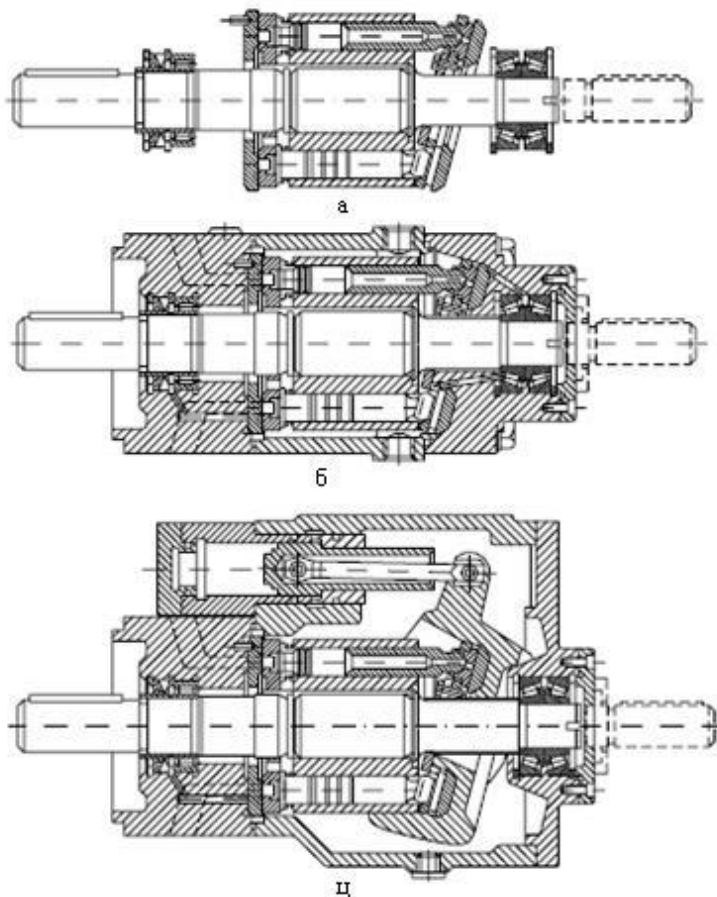


Слика 4.7 Шематски приказ клипно-аксијалне пумпе са клизном плочом

4.2.4.1 Клипно-аксијална пумпа са клизном плочом

Механизам за потискивање представља склоп цилиндра и клипа. Погонско вратило пумпе је круто везано на блок цилиндара. Под одређеним углом у односу на вратило постављена је клизна плоча. Клипови клипно-аксијалне пумпе су преко кугластог зглоба ослоњене на непокретну клизну плочу. Блок цилиндара ослања се на разводну плочу. Сваки цилиндар пумпе завршава се спојним каналом преко кога се усисава и потискује радна течност. Разводна плоча је чврсто везана за кућиште пумпе, њени канали су хидраулични спојени на усисни и потисни вод пумпе. Рад клипно-аксијалне пумпе са клизном плочом је описан на следећи начин: Закретањем вратила пумпе врши се заокретање и блок цилиндара заједно са клиповима и клизном плочом. Будући да је клизна плоча нагнута, клип за сваки обрт вратила пумпе направи аксијални ход напред-назад. Блок цилиндара је ослоњен на разводну плочу, па је кроз спојне канале цилиндара омогућено усисавање (закрет од 0 до π) и потискивање (закрет од π до 2π) радне течности.

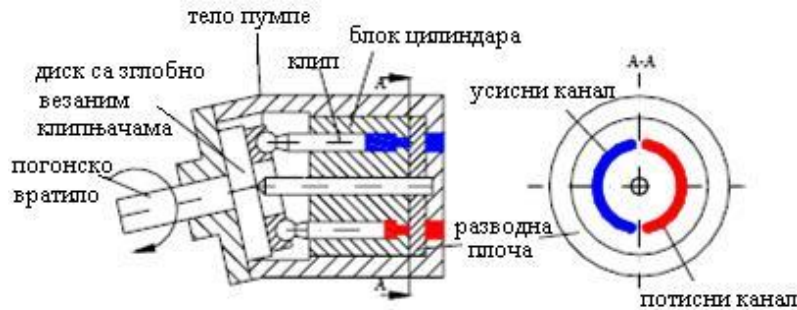
Типична конструкција клипно-аксијалне пумпе са клизном плочом приказна је на слици 4.8. Основни склоп је исти, приказан је на слици 4.8.a. Пумпа константе радне запремине, приказана је на слици 4.8.b. Конструкција клипно-аксијалне пумпе код које се угао нагиба клизне плоче може мењати приказана је на слици 4.8.c. У том случају, тај склоп служи као механизам за управљање протоком пумпе, а пумпа је са променљивом радном запремином. Ако је нагиб клизне плоче једнак нули онда нема релативног (аксијалног) кретања клипова у односу на блок цилиндара. Како се клизна плоча може поставити и у супротну страну (негативни угао нагиба), проток пумпе може се реверзирати. Променом угла нагиба клизне плоче проток клипно-аксијалне пумпе континуално се мења, прекида и реверзира при константном броју обртаја погонског вратила пумпе [13].



Слика 4.8 Типично конструкцијско решење клипно-аксијалне пумпе (хидромотора) са клизном плочом (a) основни склоп, (б) систем константне и (ц) променљиве радне запремине

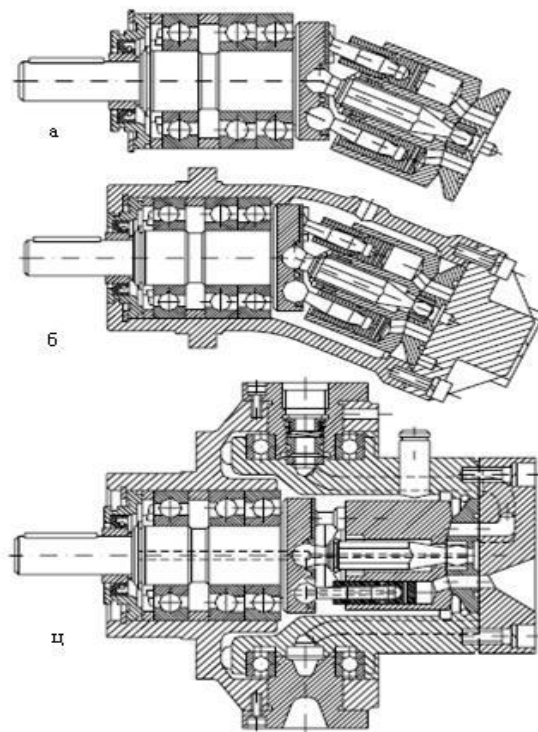
4.2.4.2 Клипно-аксијална пумпа са зглобном везом

Ове пумпе се састоје од клипова, који су зглобно везани за погонско вратило пумпе, блок цилиндра, који је смештен у тело заједно са разводном плочом, а кугласти зглобови клипњача чине са погонским вратилом пумпе неку врсту карданског зглоба. Захваљујући томе кружно кретање вратила претвара се у аксијално кретање клипова пумпе. Клипно-аксијална пумпа са зглобном везом је шематски приказана на слици 4.9.



Слика 4.9 Шематски приказ клипно-аксијалне пумпе са зглобном везом

Типичне конструкције клипно-аксијалне пумпе са зглобном везом приказане су на слици 4.10. Постоје клипно-аксијалне пумпе код којих се угао нагиба вратила може мењати (слика 4.10.с). У том случају тај склоп служи као механизам за управљање протоком пумпе, а пумпа је са променљивом радном запремином. Ако је нагиб вратила једнак нули, нема релативног (аксијалног) кретања клипова у односу на блок цилиндара. Како се нагиб вратила може поставити и у супротну страну (негативни угао нагиба), проток пумпе може се реверзирати. Променом угла нагиба вратила проток клипно-аксијалне пумпе континуирано се мења, прекида и реверзира при константном броју обртаја погонског вратила пумпе. Основни проблем конструкције клипно-аксијалне пумпе је у механизму за развођење радне течности. Квалитет клипно-аксијалне пумпе значајно зависи од конструкцијског решења система развођења радне течности.

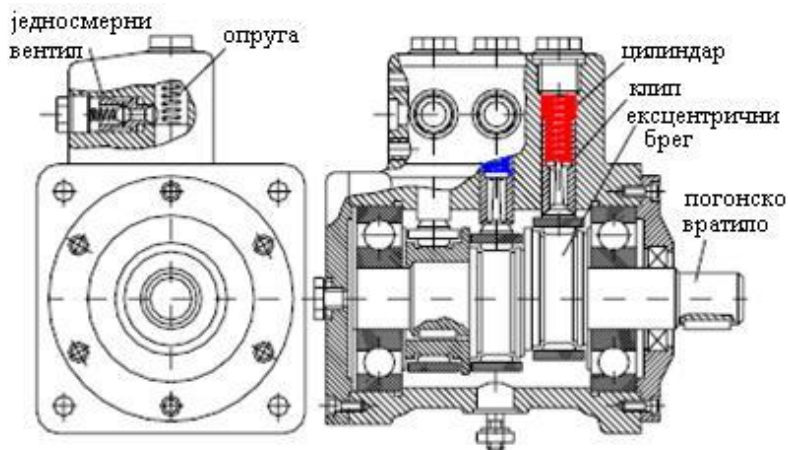


Слика 4.10 Типично конструкцијско решење клипно-аксијалне пумпе са зглобном везом (а) основни склоп, (б) систем константне и (с) променљиве радне запремине

Клипно-аксијалне пумпе имају миран рад, не стварају велику буку, погодне су за управљање, омогућују релативно високе протоке и притиске и могу радити са високим бројем обртаја.

4.2.5 Клипно-радијалне пумпе

Клипно радијалне пумпе представљају тип клипних пумпи које омогућавају добијање највиших притисака, реда преко 500 bar при малим хидрауличним губицима захваљујући бољим могућностима заптивања. У њој се врши претварање ротационог кретања улазног вратила пумпе у праволинијско кретање клипова пумпе, и то се може извести на више начина. Конструкцијско решења клипно-радијалне пумпе приказано је на слици 4.11.



Слика 4.11 Типично конструкцијско решења клипно-радијалне пумпе

Механизам за потискивање чине склоп цилиндра, клипа и повратне опруге, који је радијално постављен у односу на вратило пумпе. Овај тип пумпа има више клипова и цилиндара, а ход клипова је одређен ексцентричним брегом, који се налази на погонском вратилу пумпе. Ти брегови су фазно померени тако да је оптерећење погонског вратила равномерно распоређено. Усисна страна пумпе је одвојена од потисне помоћу једносмерних хидрауличних вентила који се налазе на сваком склопу цилиндра и клипа. Клипно-радијална пумпа са ексцентричним брегом на вратилу пумпе ради на следећи начин: Закретањем вратила пумпе од 0 до π ексцентрични брег помиче клип пумпе радијално и он изводи релативно праволинијско кретање и при томе се сабија повратна опруга. Једносмерни хидраулични вентил је отворен све док је притисак испред чела клипа већи од притиска течности у потисном воду пумпе. Ротацијом у истом смеру за угао од π до 2π , клип изводи праволинијско кретање у другом смеру под деловањем сабијене опруге смеру. Радијалне пумпе овог типа се граде са константном радном запремином. Код дизел мотора користи се специјална конструкција клипно-радијалне-редне-пумпе код које се закретањем цилиндра пумпе око осе профилисаног клипа мења величина запремине горива, на излазу.

5. Хидраулични мотори

Хидраулични мотори представљају посебну групу мотора, који користе енергију воде или неке друге течности за претварање у механичку енергију или механички рад. Најчешће се срећу као: хидраулични цилиндри и хидрауличне турбине.

5.1. Параметри радног процеса хидрауличних мотора

Радни процес хидрауличних мотора се може исказати помоћу следећих величина: угаона брзина вратила хидромотора, 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 хидраулични мотор и његовог специфичног протока.

$$\omega_{mt} = \frac{Q_{mt}}{q_m} \quad (5.1)$$

где су: Q_{mt} , m³/s - теоријски проток
 q_m , m³/rad - специфични проток
 ω_{mt} , rad/s - теоријска угаона брзина вратила

Специфични проток хидромотора одређује се из специфичне запремине мотора V_m .

$$q_m = \frac{V_m}{2\pi} \quad (5.2)$$

где је: V_m [m³/o] - специфична запремина хидромотора

Стварни проток у хидромотору Q_m је:

$$Q_m = Q_{mt} \cdot \eta_{zm} \quad (5.3)$$

где је η_{zm} - запремински проток искоришћења хидромотора

Запремински степен искоришћења хидромотора η_{zm} је:

$$\eta_{zm} = \frac{Q_m}{Q_{mt}} \quad (5.4)$$

Теоријски момент M_{mt} на вратилу хидромотора је:

$$M_{mt} = q_m \cdot \Delta p_m \quad (5.5)$$

где су: M_{mt} , N_m - 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.

$$M_m = M_{mt} \cdot \eta_{mm} \quad (5.6)$$

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

Механички степен искоришћења хидромотора η_{mm} је:

$$\eta_{mm} = \frac{M_m}{M_{mt}} \quad (5.7)$$

Теоријска снага хидрауличног мотора P_{mt} је:

$$P_{mt} = Q_{mt} \cdot \Delta p_m \quad (5.8)$$

Стварна снага P_m хидрауличног мотора је:

$$P_m = P_{mt} \cdot \eta_m \quad (5.9)$$

где је: η_m - степен искоришћења хидромотора

Степен искоришћења хидромотора η_m је:

$$\eta_m = \eta_{um} \cdot \eta_{mm} \quad (5.10)$$

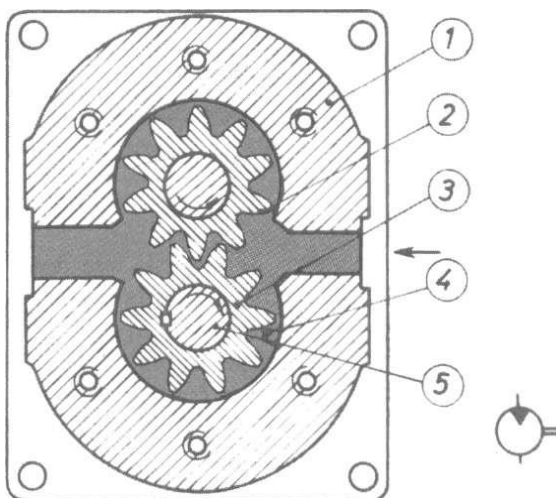
5.2 Карактеристичне конструкције хидрауличних мотора

У техничкој употреби данас имамо веома велики број различитих конструкција и типова хидрауличних мотора. Хидраулични мотори имају, баш као и хидрауличне пумпе, механизме за потискивање и развођење. Поред наведених механизма, хидраулични мотори могу имати и механизам за управљање радних параметара мотора. Механизам за потискивање чине радне коморе и покретни механички склоп. Сврха овог механизма се састоји у претварању доведене хидрауличне енергије у механички рад. Механизам за развођење течности има улогу у раздвајању зоне ниског притиска (на улазу) од зоне високог притиска (на излазу) хидрауличног мотора. Механизам за управљање радних параметара хидрауличног мотора омогућава промену радних параметара мотора током рада, тј. промену брзине по интензитету и смеру, промену момента на вратилу мотора. С обзиром на то да се у већини случајева управљање изводи системима ван склопамотора, велики број мотора се прави са константном радном запремином, тј. без механизма за управљање. Хидраулични мотори са променљивом радном запремином имају механизам за управљање, али су сложеније конструкције и цена је превисока, па због тога имају

поприлично ограничену примену. Конструкција хидромотора је у основи идентична конструкцији хидрауличне пумпе. Главна разлика се огледа у томе што хидромотор представља реверзибилну, тј. двосмерну машину. Подела хидромотора је извршена на: зупчасте, крилне, завојне, клипно-аксијалне и клипно-радијалне. Завојни хидромотори се не примењују тако често код класичних хидрауличних система, већ своју улогу имају у неким система само као сензори протока, и то углавном за запрљане течности.

5.2.1 Зупчasti хидромотор

Зупчasti хидромотори имају велике губитке код малих бројева обртаја и користе се само као брзоротирајући мотори. Брзина обртаја ових мотора се крећу у распону од 500 до 3500 min^{-1} , а радни притисак се креће до 250 bar. Конструктивно се могу извести само са константном радном запремином. При већим бројевима обртаја и радним притисцима повећава се ниво буке. Зупчasti хидромотори раде на средњим притисцима, имају велики обртни момент и добар степен искоришћења. Једноставне су конструкције, малих маса и димензија. Принцип рада ових хидромотора се може описати на следећи начин: Радна течност под притиском улази у мотор, делује на зупце спрегнутих зупчаника (2) и (3), због чега се они обрћу у назначеним смеровима. Зупчаник (2) повећава обртни момент радног зупчаника (3), који се налази на радном вратилу (5). Радно вратило излази ван тела мотора и његово обртно кретање је добијена механичка енергија, којом може да се изврши механички рад [15].



Слика 5.1 Шематски приказ зупчастог мотора

Зупчasti мотори раде на средњим притисцима и са већим бројем обртаја, јер се код малог броја обртаја јављају велики губици. Имају велики обртни момент и добар степен искоришћења. Једноставне су конструкције, малих димензија и мале масе, па због тога налазе широку примену у хидраулици.

Предности су:

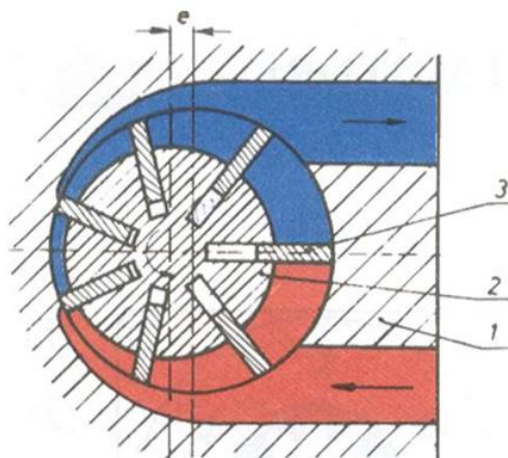
- врло једноставна конструкција и
- цена им је нижа у односу на друге хидромоторе.

Недостаци су:

- мали степен искоришћења (у најбољем случају 90 %),
- велике пулсације и шумови и
- кратки радни век- велики притисци у лежајима.

5.2.2 Крилни хидромотор

Крилни хидромотори имају мале губитке истицања на малим бројевима обртаја и могу се применити већ од 1 min^{-1} . Максимални радни притисак креће се до 250 bar. Конструктивно се могу извести и са променљивом радном запремином. На слици 5.2 означени су следећи делови крилног мотора: 1 - тело статора, 2 - ротор и 3 - крилца. Ротор је ексцентрично постављен у односу на статор. Крилца се извлаче из својих седишта под дејством центрифугалне силе све док не ударе у зид статора. Простор између ротора и статора одређује извлачење и увлачење крилаца. Принцип рада овог типа хидромотора је описан на следећи начин: Радна течност под притиском улази у мотор, делује на крилца, због чега се ротор обрће у назначеном смеру. Обртање ротора је, у ствари, механичка енергија.



Слика 5.2 Шематски приказ крилног мотора

Крилни мотори раде на ниским и средњим притисцима, са малим и средњим бројевима обртаја.

Предности су:

- мале димензије и компактна конструкција,
- незнатна пулсација протока, мала бука,
- повољан запремински степен искоришћења, и
- могућност регулације протока.

Недостаци су:

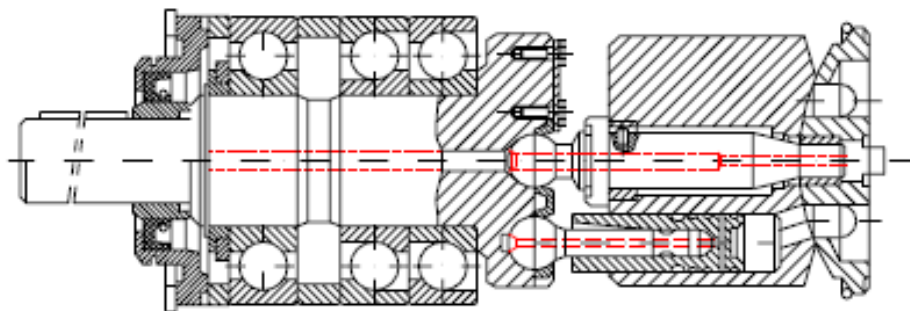
- велика осетљивост на радни притисак (лом крилаца),
- неповољан механички и укупан степен искоришћења,
- једнострано оптерећење ротора и вратила (једнорадни), и
- немогућност регулације протока.

5.2.3 Клипно-аксијални хидромотори

Принцип рада ових хидромотора се може описати на следећи начин. Начин рада хидромотора: Из пумпе долази радни флуид под притиском. Флуид при томе потискује све цилиндри који су везани на доводни канал. Тангенцијална компонента силе притиска ствара момент због којег цилиндарски блок започиње ротацију, а исто тако торадијско кретање започиње и погонско вратило, које је механички везано с њим. Излаз радне текућине из радне коморе цилиндара преко заједничког излазног канала је под неким малим притиском. Радни елементи код овог типа хидромотора су клипови. Основна особина која их одликује представља могућност регулације протока. Максимални радни притисци су им преко 40 МПа, и могу развијати момент до 3000 Nm.

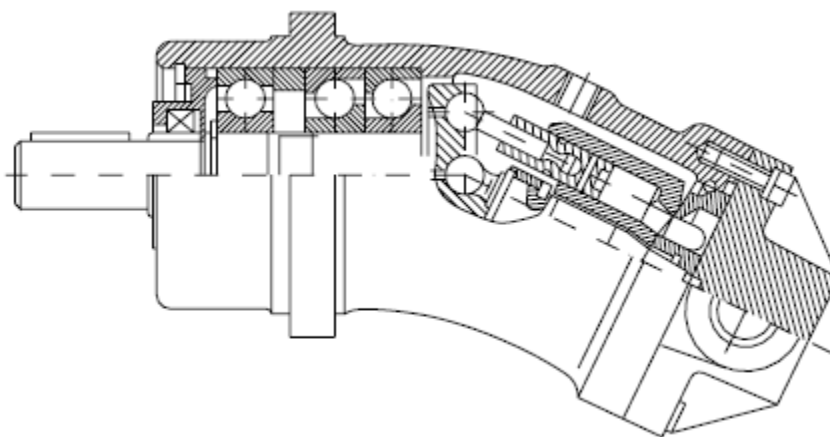
5.2.3.1 Клипно-аксијални хидромотори са зглобном везом

Клипно-аксијални хидраулични 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 који достижу вредност преко 320 bar. Захваљујући успешној конструкцији склопа излазног вратила, зглобне везе клипњача и вратила као и сферично изведеној разводној плочи постигнуте су добре особине хидрауличног мотора овог типа. Карактеристична конструкција зглобно везаног вратила и погонске групе клипно-аксијалног хидромотора приказана је на слици 5.3.



Слика 5.3 Карактеристична конструкција вратила и погонске групе клипноаксијалног хидромотора

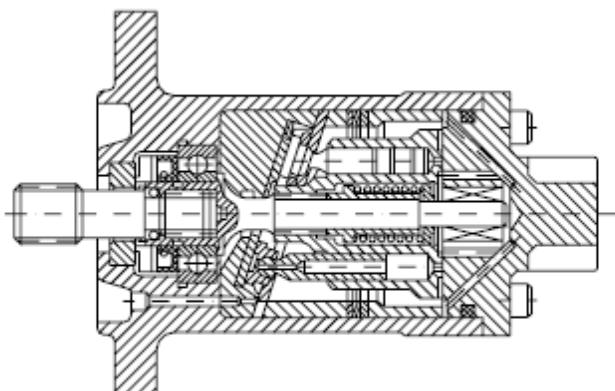
Једно од низа конструкционих решења клипно-аксијалних хидрауличних мотора са зглобном везом приказано је на слици 5.4. Овај хидраулични мотор је двосмеран и има константну радну запремину.



Слика 5.4 Конструкционо решење клипно-аксијалног хидрауличног мотора са зглобном везом вратила и погонске групе

5.2.3.2 Клинно-аксијални хидраулични мотори са клизном плочом

Клинно-аксијални хидраулични мотори са клизном плочом могу постићи бројеве обртаја излазног вратила преко 10000 min^{-1}). Карактеристична конструкција овог типа хидрауличног мотора дата је на слици 5.5.

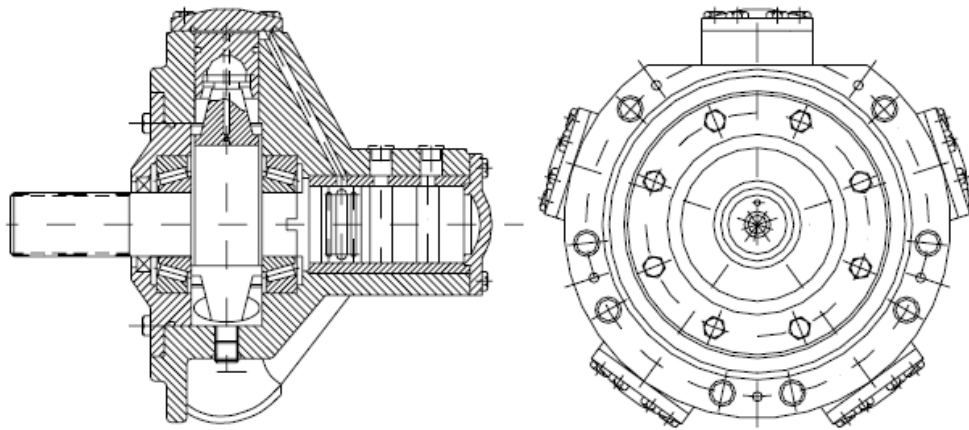


Слика 5.5 Клинно-аксијални хидраулични мотор са клизном плочом

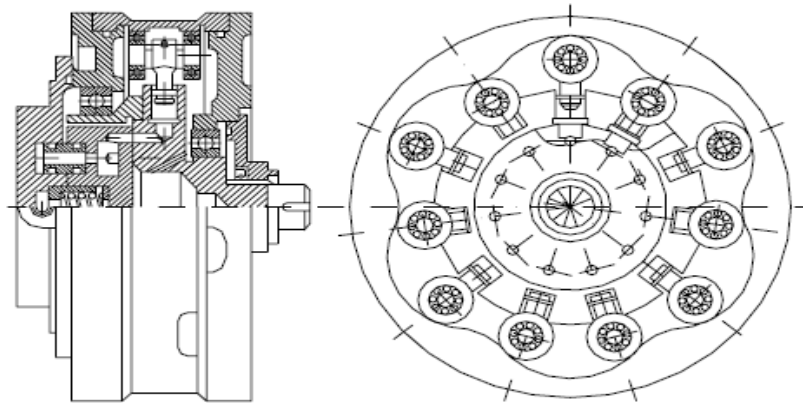
5.2.4 Клинно-радијални хидромотори

Клинно-радијални хидромотори развијени су првенствено за велике обртне моменте у распону радних обртаја. Користе се за позудани погон система великих снага (витла, дизалице). Производе се углавном са константном радном запремином, а управљају се системима изван мотора. Клипови су им смештени радијално у односу на погонско вратило. Постоји могућност да се аксијално у смеру погонске осе смести више редова радијално смештених цилиндара. Могу развити притиске до 35 MPa , а такође могу развити моменте до $170\,000 \text{ Nm}$. Типичне конструкције клипно-радијалних мотора приказане су на слици 5.6. и 5.7. Треба уочити да је захваљујући радијалном смештају

клипова (релативно велике активне површине) могуће постићи потребне вредности обртног момента на излазном вратилу хидромотора.



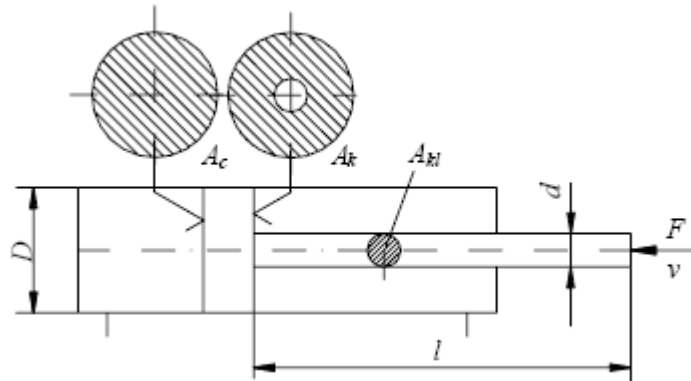
Слика 5.6 Клипно-радијални високомоментни хидромотор



Слика 5.7 Клипно-радијални спороходни хидромотор

6. Хидраулични цилиндри

Хидраулични цилиндри су извршни уређаји у хидрауличним системима. Нашли су примену у најтежим условима рада као што су рудници са јамском и површинском експлоатацијом, железарама, коксарама, цементарама, топионицама, ливницама, грађевинским машинама, итд. Хидраулични цилиндри претварају хидрауличну енергију у механички рад. Карактеристични су по ограниченом праволинијском или кружном кретању извршног елемента. Сила на клипњачи хидрауличног цилиндра је пропорционална са активном површином клипа A и расположивим падом притиска Δp . Активна површина је она на коју делује сила притиска. Хидраулични цилиндри имају покретни клип са клипњачом која може бити једнострана или двострана. Хидраулични цилиндри производе се са одређеним величинама пречника цилиндра и клипњача као и дужинама хода клипњача због многобројних разлога, а основни разлог представља стандардизација заптивних материјала. Хидраулични цилиндар је шематски приказан на слици 6.1.



Слика 6.1 Шематски приказ хидрауличног цилиндра

6.1. Параметри радног процеса хидрауличних цилиндара

Радни процес хидрауличних цилиндара се може исказати помоћу следећих величина:

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

Теоријска вредност силе на клипњачи хидрауличног цилиндра је:

$$F_{ct} = A \cdot \Delta p \quad (6.1)$$

где су: F_{ct} , N – теоријска сила на клипњачи хидрауличног цилиндра
 A , mm² – активна површина клипа хидрауличног цилиндра
 Δp , Pa – расположиви пад притиска на хидрауличном цилиндру

Стварна сила F_c мања је због губитака енергије.

$$F_c = F_{ct} \cdot \eta_{cm} \quad (6.2)$$

где је: η_{cm} – механички степен искоришћења хидрауличног цилиндра

Механички степен искоришћења хидрауличног цилиндра η_{cm} је:

$$\eta_{cm} = \frac{F_c}{F_{ct}} \quad (6.3)$$

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

$$v_{ct} = \frac{Q_c}{A} \quad (6.4)$$

где су: v_{ct} , m/s – теоријска брзина клипњаче,
 Q_c , m³/s – проток у хидрауличном цилиндру.

Стварна брзина клипњаче хидрауличног цилиндра v_c је:

$$v_c = v_{ct} \cdot \eta_{cz} \quad (6.5)$$

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

Запремински степен искоришћења η_{cz} хидрауличног цилиндра је:

$$\eta_{cz} = \frac{Q_c}{Q_{ct}} \quad (6.6)$$

Степен искоришћења хидрауличног цилиндра η_c је:

$$\eta_c = \eta_{cm} \cdot \eta_{cz} \quad (6.7)$$

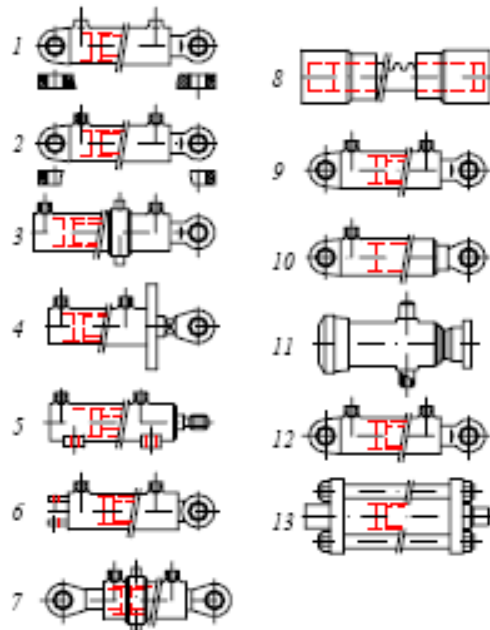
6.2 Карактеристичне конструкције хидрауличних цилиндара

Хидраулични мотори који изводе ограничено праволинијско или лучно кретање у техничкој пракси познати као “хидраулични цилиндри” конструкционо се изводе као:

- једнорадни (једносмерни),
- дворадни (двосмерни) и

- закретни цилиндри.

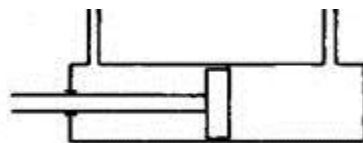
Карактеристичне конструкције хидрауличних цилиндара (једнорадних и дворадних) приказане су шематски на слици 6.2 Код једнорадних хидрауличних цилиндара (10 и 11 на слици 6.2.) радни притисак делује са једне стране клипа, а код дворадних са обе.



Слика 6.2 Карактеристичне конструкције једнорадних (10 и 11) и дворадних (од 1 до 9, 12 и 13) хидрауличних цилиндара

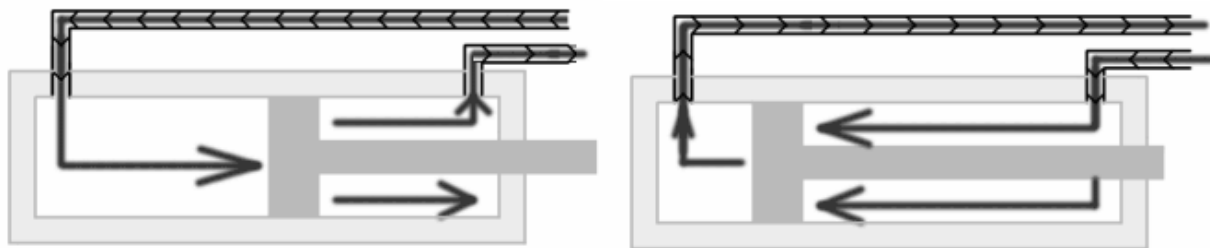
Клип се заједно са клипњачом креће унутар цилиндричног тела, због деловања притиска радне течности која се доводи у простор испред клипа (радне коморе) док се клипњача обично завршава навојем.

Једносмерни радни цилиндри су мотори код којих се радна течност доводи само са једне стране клипа, потискује клип при чему се клипњача извлачи и врши рад. Повратак у почетни положај врши се под дејством опруге или сопствене тежине.



Слика 6.3 Шематски приказ једносмерног цилиндра

Двосмерни радни цилиндри су мотори код којих се радна течност доводи са обе стране клипа, тако да хидроцилиндр има радни ход у оба смера. За управљање двосмерног радног цилиндра користе се разводници и то 4/2 или 5/2.



Слика 6.4 Шематски приказ двосмерног радног цилиндра

7. Разводници

Хидраулични разводници су управљачки елементи, који утичу на кретање радног флуида: заустављају га, успостављају га или му мењају смер, тј. могу се опистаи као разводници који омогућују старт, реверзирање и заустављање хидрауличних мотора. Према начину активирања разводници се деле на: ручне, механичке, хидрауличне, пнеуматске и електромагнетне. Према начину конструкције разводници се деле на: клипне, плочасте и разводнике са седиштем. Према броју прикључних отвора, разводници се деле на оне са два, три, четири, пет и шест прикључних отвора. Према броју положаја укључивања на двоположајне, троположајне и четвороположајне. Ознаку разводника даје број прикључних отвора и број положаја укључивања. Тако, на пример, разводник 5/2 има пет прикључних отвора и два положаја укључивања. Основне конструкцијске карактеристике хидрауличних разводника представљају[9]:

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

Број радних положаја је одређен функцијом хидрауличног разводника. Да би се остварила само функција прекидања протока радне течности, потребна су два радна положаја, а то су положаји “искључено” и “укључено”. За остваривање функције прекидања, старта (заустављања) и реверзирања хидрауличног мотора, потребна су три радна положаја, итд. С 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 хидрауличних прикључака може бити различит, али разводници најчешће имају четири прикључка, то су: прикључак за довод радне течности (потисни вод од хидрауличне пумпе), прикључак за одвод радне течности (повратни вод према резервоару), и два прикључка за довод и одвод радне течности у извршни мотор. Означивање прикључака на разводнику стандардизовано је ISO (CETOP) или одговарајућим националним стандардима. Тако је означено:

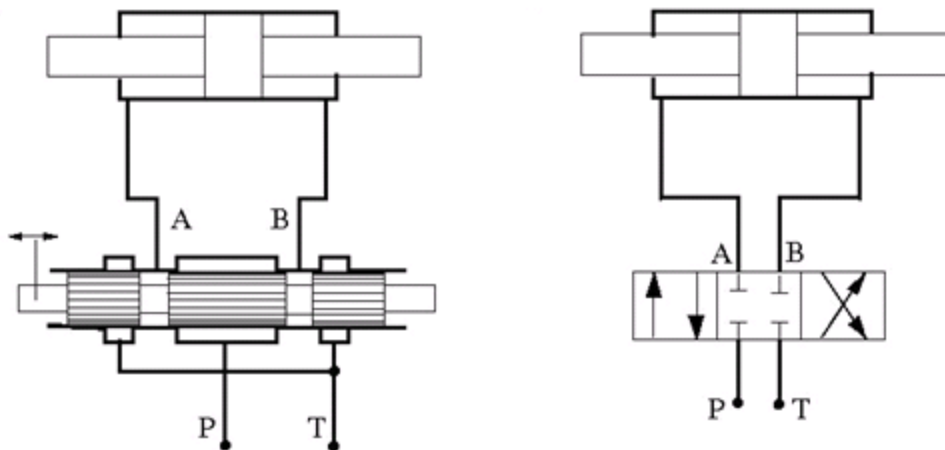
P - прикључак пумпе,
R - прикључак резервоара,
A, B, C... - излазни прикључци разводника,
X и Y - интерно и екстерно управљање разводником.

Функција радног положаја на хидрауличном разводнику је дефинисана конструкцијски за сваки радни положај на разводнику. Неке од могућих функција представљају: прекидање протицања, протицање у заданом смеру, промена смера, пригушивање, блокирање итд.

Активирање, тј. постављање разводника у одговарајући радни положај може да се изведи: полугом, опругом, или електромагнетским, хидрауличним и пнеуматским актуаторима...

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

Симболи разводника су приказани на слици 7.1.



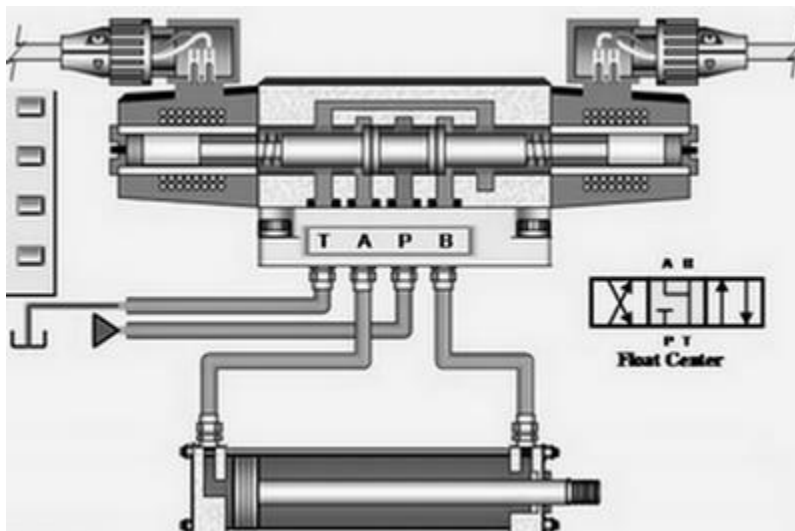
Слика 7.1 Симболи разводника

Према конструкцији разводници се деле на клипне, плочасте и разводнике са седиштем, највећу област примене имају клипни разводници.

7.1 Клипни разводници

Радни елемент клипног разводника је клип најчешће цилиндричног облика, по коме је овај тип разводника и добио име. Клипни разводници могу бити са аксијалним (транслаторним) и са обртним кретањем клипа. Код аксијалних клипних разводника клип са прстенастим жљебовима је разводни елемент који својим кретањем у цилиндру отвара

и затвара прикључке за довод и одвод радне течности. На слици 7.2 видимо следеће делове клипног разводника: тело разводника, прстенасти канали, управљачка ивица, разводни елемент – клип, опруга, механизам за активирање.



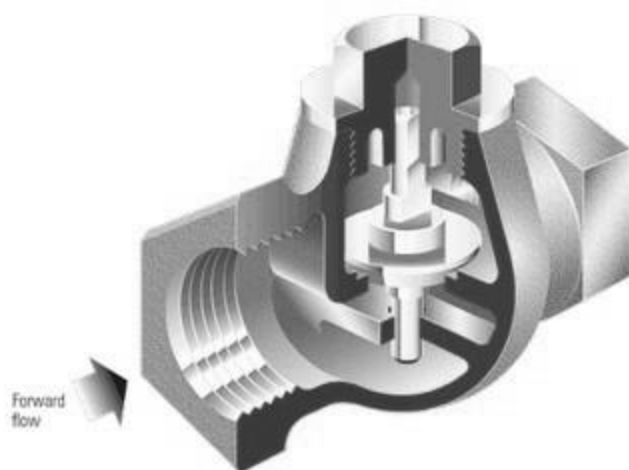
Слика 7.2 Шематски приказ клипног разводника

Клип (разводни елемент) је у средњем (неутралном положају), чиме су прстенасти канали међусобно одвојени па нема протока, односно потисни вод (P) је затворен. Ако се клип помери удесно, оствариће се веза између канала P и B, чиме је омогућен пролаз радне течности из потисног вода ка радном цилиндру са једне стране клипа. Истовремено се остварује веза између канала A и T (резервоар), чиме је омогућен пролаз радне течности из радног цилиндра у резервоар.

Аксијални клипни разводници се најчешће користе у пракси због својих добрих карактеристика, као што су: поузданост у раду на свим притисцима, сложена конструкција, висока набавна цена и слично.

7.2 Разводници са седиштем

То су разводници где се обустављање протока врши налагањем радног елемента (у облику куглице или конуса и ређе у облику тањира или плочице) на седиште. Радни елемент се помера належући и одвајајући се од седишта, чиме се отварају и затварају разводни путеви. При налагању радног елемента на седиште, остварује се херметичко затварање. Седиште разводника је термичко и фино обрађено.

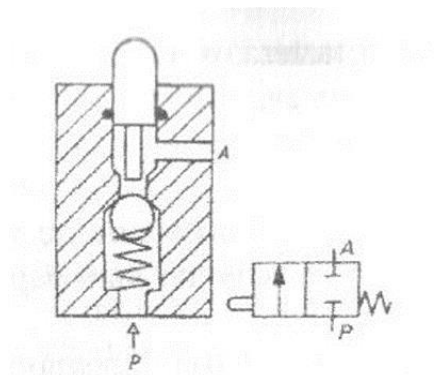


Слика 7.3 Графички приказ разводника са седиштем

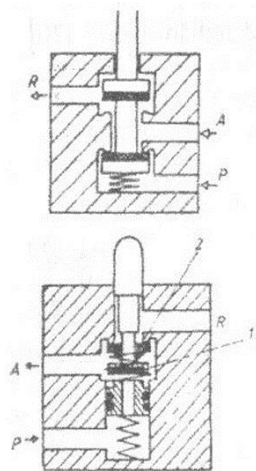
Време реаговања разводника је веома кратко. Већ при малом ходу радног елемента добија се пун проточни пресек. Разводници са седиштем нису осетљиви на нечистоћу, добро заптивају и имају дуг век трајања због малог броја уграђених делова, који се не замењују тако често.

Могу се конструктивно извести као:

- разводници са куглицом (слика 7.4)
- разводници са тањирећем (слика 7.5)



Слика 7.4 Шематски приказ разводника са куглицом



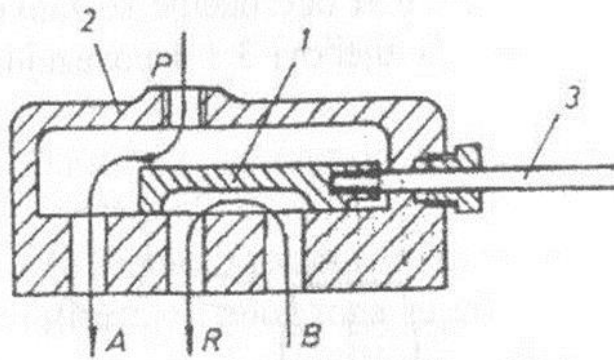
Слика 7.5 Шематски приказ разводника са тањирећем

Разводници са куглицом су јефтини у односу на разводнике са тањирећем због једноставне израде. Примењују се у мање важним случајевима, када није потребно остварити беспрекорно заптивање.

7.3 Плочасти разводници

Разводни елемент плочастог разводника је у облику плоче са укопаним каналима за развод радне течности, по чему је и добио име. Према кретању радног елемента деле се на: трансляторне (аксијалне) и обртне. Претежно се изводе као 3/3 или 4/3 разводници. У средњем (нултом) положају затворени су сви прикључци водова. Веза се остварује лучним жлебовима у обртној плочи, тако да жлебови повезују прикључке Р и В и прикључке А и Т.

Поседују веома добре карактеристике, као што су једноставна конструкција, могућност коришћења за ниске и средње притиске, а главни недостатак је велико оптерећење радног елемента услед притиска радне течности



Слика 7.6 Шематски приказ плочастог разводника

Због поједностављења израде разводника и повећања отпорности разводника на хабање, често се уместо клипних користе плочасти разводници. Недостатак разводника приказаног на слици 7.6 је тај што заптивни прстен прелази преко ивица отвора за довод флуида, што изазива оштећење заптивних прстенова. Да би се то избегло, примењује се често плочести разводник, у комбинацији са клипним чиме је поништен зазот кроз који могу да се имају губици.

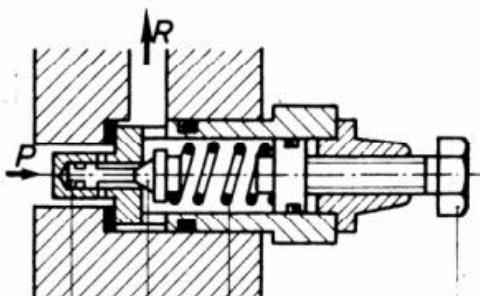
8. Вентили

Вентили су компоненте хидрауличног система којима се управља системом, односно подешавају се притисак, проток или спречава пролазак радне течности. Према намени деле се на:

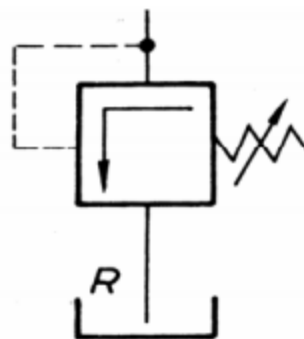
- вентиле за притисак,
- вентиле за проток и
- неповратне вентиле.

8.1 Вентили сигурности

Овај вентил назива се још и преливни и задатак му је да спречи да притисак у инсталацији пређе задату вредност. У зависности од величине протока који треба да пропусти, употребљавају се вентили директног и вентили индиректног дејства. Вентил сигурности директног дејства приказан је на слици 8.1, а његов симбол је дат на слици 8.2.



Слика 8.1 Вентил сигурности директног дејства



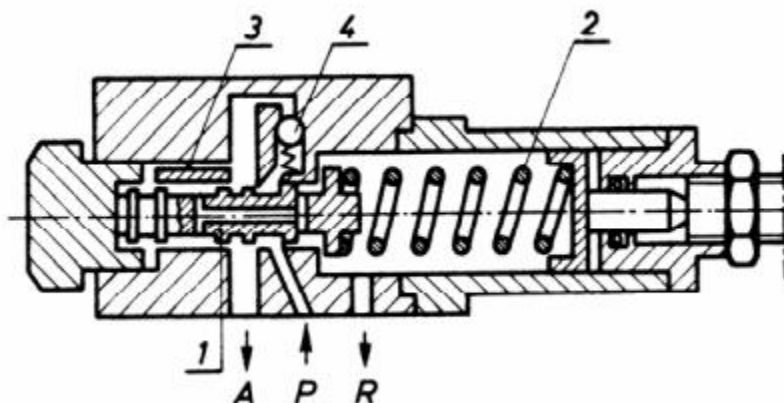
Слика 8.2 Симбол вентила сигурности

Завртањем вијка (3) притиска се опруга (1) и преко ње сила притиска преноси се на радно тело вентила (2). Овим путем се задаје максимална вредност притиска која сме да буде присутна у инсталацији, али у случају прекорачења те задате вредности тело вентила (2) се отвара и долази до преливања уља у неком правцу “R” [12].

Због величине отвора за протицање и величине опруге, ови вентили погодни су само за мање протоке. За веће протоке употребљавају се вентили сигурности индиректног дејства, који се иначе употребљавају и за пуштање у рад пумпи без оптерећења.

8.2 Регулятори притиска

Регулятор притиска је вентил чији је задатак да одржава константан притисак у инсталацији или делу инсталације. За разлику од вентила сигурности, кроз ове вентиле течност протиче практично без отпора када вентил није под притиском. Када притисак P нарасте помера радно тело (1) вентила у десно, опруга (2) се сабија и уље истиче ка резервоару (P). Као и код вентила сигурности, и овде постоје регулатори притиска директног и индиректног дејства.



Слика 8.3 Регулатори притиска директног дејства

Вентили за регулацију притиска при раду део енергије којом располаже радни флуид (уље) претварају у топлотну енергију, и ове губитке притиска уља треба имати у виду приликом пројектовања инсталације. То су вентили који ограничавају пораст притиска радног флуида изнад задате вредности, чиме се заштићује систем. Вентил је затворен, све док је сила притиска опруге на радни елемент већа од силе притиска радне течности. Када сила притиска радне течности прекорачи одређену вредност (обично је то 10-20 % више од називног притиска система који се штити). Када се то деси, сила на радном елементу савлада дејство опруге, вентил се отвара и радна течност одлази у резервоар. Ако је количина радног флуида која се одводи довољна, притисак у систему се неће повећати. Када сила притиска радне течности опадне, радни елемент поново належа на седиште.

Ови вентили су погодни за коришћење код малих и средњих притисака. Код великих притисака не би били погодни за употребу, јер би пречник опруге и радни елемент, а самим тим и вентил, били великих димензија.

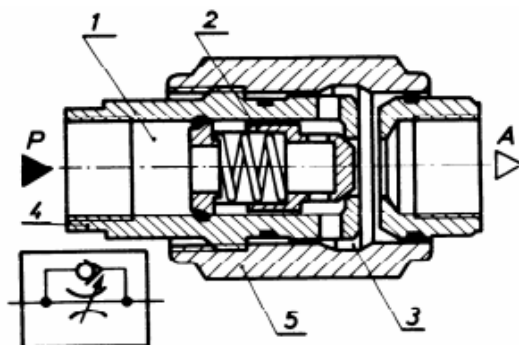
8.3 Пригушни вентил

Улога пригушног вентила је регулисање протока код једноставнијих инсталација са пумпом константног капацитета. Да би се обезбедио константан проток, потребно је на

месту пригушења обезбедити константан пад притиска. Шематски приказ пригушног вентила (пригушнице) је дат на слици 8.4.

Преко радног тела вентила (2) регулише се величина отвора за протицање а тиме и количина пропуштеног уља. Стрелица у ознаци симбола вентила (слика 8.4), означава да се ради о подесивом пригушном вентилу. Један од недостатака оваквих пригушних вентила је брзина протицања уља кроз процеп, услед чега се знатно повећава температура уља и мења његова вискозност.

Разликујемо 2 типа пригушних вентила, и то су: лептир вентили и вентили са мембраном.

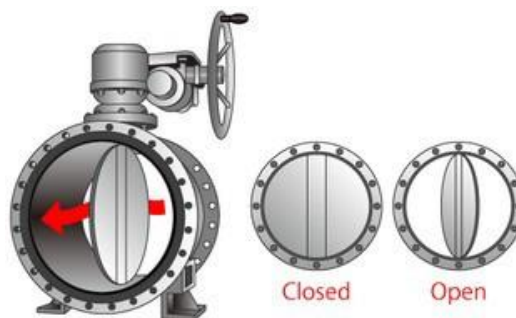


Слика 8.4 Шематски приказ пригушног вентила (пригушнице)

Лептир вентил

Лептир вентили се користе за отварање, затварање и ручно регулисање протока радне течности. Елемент за затварање је у облику диска, чијим заокретањем за 90 степени долази до затварања протока. Заптивни материјал, чија је улога да обезбеди непропусност, обично се израђује од синтетичког каучука. Лептир вентил налази највећу примену у системима за

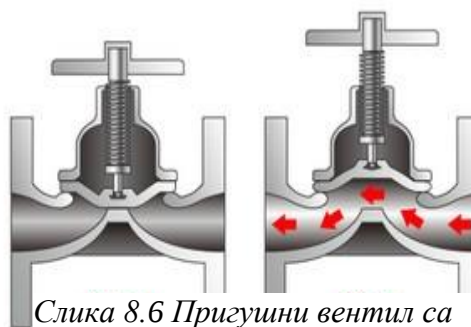
грејање, хлађење и водоснабдевање и то у областима нижих притисака.



Слика 8.5 Лептир вентил

Вентил са мембраном

Код вентила са мембраном заустављање или покретање струје се постиже померањем вретена са мембраном од (или ка) седишту. Овај вентил поседује добра заптивна својства али због сложене конструкције и високе цене у односу на друге вентиле, ретко се употребљава код већих пречника цевовода.

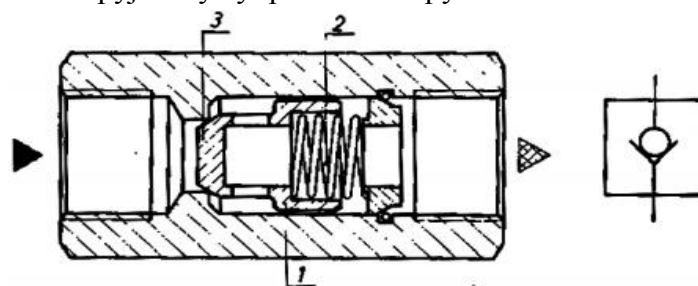


Слика 8.6 Пригушни вентил са мембраном

Недостатак им је осетљивост на нечистоће радног флуида и велики коефицијент локалног отпора кретању флуида.

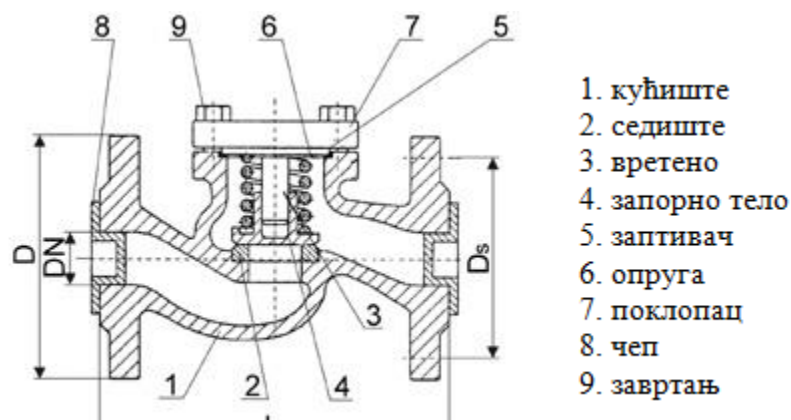
8.4 Неповратни вентили

Задатак овог вентила је да пропусти уље у једном, а да спречи његово протицање у супротном смеру. По конструкцији, спадају у вентиле са седиштем, тако да омогућују затварање без цурења. Елемент за затварање може бити куглица, конус, плочица или мембрана. На слици 8.6 приказан је неповратни вентил код којег је елемент за затварање конус (1), којег опруга (2) притиска на седиште (3) у кућишту вентила. Флуид нормално струји у смеру приказаном стрелицама. У случају пада притиска долази до његовог затварања тако да нема струјања у супротном смеру.



Слика 8.7 Шематски приказ неповратног вентила

Притисак отварања неповратног вентила је између 0,5 и $3 \cdot 10^5$ Ра. Предност ових вентила огледа се у томе што се се могу уградити у инсталацију у било ком положају. Постоје конструкције неповратних вентила без опруге, који се обавезно уграђују у вертикалном положају, да би конус, услед своје тежине, легао на седиште. Неповратни вентили се уграђују тако што флуид улази испод, а излази изнад запорног тела. Овде је нарочито потребно поштовати смер кретања флуида како показује стрелица на кућишту. Уграђена опруга омогућује монтажу вентилу у било ком положају.



Слика 8.8 Неповратни вентил са назначеним деловима

9. Одржавање хидрауличне течности и хидрауличних система

Хидрауличне машине напајају покретне делове разних врста индустријских машина употребом силе течности под притиском. Неке машине су јако мале и једноставне, друге веома велике које функционишу на бази јаке силе притиска са комплексним распоредом вентила и пумпи. Без обзира на величину и комплексност, правилно одржавање и машина и хидрауличног уља је од велике важности за максимизирање века трајања и смањење трошкова поправке. Одржавање хидрауличних система обухвата читав низ радњи које се врше да би се хидраулични систем одржао у исправном стању. Хидраулични системи су погонски агрегати делова или целокупних машина различитог нивоа сложености. У њега се могу уградити резервни агрегат или елементи, али се по правилу не уграђују, без обзира на њихов значај у погону. Због тога, поузданост у раду сваке компоненте појединачно и свих целовито мора бити веома висока.

Одржавање хидрауличних система као целине обухвата само неколико радњи:

- измена компоненти хидрауличног система пре квара и хаварије (превентивно одржавање)
- проналажење и отклањање непланираних кварова хидрауличног система
- чишћење хидрауличног система у случају хаварије неке компоненте

До застоја хидрауличних система не би никада долазило када би се различитим поступцима дијагностике и статистичким методама могао утврдити век сваке компоненте посебно и када би се она пре квара мењала. Такав систем одржавања би се у принципу могао остварити, али је веома скуп и непотребан у већини случајева. Овде се ипак издваја неколико карактеристичних случајева, када је неопходно увести принцип замене компоненте пре него што дође до њеног квара. Такав случај је са хидрауликом у ваздухопловству, код којег се свака компонента мења појединачно након одређеног броја радних сати, затим код уљних пуњења, које се, нарочито када је реч о већим пуњењима, мењају на основу резултата хемијске анализе и клипно-аксијалних пумпи веће специфичне радне запремине које се замењују на основу измерене количине унутрашњег протицања уља. Осим наведених случајева, могућа је превентивна замена сваке хидрауличне компоненте, али, како је тада неопходно увести систем појединачног испитивања компоненти, то се због сложености и високе цене поступка ради само у изузетним случајевима. Уместо тога, често се уводи принцип замене уграђених компоненти са новим и накнадно испитивање замењених компоненти.

Критеријуми за измену уљног пуњења је промена неких физичко-хемијских карактеристика. Тако је код хидрауличног уља дозвољена промена:

1 - густине до 10%

2 - вискозности до 10%

3 - неутрализационог броја, зависно од произвођача, до 2,0 mg KOH/g

4 - антипенушавих и де-емулзиационих својстава величине која је дефинисана произвођачком спецификацијом

5 - садржај воде је дозвољен у траговима, а механичких нечистоћа до количине коју дозвољава унапред одређена спецификација (NAS, SAE или друга).

Превентивна замена пумпе, пре него што дође до њеног отказа није нарочито важна код затворених хидрауличних кругова, уроњених пумпи и пумпи са великом специфичном радном запремином. Век трајања пумпи зависи од типа конструкције, произвођача и карактеристика оптерећења. Када се говори о замени пумпе на основу испитивања, а без изградње, мисли се углавном на клипно-аксијалне пумпе. Оцена стања радних елемената пумпе доноси се на основу количине унутрашњих протицања уља, а дозвољене граничне вредности зависе од унутрашњих зазора. Како они зависе и од конструкције, следи закључак да произвођач пумпе дефинише и дозвољену количину уља у тзв. Дренажном воду. Мерење количине протицања уља у дренажном воду врши се под пуним оптерећењем, што значи да се пумпа и систем морају ставити у стање највећег притиска, тј. Када се уље из пумпе потискује преко вентила за ограничење притиска.

9.1 Одржавање хидрауличне течности

Хидрауличне течности представљају „крв“ хидрауличних система. Течности преносе енергију и притисак, спречавају цурење, смањују хабање и трење, отклањају високу топлоту, одводе прљавштину и друге честице, и штите површину од рђе. Конвенционална петролејска (минерална) уља се обично користе у хидрауличним системима, али у извесном ситуацијама користе се и ватроотпорна, синтетичка, и биоразградива уља.

Постоје четири кључна циља која треба испунити за продужење рока трајања хидрауличне течности:[10]

1. Контрола температуре – Топлота настаје у течности јер се течност креће кроз пумпе, моторне цеви, и отпусне вентиле. У конвенционалним системима, висока температура може довести до оксидације уља, глазирања и таложења муља у систему. Са друге стране, ниска температура може довести до кондензације у резервоару и до могуће кавитације резервоара. Температуре у системима се обично крећу од 43 °C до 65 °C. У покретним хидрауличним системима температура може бити и до 120 °C. Избор уља правог квалитета је кључан за „хладан старт“, заштиту од високих температура и оптималне ефикасности система. Системи који функционишу на води, треба да имају температуру испод 60 °C, да не би дошло до испаравања воде. Насlage које настају услед деградације уља могу зачепити вентиле и уписне цеви и тиме довести до застоја. Да би се топлота емитовала изван система, спољашност резервоара треба да буде чиста а околина без препрека. Поред тога, хладњак треба често проверавати, а важно је и радијаторе хладњака

одржавати у чистом стању. Обичан пад температуре у хладњаку је од -15 °C до -12 °C. Резервоари треба да буду пуни до одређеног нивоа да би време задржавања воде било довољно да се топлота смањила а прљавштина отклонила. У новим системима, деградација уља може нанети још више штете. Висок притисак (до 4000 Ра), висока температура и мали резервоари шкоде течности. Са мањим временом задржавања и високим притиском, ваздушни мехурићи могу проузроковати загревање течности. Ово доводи до појаве азота, који заједно са оксидацијом уља формира насlage које могу зачепити филтере за уље и заглавити вентиле.

2. Одржавање система – И системи се могу контаминирати и стога је потребно да се очисте пре употребе. Загађиваче као што су прљавштина, вода, сечива, честице метала треба спречити од уласка у систем кроз поклопац резервоара, усисне отворе, одводне цеви кроз одређене филтере пречистаче и довести их до усисне линије пумпе.
3. Одржавање течности – Одржавање почиње још од складиштења и руковања течностима. Да би се спречила контаминација пре употребе, течност треба чувати у посебно заштићеном простору и сместити у посебне и чисте контејнере. Потребно је и очистити отворе, пре скидања и додавања течности. Уграђени филтери пуног протока могу очистити течност током коришћења. Људи често забораве да уграде ове филтере и тиме дозвољавају циркулацију прљавог уља. Филтере треба често проверавати, мењати и чистити пре него што се ставе у употребу. Преносиви филтери се користе уместо трајно инсталираних филтера и ове филтери се могу користити у свим системима. Системе треба филтрирати све док уље не прође кроз систем бар 10 пута. Преносиви филтери треба да се користе када се ново уље преноси из складишних контејнера у систем.
4. Анализа уља – Произвођач препоручује мењање уља једном годишње. Међутим, уз редовно праћење, тај интервал се може повећати. Уз то, анализа уља може указати на механичке проблеме пре него што ескалирају. Најмање што треба урадити јесте проверити системе једном годишње кроз анализу уља. Полугодишња или квартална провера се препоручује за критичне машине.

9.2 Одржавање хидрауличних система

Основни и најчешћи проблем у процесу одржавања хидрауличног система је проналажење узрока поремећаја у раду хидрауличног система. За брзо и сигурно проналажење узрока поремећаја неопходно је добро познавање рада хидрауличног система и потребан ниво општег знања из области хидраулике, како би се сметња што брже пронашла, а затим и отклонила. Овај посао се може олакшати мерењем притиска и евентуално протока у карактеристичним тачкама система. Међутим, за то су потребни уграђени мерни прикључци и одговарајући инструменти.

Поступак проналажења грешке у раду хидрауличног система може се систематизовати према следећим тачкама [11]:

1. Пумпа је у заједничком и затвореном кругу са вентилима и извршним органима и зато се грешка мора тражити систематски у свим елементима система.
2. Уколико у систему не влада довољан притисак, узрок се тражи прво код вентила за ограничење притиска или другим вентилима. Код ових вентила, неисправност се може тражити у квару регулаторске опруге, оштећењу седишта вентила, зачепљењу млазница нечистоћама или заробљавању нечистоћа између конуса вентила и седишта.
3. Следећи корак у тражењу грешке која је довела до недостатка притиска је испитивање да ли разводни вентили исправно функционишу. То се може констатовати веома лагано убацивањем врха одвртача електромагнета на отвору за ручно управљање. Стављањем електромагнета под напон може се осетити померање котве од одвијача.
4. Узрок недостатка притиска може бити и пумпа. При испитивању да ли је узрок пумпа треба водити рачуна о загревању уља јер се сва расположива енергија претвара у топлоту у вентилу за ограничење притиска.
5. Ако је погонски мотор преоптерећен, снага мотора се може смањити на регулатору пумпе.
6. Уколико се погонски мотор само повремено преоптерећује, а пумпа ради унутар подручја регулације притиска, то је знак да се ради о прљавом уљу па се треба филтрирати или у потпуности заменити.
7. Преоптерећење мотора на крају регулационог подручја се испитује преко вентила за ограничење притиска.
8. Недовољна брзина кретања клипа хидрауличног цилиндра или ротације мотора указују на могућност великих запреминских губитака на пумпи или извршном органу.
9. Појава високе буке указује на могуће недостатке у усисном делу система. Могући разлози су: усисни цевовод није заптивен, па се усисава ваздух; усисни филтер је засићен; погонски број обртаја је висок; вискозност уља је висока; уље не издваја ваздух довољно брзо; у резервоару нема довољно ваздуха.

Узрок поремећаја у раду хидрауличног система може се пронаћи и на основу анализе хидрауличне шеме и плана укључења електрокомпоненти.

У одређеном броју случајева постоји потреба да се хидраулични систем испере чистим уљем, као на пример након завршене монтаже, а пре пуштања у погон, након хаварије пумпе, ако је дошло до великих нечистоћа компоненти и углавном су то ситне честице метала. Чишћење хидрауличног система се врши постепено по компонентама или секцијама система и то је дуг, компликован и скуп посао. Чишћење се врши преко

филтера, који се посебно уграђује за ту намену. Како се чишћење врши по секцијама, неопходни су и прикључци црева одговарајуће величине.

Иако се отклањање сметњи у хидрауличном систему практично своди на замену компоненте у стању отказа са новом, скоро сваки већи корисник хидрауличних система располаже са радионицом за одржавање компоненти. То су радионице у којима се изграђене хидрауличне компоненте растављају, чисте, мењају делови и евентуално испитују. Делове компоненти које се мењају испоручују произвођачи и они се у принципу не могу радити у радионицама корисника.

И коначно, када се говори и раду хидрауличних система и трајању компоненти веома је битно поменути више пута доказана чињеница, а то је да је чисто уље основа за рад без кварова и застоја. Процењује се да су, у зависности од експлоатационих услова, нечистоће главни узрочник застоја у хидрауличним системима од 30 до 80%.

10. Закључак

На данашњем степену развоја, хидраулични системи имају потпуно аутоматизовану контролу положаја и вуче, могућност подешавања протока као и времена за које нека операција треба да се изврши, могућност извршавања више операција притиском само једног дугмета. Главна предност хидраулике се огледа у могућности да се мотор може одвојити од погона, затим претварање ротацијског кретања у линеарно посредством хидрауличних цилиндара представља, као и могућност њене употребе за регулацију и аутоматизацију. Недостатак хидрауличких система је релативно низак степен искоришћења и висока цена. Стога примена хидрауличних система доминира на местима где је потребна већа снага, као и већа сила. Иако на доста високом степену развијености, у условима честих светских економских криза потребно је истраживати даље на пољу енергетске ефикасности и економичности сваког елемената хидрауличног система посебно.

Може се поменути чињеница да се хидраулици није придодавао неки превелики значај средином прошлог века и сматрана је за грану науке која неће имати превелики допринос у индустрији, али гледајући данашњу примену и податак да се системи из ове категорије све брже развијају и да на тржиште долазе све ефикасније машине лако се може доћи до закључка да хидраулични системи представљају једну од битнијих врсти система у индустрији генерално.

Будући кључни циљеви напретка хидраулике представљају смањење потрошње укупне енергије у току рада, повећање функционалности и ефикасности, као и задржавање приступачне цене, тј. одржавања цене у складу са могућностима хидрауличних система.

У овом раду је извршена систематизација градива, тј. презентован је рад хидрауличних система и његових најзначајнијих компоненти. Поред тога, објашњено је правилно одржавање система кроз 9 детаљних тачака које се користе у свим већим компанијама које имају инсталиране хидрауличне системе. С обзиром на чињеницу да хидраулика представља грану машинства која сваке године добија све већи значај у глобалној индустрији, овај рад може послужити као основа за савладавање првих корака при примени система овог типа.

Литература

- [1] Башта, Т. Н., Машинска хидраулика, Машински факултет, Београд, 1980.
- [2] Богдановић, Б., Никодијевић, Д., Вулић, А., Хидраулични и хидромеханички преносници снаге, Машински факултет, Ниш, 1998.
- [3] Тодоровић, П., Јеремић, Б., Мачужић, И., Техничка дијагностика, Машински факултет, Крагујевац, 2010.
- [4] Кандић, А., Попарић, Г., Физика 6 - Уџбеник са лабораторијским вежбама и задацима, Логос, Београд, 2012.
- [5] Мирковић, Р., Хидраулика, Микроелектроника, Београд, 2003
- [6] Мирковић, Р., Бродски хидраулички и пнеуматски системи – скрипта, Војна академија, Београд, 2003
- [7] <http://www.etf.ucg.ac.me/materijal/1365140549esau5.pdf>, приступљено октобра 2014.
- [8] <http://www.stsmihajlopupin.edu.rs/dokumenta/elaut/El.Automatizacije.oktobar2010.PDF>, приступљено октобра 2014.
- [9] [http://hr.wikipedia.org/wiki/Razvodnik_\(hidraulika\)](http://hr.wikipedia.org/wiki/Razvodnik_(hidraulika)), приступљено октобра 2014.
- [10] <http://www.mobilindustrial.com/ind/english/files/tt-hydraulic-system-care-and-maintenance.pdf>, приступљено октобра 2014.
- [11] Савић, В., Уљна хидраулика 2: конструкција, прорачун и одржавање хидрауличних система, Дом штампе, Зеница, 1990.
- [12] http://www.riteh.uniri.hr/zav_katd_sluz/zvd_kons_stroj/nas/ms/ms_2012-2013/MS%20-%20P04%20-%20WEB.pdf, приступљено октобра 2014.
- [13] <http://www.zrno.fsb.hr/katedra/download/materijali/1326.pdf>, приступљено октобра 2014.
- [14] www.iim.ftn.uns.ac.rs/mehatronika/.../OPSTA%20HIDRAULIKA.pdf, приступљено октобра 2014.
- [15] <http://hidropneumatskekomponente.wordpress.com/2012/02/02/hidraulicki-motori/>, приступљено октобра 2014.
- [16] http://www.mikroknjiga.rs/Knjige/HIDR/01_HIDR.pdf, приступљено октобра 2014.