

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Примењена механика и аутоматско управљање

Предмет: Механика флуида

Број индекса: 369/2011

Никола Ч. Белоица

**Пројектовање, конструкција и израда
електрохидрауличког система машине за
аутоматско пресовање алуминијумских
лименки**

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Слободан Савић - Ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат би требало да у потпуности пројектује електрохидраулички систем машине за пресовање алуминијумских лименки. Неопходно је да се на основу жељених карактеристика пресе, прорачунају све компоненте хидрауличног система како би захтеви били у потпуности задовољени. Након прорачуна хидрауличких компоненти, одабрати стандардне хидрауличке компоненте из каталога произвођача Прве Петолетке из Трстеника. Систем процеса пресовања аутоматизовати, при чему се систем магацина алуминијумских лименки се ручно дозира.

Препоручена литература:

- [1] Божидар Богдановић, Драгиша Никодијевић, Александар Вулић, *Хидраулички и хидромеханички преносници снаге*, Техничка књига, Ниш 1998.
- [2] Башта Т.М., *Машинска хидраулика*, Научна књига, Београд 1972.
- [3] Срећко Николић, *Хидрауличне компоненте и системи*, Техничка књига, Београд 2001.
- [4] Бранко Обровић, Слободан Савић, *Хидраулика*, Техничка књига, Крагујевац 2005.
- [5] Ing. A. Schmitt, *Hidraulik trener*, Уџбеник и књига информација о хидраулици Rexrot, Lohr, Немачка

Крагујевац, 30. септембар 2013. год

ментор:

Проф. др Слободан Савић

Резиме

Циљ пресовања је да се смањећи запремина лименки. Извршен је прорачун хидрауличке пумпе, хидрауличког цилиндар и електромотора. Након израчунавања главних компоненти хидрауличког система, изабране су све остале компоненте хидрауличког система. У раду је конструисан хидраулички цилиндар и машина за пресовање. Извршена је аутоматизација рада хидрауличког цилиндра, при чему се ручно врши дозирање лименки.

Кључне речи: пројектовање, конструисање, аутоматизација, хидраулика

Abstract

The goal of pressing is to reduce the volume of cans. A hydraulic pump, a hydraulic cylinder and an electromotor have been designed for that purpose. After the main components of the hydraulic system had been determined, all the other components were also chosen. This paper presents the construction of the hydraulic cylinder and pressing machines. The operation of the hydraulic cylinder has been automatized, while the number of cans is determined manually.

Keywords: design, construction, automation, hydraulics

Садржај

1.1 Увод	2
2.1 Основи хидраулике	4
2.2 Основна физичка својства флуида.....	4
2.3 Статика флуида.....	5
2.4 Динамика флуида	6
2.4.1 Бернулијева једначина	6
2.4.2 Једначина континуитета	8
3.1 Хидраулички систем за пренос енергије.....	10
3.2 Предности и недостаци хидрауличких система	11
4.1 Основни принципи пројектовања хидрауличких система	13
4.1.1 Пројектни задатак за пројектовања хидрауличног система	14
4.2 Прорачун параметара хидроцилиндра	15
4.3 Прорачун потребних карактеристика хидрауличке пумпе	17
4.3.1 Проток, снага и степен искоришћења пумпе.....	18
4.4 Прорачун параметара електромотора	21
4.5 Избор вентила за ограничење притиска.....	23
4.6 Избор електромагнетног разводника	24
4.7 Филтри и филтрирање радне течности	25
4.8 Манометри	26
5.1 Функционална шема хидрауличног система	27
5.2 Хидрауличка шема	28
5.3 Електрична шема.....	29
6.1 Конструкција цилиндра	32
7.1 Конструкција рама	35
8.1 Производни процес машине.....	36
9.1.1 Техничка документација пумпе	38
9.1.2 Вентил сигурности	43
9.1.3 Техничка документација електрохидрауличног разводика	46
10. Закључак.....	49

1.1 Увод

Сведоци смо све чешће потребе за заштитом животне средине. Човек током свог постојања свакодневно унапређује себе, своја сазнања као и околину како би живео у једном пријатном амбијенту. Човекова егзистенција за собом има различите последице по животну средину. Природа је човеку подарила вишеструко више, што је и навело да се почне размишљати на ову тему. Како број становника на Земљи расте, пропорционално то се одражава на производњу у свим гранама почев од основне прехранбрене индустрије до најсавршеније војне индустрије. Људи су увидели да такав тренд пораста сазнања и прозводње не може непрестано црпети природне ресурсе морало се прећи на рециклажу сировина, што предстаља вишеструке предности и то:

- чување природних ресурса,
- чување животне средине,
- профит од сакупљања сировина, итд.

У овом раду акценат је стављен на рециклажу алуминијума, пројектовањем машине за пресовање алуминијума као доприносу инжењера у процесу рециклаже алуминијума. Алуминијум је најкоришћенији метал широм света и тренутно једна трећина овог материјала потиче из рециклаже.

Процес рециклаже алуминијума, односно алуминијумског отпада је прилично једноставан, а и далеко је јефтинији од вађења чистог алуминијума из руде боксита. Током овог процеса се троши и много мања количина енергије него што је потребно за производњу изворног алуминијума. Производњом новог алуминијума од отпадног уштеди се 95% енергије, па је рециклажа алуминијума поред велике економске исплативости веома важна и за очување животне средине, због смањења емисије штетних гасова приликом производње. Са друге стране, алуминијум представља посебно важан отпад, јер спада у необновљиве природне ресурсе. Због тога захтева специјалан третман и савесно понашање, у смислу његовог засебног сакупљања ради поновног коришћења.

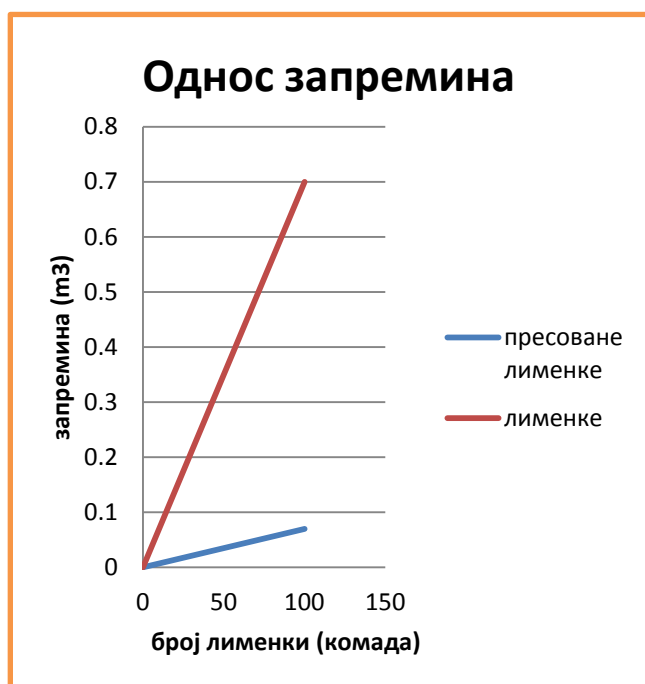
Додатна погодност рециклаже алуминијумског отпада је то што алуминијум не губи ништа од својих важних карактеристика, нити се оштећује његова метална структура, па се може рециклирати неограничени број пута. Рециклирани алуминијум се не разликује од изворног, те спада у један од ретких амбалажних материјала који има ту могућност.

Отпад од алуминијума може се наћи у старим жичаним инсталацијама, у точковима за аутомобиле и, у највећој количини, у баченим лименкама за пиће. Лименке за пиће представљају најпрепознатљивији алуминијумски отпад, а има га свуда око нас. Иако је најбоље решење да се алуминијум као материјал за паковање пића избегне када год је то могуће, још увек се нуде напици у алуминијским дозама. Рециклажа лименки је вишеструко корисна за заштиту животне средине, јер нова алуминијумска амбалажа може бити начињена од 100% рециклираног материјала, а рециклирана лименка за пиће враћа се на полице продавница као нова лименка за само

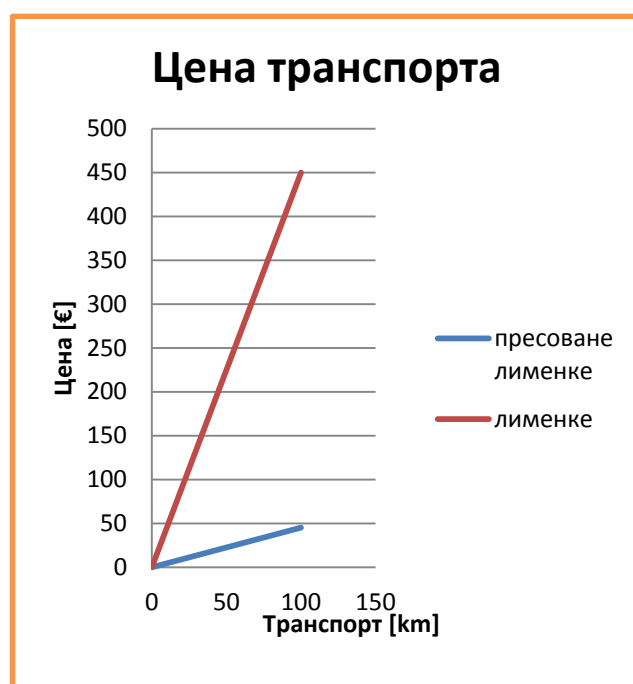
60 дана. То омогућава стварање практично затвореног ланца у којем се коришћена амбалажа непрестано рециклира у нову.

У данашње време, људи се ретко баве нечим што није профитабилно. Тако и инжењери морају осмишљати нове производе за које тржиште има потребу. Не само да то изискује рад на освајању нових производа већ и маркетиншку способност да се производ што боље пласира на тржиште глобалне економије.

Технички показатељи су показали да се употребом машине за пресовање алуминијумских лименки запремина истих смањује за око десет пута, што у истој мери утиче на смањење трошкова транспорта. Уштеда у новцу, ако узмемо да је дужина транспорта до места рециклаже 100 километара, приказана је у табели 1 и 2.



Табела 1. Однос запремине



Табела 2. Цена транспорта

У даљем раду дато је пројектовање хидрауличке и електричне инсталације, одабир хидрауличких компоненти према параметрима система, конструкцији хидроцилиндра, конструкцији рама машине и аутоматизацији процеса пресовања.

У овом случају пројектује се хидрауличка преса са следећим карактеристикама:

- сила пресовања 3000 N,
- радни ход цилиндра 200 mm,
- брзина клипњаче цилиндра 2 m/s,
- аутоматизација пресовања.

2.1 Основи хидраулике

Данас постоји више начина да се један систем преноса реализује. Неке од тих реализација су:

- електрични систем (нпр. коначни мотори као актуатори),
- пнеуматски системи,
- хидраулички системи и други системи.

Течности и гасови се у физици називају једним именом – флуиди. Део физике у коме се проучавају флуиди назива се механика флуида. Механика флуида је једна од најстаријих наука наше цивилизације. Да би се проучавање механике флуида систематизовало и олакшало дефинисани су различити модели материје (флуида), који су служили научницима да објасне физичке појаве. Ипак, најчешће се у класичној механици флуида користио модел, по коме се сматра, да је флуид материја која је непрекидна (континуална), па је према томе флуидни простор потпуно испуњен. Тако дефинисани модел је допринео објашњењу великог броја физичких појава које се односе на течности и гасове.

Хидраулика је део механике флуида која се бави нестишљивим флуидима. Шта то значи? Нестишљиви флуид је идеализовани флуид, који има такву особину да му се не мења запремина под дејством спољних сила. Такви флуиди у природи не постоје. Међутим, највећи број случајева у пракси је такав да се запремина флуида не мења у значајнијој мери. То се односи на скоро све случајеве течних флуида у машинама и уређајима. Када су гасови у питању, такође се у пракси најчешће јављају случајеви када су промене притиска мале, тако да се уз малу грешку може сматрати да се њихова запремина, практично, не мења. Иако реч "хидраулика" потиче из грчког језика (хидро – вода), овај историјски назив је остао да важи без обзира што се у савременој механици флуида односи и на течности и на гасове.

Велики значај флуида намеће потребу да инжењери машинства познају основне законитости хидраулике због бољег разумевања рада хидрауличке технике.

2.2 Основна физичка својства флуида

Флуиди су материје које карактерише велики број различитих особина. Укратко ће бити објашњене неке од важнијих особина.

Густина је особина која је битна за све материје, а самим тим и за флуиде. Класична физика густину дефинише на следећи начин:

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ kg / m}^3 \quad (1)$$

где је: m , kg маса флуида, V , m^3 његова запремина.

Вискозност је особина која је последица атхезионих сила у флуиду. Приликом кретања честица флуида једних у односу на друге јављају се силе које се томе супротстављају. Мера тог супротстављања (отпора) је вискозност. Вискозност је различита за поједине флуиде. Течности имају много већу вискозност од гасова. Вискозност је врло битна особина од које зависи кретање флуида. Ако је вискозност већа потребно је уложити више енергије за кретање. Вискозност је веома важна и код мазива. Конструктори машина препоручују уља одређене вискозности, што у

експлоатацији треба да се поштује, јер ће у противном доћи до неправилног рада и хаварије машине.

Стишљивост је особина флуида која показује колико се под дејством спољних сила (притиска) мења његова запремина. Стишљивост се изражава на следећи начин:

$$s = -\frac{\Delta V}{\Delta p} \frac{1}{V_0}, Pa^{-1} \quad (2)$$

где је:

$\Delta V, m^3$ - промена запремине флуида под дејством промене притиска,
 $\Delta p, Pa$ - промена притиска флуида која изазива промену запремине и
 V_0, m^3 - почетна запремина флуида.

Поред наведених особина постоји велики број других особина које су битне за рад машина, као што су: температурно ширење, капиларност, напон паре, површински напон итд.

2.3 Статика флуида

Статика флуида је део механике флуида у којој се проучавају закони мировања флуида. Хидростатика је део хидраулике у којој се проучавају закони мировања нестишљивих флуида. Хидростатички проблеми који се најчешће решавају у пољопривреди су повезани са складиштењем течности у резервоаре, статичким проблемима у наводњавању и одводњавању, хидрауличким цилиндрима, хидрауличким пресамма, проблематиком пловних објеката итд.

Закон статике флуида примењен у гравитационом пољу земље изражава се на следећи начин:

$$p = \rho gh, Pa \quad (3)$$

где је:

$\rho, kg/m$ - густина флуида,
 $g, m/s^2$ - убрзање земљине теже,
 h, m - растојање посматране тачке од слободне површине флуида (дубина).

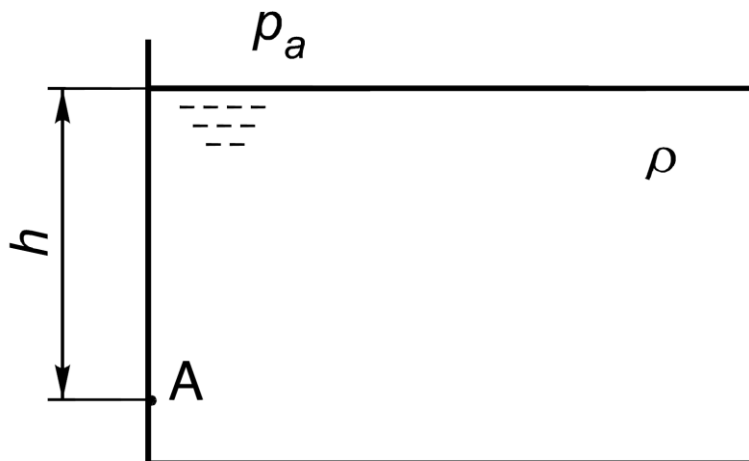
Ако је у питању течност, једначина (3) се користи за израчунавање хидростатичког притиска у било којој тачки у течности. За илустрацију примене једначине статике флуида може се посматрати случај приказан на сл. 1. Хидростатички притисак течности у тачки А (пример) се израчунава по следећој једначини:

$$p_{hA} = \rho gh, Pa \quad (4)$$

а апсолутни (укупни) притисак у тачки А добија се сабирањем притиска на слободној површини течности и хидростатичког притиска:

$$p_A = p_{hA} + p_a = \rho gh + p_a \quad (5)$$

На сличан начин може се одредити притисак у било којој тачки унутар простора течности.



Слика 2.3.1. Одређивање хидростатичког притиска

Једначина статике флуида у гравитационом пољу земље (једначина 3) је основа многих закона статике флуида. Наводе се следећи:

- Слободна површина течности је увек хоризонтална,
- У јединственом флуидном простору у истој хоризонталној равни притисци су једнаки,
- Архимедов закон – сила потиска која делује на потопљено тело делује навише једнака је производу запремине тела, густине флуида и убрзања земљине теже. Архимедов закон је најстарији писани закон механике флуида (пре више од 2000 година) који и данас важи у изворном облику,
- Паскалов закон – промена притиска у једној тачки флуидног простора изазива исту промену притиска у свим тачкама истог тог јединственог флуидног простора.

2.4 Динамика флуида

Проучавање кретања флуида је нешто сложеније у односу на кретање чврстих тела. Основне законитости механике флуида засноване су на два најпознатија закона класичне физике: закону о одржању енергије и закону о одржању материје.

2.4.1 Бернулијева једначина

Примењујући општи физички закон о одржању енергије на кретање флуида добија се позната Ојлерова диференцијална једначина за кретање флуида. Она се односи на устале (стационарне) струјања флуида. Реч је, дакле, о кретању флуида при коме се, у свакој тачки флуидног простора, током времена не мењају величине које карактеришу струјање (брзина, густина, притисак). Ако се ова једначина примени на струјања флуида у гравитационом пољу земље, добија се позната Бернулијева једначина која гласи:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz = \text{const}, \quad J / \text{kg} \quad (6)$$

где је:

v , m/s – брзина кретања флуида,

z, m – координата у правцу навише.

Из анализе једначине (6) произилази њена структура. Димензија (J / kg) указује на то да је реч о количини енергије по јединици масе. Поједини чланови једначине (6) представљају следеће:

- први члан: $\frac{v^2}{2}$ - количина кинетичке енергије,
- други члан: $\frac{p}{\rho}$ - количина притисне енергије,
- трећи члан: gz - количина потенцијалне енергије.

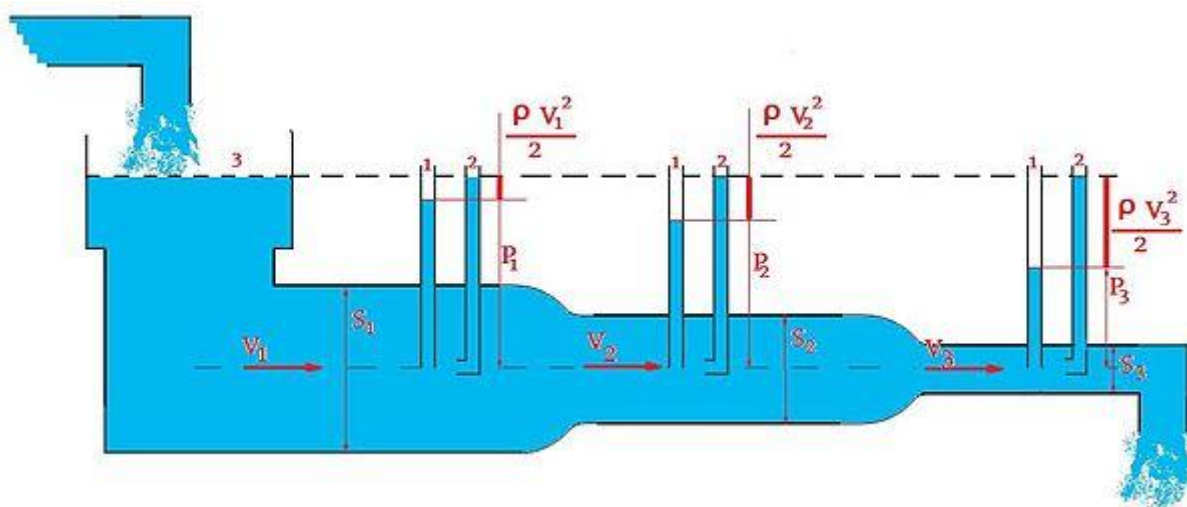
Збир количина положајне и притисне енергије представља укупну потенцијалну енергију флуида. То значи да се у случају кретања флуида може рећи да је збир потенцијалне и кинетичке енергије флуида константан дуж струјања. Једначина (6) представља брзинску форму Бернулијеве једначине. Ова позната једначина може се писати и у следећим формама:

• притисна форма: $\frac{\rho v^2}{2} + p + \rho gz = const, J / m^3$
(7)

• висинска форма: $\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z = const, J / N$
(8)

Ако се Бернулијева једначина примени на неку произвољну цев (сл. 2) добија се:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2, J / kg \quad (9)$$

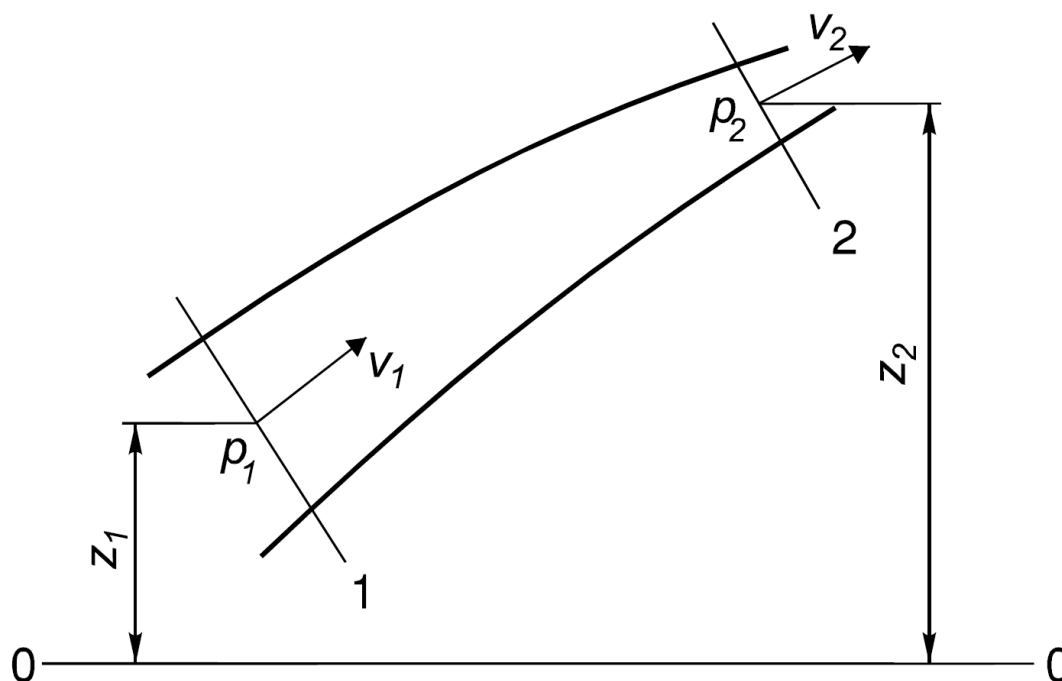


Слика 2.4.1. Бернулијева једначина

Претходни облици Бернулијеве једначине односе се на идеални флуид, односно флуид при чијем кретању нема трансформације флуидне енергије у топлотну услед трења. Код реалног флуида то трење постоји тако да проширена Бернулијева једначина гласи:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + \sum Hg, \text{ J / kg} \quad (10)$$

где је $\sum Hg$ – збир свих губитака услед трења дуж струјања. Ови губици настају услед вискозности флуида. Једначина (10) показује да је укупна количина енергије флуида у другом пресеку (2) једнака укупној количини енергије флуида у првом пресеку (1) умањеној за губитке енергије ($\sum Hg$) који су настали због отпора струјању од пресека 1 до пресека 2 (сл. 3).



Слика 2.4.1.1. Произвољна струјна цев
(1- први пресек струјне цеви, 2- други пресек цеви)

У случају ценовода, за које се најчешће и примењује Бернулијева једначина, у прорачунима треба узимати средњу брзину флуида.[5]

2.4.2 Једначина континуитета

Други важан закон класичне физике је закон о одржању материје (масае). У реалним условима рада хидрауличке технике важе закони класичне физике. Закон има једноставан облик:

$$m = \text{const} \quad (11)$$

За случај нестишљивих флуида који се проучавају у хидраулици сматра се да је:

$$\rho \approx \text{const} \quad (12)$$

Из претходног следи:

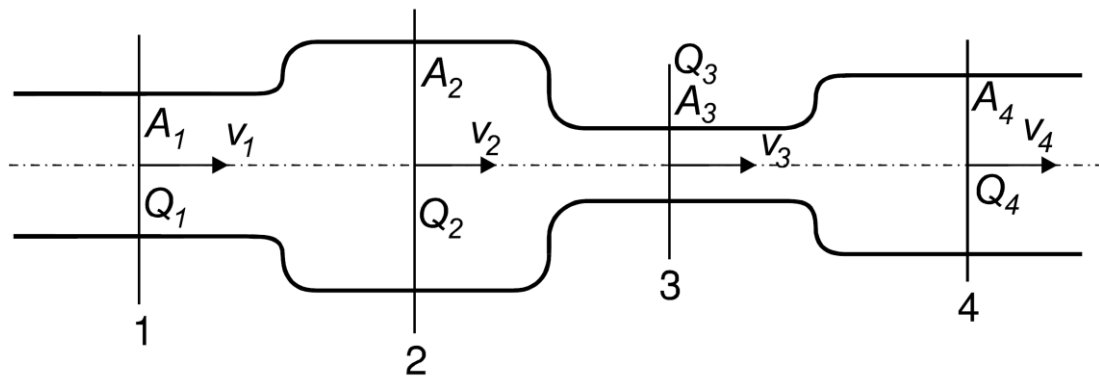
$$Q = v A = \text{const} \quad (13)$$

где је:

- v , m/s - средња брзина флуида у пресеку цеви,
- Q , m^3/s - запремински проток флуида кроз цев,
- A , m^2 - површина попречног пресека цеви.

Једначина (13) је **једначина континуитета за нестишљиве флуиде**. За конкретан случај (сл. 4) једначина гласи:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = A_1 v_1 = A_2 v_2 = A_3 v_3 = A_4 v_4 \quad (14)$$



Слика 2.4.2.1 Цев различитог пресека дуж ступања флуида

У претходном примеру, у једначини (14), средње вредности брзина флуида у попречном пресеку цеви. Средња вредност брзине флуида у цевима се дефинише на следећи начин:

$$v = \frac{Q}{A}, \quad m/s \quad (15)$$

где је:

- Q , m^3/s - запремински проток флуида кроз цевовод,
- A , m^2 - површина попречног пресека цеви. [1]

3.1 Хидраулички систем за пренос енергије

Сваки процес или машина, механизована или аутоматизована делимично или потпуно, садржи у основи управљачки систем и систем преноса снаге, који често аутоматичари упрошћено називају извршни органи. У пракси, систем преноса снаге често је веома компликован систем логички везаних агрегата и компонената, који може да буде технички већи од самог управљачког система.

Уљна хидраулика је у систему преноса снаге нашла своје основно поље примене када су у питању механизација и аутоматизација.

Пренос снаге може се вршити :

- **електричним,**
- **пнеуматским,**
- **механичким или**
- **хидрауличким путем.**

При томе се хидраулички пренос снаге подразумева два вида преноса :

- **хидростатички,**
- **хидродимички.**

Суштинска разлика између ова два вида хидрауличног преноса снаге је у томе да је носилац преноса снаге (енергије) код хидростатичког преноса притисак флуида, а код хидродимичког преноса брзина флуида. Чиста хидростатика је, на пример, преношење силе у хидраулици. Чиста хидродинамика је претварања енергије струје у турбинама хидроелектрана.

Први реализовани покушај примене хидростатичког преноса снаге реализован је пре нешто више од сто година (1882.године), и то на пресама, а флуид је била вода. Према томе, и у овој области технике пошло се од оног флуида који је био најпознатији и најприближнији човеку.

Даљи развој уљне хидраулике може се пратити ако се прати развој хидростатичког преноса снаге који је око 1900.године захваљујући двојици Американаца Williams-у I Janneys-у добио своју прву компоненту, аксијалну клипну пумпу са девет клипова и померљивом плочом. Ова пумпа остварила је притисак од 40 бара.

У току Другог светског рата (а и касније) ваздухопловство даје снажан подстрек развоју хидраулике. Низ уређаја на авионима добија команду и управљање преко хидрауличких система. После Другог светског рата истраживање, развој и акумулирано искуство из ваздухопловства почињу се интензивно користити у примени уљне хидраулике на машинама алаткама, грађевинским машинама, моторним возилима итд.

Развој нових стандардизованих и унифицираних компонената, од пумпи, преко разводника и вентила, до радних цилиндара, практично омогућава примену уљне хидраулике на сваком месту. Данас се, на пример, хидростатичка трансмисија (спојница и редуктор са хидростатичким погоном) сматра “идеалном трансмисијом” за пољопривредне машине и нову генерацију виљушкара.

Основне хидрауличке компоненте за пренос снаге представљају органе хидрауличног система који извршавају одређену радну функцију. Класификација и подела хидрауличких компонената извршена је према функцији самих компонената.

Хидрауличка пумпа је основни агрегат хидрауличног система. Она механичку енергију погона претвара у енергију струјања течности. За пренос снаге обично се користе запреминске пумпе које претварају механичку енергију доведену на улазно вратило пумпе у енергију кретања течности под притиском.

Хидромотор претвара енергију струјне течности у механички рад. Запремински хидромотори обично се деле на две групе и то :

- радне цилиндри који развијају механичку енергију при транслаторном кретању,
- хидромоторе у којима енергија струје течности претвара у механичку енергију обртног кретања вратила.

Хидраулички разводници и вентили су разводни и регулациони органи хидрауличких система. Разводници служе за развођење и усмеравање тока радног флуида. Они припремају процес управљања и при одговарајућем избору регулационих јединица омогућавају даљинско управљање као и аутоматизацију производних процеса.

Уљно-хидраулички филтер је орган за филтрирање. Његов задатак је да пречисти уље на повратку из хидромотора у резервоар или на улазу у пумпу.

Хидраулички хладњак, предгрејач уља и резервоар су органи за хлађење, грејање и складиштење медијума.

Уљно-хидраулички акумулатор је орган за акумулирање енергије.

У везивне органе спадају цевоводи, цревоводи и прикључци (везивна арматура). Постоје три врсте цевовода: усисни, потисни и повратни.

3.2 Предности и недостаци хидрауличких система

Оцену техничких предности хидрауличких система најбоље даје свакодневна пракса пројектовања и примене с обзиром на то да се при пројектовању пореде хидраулички системи за остварење одређених функција са електричним, механичким или пнеуматским системима. На пример, хидраулички систем за континуалну промену брзине (хидростатичка трансмисија) мора да се пореди са механичким вишестепеним мењачем на машини алатки или возилу и да покаже своје техничке и економске предности да би га пројектант машине усвојио као решење и дао му предност над механичким мењачем.

Да би се оваква поређења могла вршити, потребно је познавати извесне техничке особине уљне хидраулике које су опште, независно од система или примене. Заједничке позитивне карактеристике хидраулике огледају се у следећим **предностима**:

1. Пренос великих сила уређајима малих димензија. Довољно је упоредити хидрауличку пумпу, на пример снаге од 30 kW, са одговарајућим електромоторним или неком радном машином (водена пумпа, компресор), па видети да су димензије компонената уљне хидраулике знатно мање. Димензије пумпи и хидромотора пет до десет пута су мање од димензија електромотора исте снаге.

2. Пренос од великих на мале брзине без посебних степенстих преносника. Хидростатичка трансмисија омогућава остварење великих преносних односа, са високим степеном искоришћења, без икаквих додатних степенстих преноса.

3. Континуална регулација брзине преко пригушника и регулатора протока, као и континуална регулација притиска преко регулатора притиска. Већ сама могућност континуалног регулисања, на пример, брзине уређаја једног радног стола машине алатке или силе притискивања притискивача пресе јасно показује да се уљно-хидрауличким системом преноса снаге може лако остварити оно што је посебан проблем за друге системе. Поређења ради, може се замислити какав је механички преносник потребан за регулацију броја обртања од 0-1500 o/min и како би то изгледало са електричним преносником.

4. Није потребна посебна анализа да се покаже да би механички и електрични пренос снаге у овом случају био технички потпуно неприкладан и тешко упоредив са уљно-хидрауличким преносом снаге.

5. И највећи радни цилиндри (Ø300 mm, Ø400 mm, Ø500 mm и више) лако и меко мењају правац кретања и не оптерећују машину ударним оптерећењима.

6. Безударна промена смера обезбеђује се применом кочнице на крају хода радног цилиндра, одговарајућим преливним вентилима у водовима хидромотора или применом вентила са предуправљањем и регулацијом брзине. Масе елемената су мале, те је и мала инерција кретања, а могуће је постићи потпуно безударну и меку промену правца релативно простим хидрауличким конструктивним елементима.

7. Хидраулички уређаји се одликују поузданошћу и дугим радним веком. У стационарним условима неки хидраулички уређаји раде 15-20 година. Радни век пумпи и хидромотора под оптерећењем достиже 20.000 часова. Хидраулички системи могу да раде у свим климатским условима.

8. Пумпе и хидромотори у номиналном режиму рада имају висок степен искоришћења. Запремински степен искоришћења клипних пумпи и мотора достиже $\eta_v = 0,98 - 0,99$, механички $\eta_{meh} = 0,96 - 0,98$ а укупни степен искоришћења $\eta_v = 0,95 - 0,96$.

9. Лако прелажење са обртног на транслаторно кретање или обртно

10. Могућност примене аутоматизације.

Недостаци хидрауличног система су:

1. неопходност велике чистоће радне течности (уља) при монтажи и раду система,
2. опасност од цурења уља из система услед високих радних притисака у хидрауличком систему,
3. зависност основних параметара система од спољних температурних услова и температуре радне течности (уља),
4. сложеност монтаже хидрауличног система. [2]

4.1 Основни принципи пројектовања хидрауличких система

Приликом пројектовања система за принос енергије пројектант мора се анализирати сврсисходност и ефикасност примене механичког, хидрауличког, електричног, пнеуматичког или комбинованог система у постизању циља постављеног пројектом. То значи да се морају утврдити техничке и економске предности, као и недостаци сваког од њих, па се на основу анализе доноси одлука о пројектовању и примени најповољнијег система за предвиђене услове рада.

Изабрани систем за пренос енергије мора да задовољава постављене техничке и економске услове.

Анализа економске оправданости система за пренос енергије веома је сложена јер на њену објективност и поузданост утиче велики број разноврсних фактора. Из тих разлога, осим набавне цене система, морају се анализирати и други параметри, као што су: степен искоришћења система, обезбеђеност услова одржавања погонске спремности система, снабдевеност резервним деловима, поузданост у раду система, ефективност рада посматраног система, време експлатације система, квалитет испоруке система итд.

Пројектовање хидрауличких система за пренос енергије веома је сложен и специфичан задатак, а његова успешност зависи од квалитета претходних анализа, као што су анализе елемената који улазе у састав хидрауличког система, затим од избора радних параметра система – притиска (p) и протока (Q), избора одговарајућих компонената система, анализе и избора одговарајућег радног флуида, избора одговарајућих мерних и контролних места у систему, њиховог распоређивања, дефинисања одговарајућих мерних и контролних средстава и др. Правилан избор параметра хидрауличког система, радног флуида и компонената система сагласно условима и режиму у коме ће систем обављати своју функцију омогућује дуготрајно и поуздано функционисање одабраног хидрауличког система, а тиме и функционисање објекта у који је систем уграђен.

Применом стандардних компонената и елемената хидрауличког система омогућује се њихова лака заменљивост када из било ког разлога изгубе своју функцију, чиме се знатно утиче на смањење времена у застоју система, а тиме и на повећање продуктивности рада објекта у који је систем уграђен.

На основу претходних анализа треба сачинити документе који произилазе из домена истраживања, припреме и реализације пројекта хидрауличког система, а на основу којих се систем може верификовати. Сваки пројекат хидрауличког система треба да садржи следеће документе :

- пројектни задатак којим се дефинишу технички и други захтеви,
- функционалну хидрауличку и електричну шему система,
- прорачун главних хидрауличких и механичких параметра на основу којих се врши избор механичких, хидрауличких и електричних компонената и пратеће опреме хидрауличког система,
- монтажну шему хидрауличког система са листом уградње компонената,
- шему диспозиције хидрауличког система на објекту у који се уграђује,

- техничку документацију нестандартних елемената и компонената, који се морају израђивати по посебној поруџбини,
- технички опис хидрауличног система, са описом технологије рада,
- прецизно упутство за руковање и одржавање хидрауличног система,
- листу резервних делова, елемената и посебних уређаја као подсистема који се уграђују у хидраулички систем.

Техничке и економске услове поставља корисник хидрауличног система. Они треба да су јасни и конкретни.

Техничким захтевима дефинисани су: функционисање система, редослед рада и операција које систем изводи, време обављања одређених радних циклуса, силе, моменти, врсте кретања и брзине којима систем располаже у току експлоатације, радни услови у којим се ефикасно може користити хидраулички систем, ограничења која систем може имати у току рада, поузданост и ефикасност у раду система, услови одржавања током рада система, степен искоришћења система и радни век система у дефинисаним условима експлоатације.

У економске захтеве корисника хидрауличног система спадају: набавна цена система, рок испоруке, трошкови експлоатације, и одржавања хидрауличног система, начин набавке и услови набавке резервних делова система, степен искоришћења система у нормалним условима рада, радни век система под прописаним условима експлоатације и др.

Параметри хидрауличног система проучавају се на основу техничких захтева. Прво се анализира и дефинише потребна сила система, затим снага, брзина и поузданост система, а потом се одређују радни притисак и проток радног флуида у систему. У пракси се показало да су у хидрауличким системима најекономичнији притисци од око 300 бара, док се за више и ниже притиске маса хидрауличног система повећава, а тиме и његове димензије, што пројектни задатак чини сложенијим.

4.1.1 Пројектни задатак за пројектовања хидрауличног система

Пројектни задатак дефинише пројектант хидрауличног система у сарадњи са пројектантом објекта у који се хидраулички систем уграђује. Пројектни задатак треба да садржи техничке и економске захтеве.

Технички захтеви морају да буду недвосмислени и да се у њима види крајњи циљ пројектовања хидрауличног система, односно да се сагледају ефекти који се желе постићи у техничком домену применом система који се пројектује. Технички услови утврђују се на основу договора са пројектантима, али их поставља корисник опреме сагласно условима и режиму рада у којима ће систем функционисати.

На основу техничких услова дефинишу се радни услови у којима хидраулички систем треба да функционише у току експлоатације. За пројектанта хидрауличног система веома је важно да су радни услови прецизно дефинисани, а уколико нису – пројектант мора приступити анализи рада објекта у чијем се склопу налази

пројектовани систем, на основу којег ће се дефинисати номинални услови рада система. Да би се прицизно дефинисао пројектни задатак који се поставља приликом пројектовања хидрауличког система, неопходно је добро познавање објекта у који се систем уграђује, а то подразумева да треба знати:

- намену и врсту објекта у који се уграђује хидраулички систем- машина алатка, ваздухопловни објекат, пловни објекат, трактор, хидро или термоелектрана, железара итд.,
- услове у којима објекат обавља своју функцију, уз најбољи степен искоришћења, а у које спадају метеоролошки услови, агресивност околине (кисела средина атмосфере, дејство хемијских материјала и сл.), запрљаност околине прашином, опилцима, песком и др., температура околине и њене промене (пустински услови, тропска или арктичка клима) и други карактеристични подаци значења за поуздан рад хидрауличког система,
- време рада анализираниог објекта (повремени рад или рад у једној, две, односно три смене у току дана),
- потребну поузданост рада објекта, као и хидрауличког система који се у тај објекат уграђује (нпр.код авиона или подморница поузданост овог система мора бити већа него код машина алатки)
- радни век објекта, са којим мора бити усаглашен и радни век хидрауличког система.

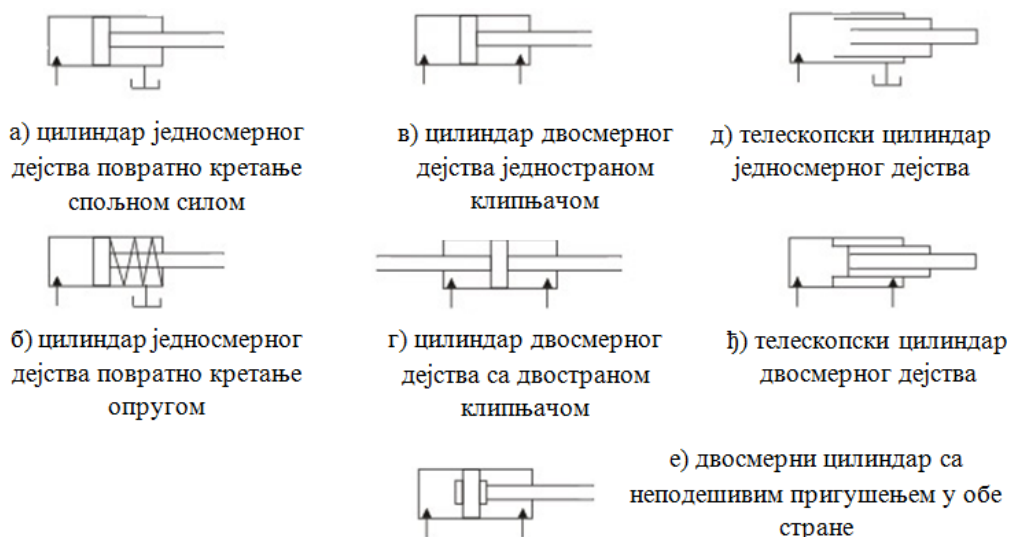
4.2 Прорачун параметара хидроцилиндра

Радни цилиндар је запремински хидрмотор са праволиниским наизменичним кретањем радног органа (клипа или плунжера) у односу на тело цилиндра. Транслаторно кретање клипа може се претворити у обртно (угаоно) помоћу кривајног механизма или озубњене летве редуктора.

У зависности од захтева које пред радне цилиндри намеће радни циклус машине, као и од величине брзине и сила које морају да развију њени извршни органи, примењују се цилиндри разних типова и различитих начини њиховог укључивања у хидраулички систем.

Према самој конструкцији разлику се:

- радни цилиндар са једностраном клипњачом (цилиндар који има излаз клипњаче у једну страну),
- радни цилиндар са двостраном клипњачом (цилиндар код кога клипњача излази на две стране),
- радни цилиндар једностраног дејства (цилиндар у коме се кретање клипа под дејством радне течности врши само у једном смеру),
- радни цилиндар двосмерног дејства (цилиндар у коме се кретање клипа под дејством радне течности врши само у оба смера),



Слика 4.2.1. Символи цилиндара

За систем пресе биће коришћен цилиндар двосмерног дејства. Радна сила пресовања је експериментално добијена и износи 3000 N, пречник клипа је 50 mm, прорачунавамо радни притисак пресовања. Прорачун радног притиска врши се по следећој релацији:

$$F = \frac{p \cdot d^2 \cdot \pi}{4 \cdot 1000} , kN \quad (16)$$

где је:

- p - притисак [bar],
- d - пречник клипа [mm].

Ако се из релације 16 изрази притисак, релација добија следећи облик:

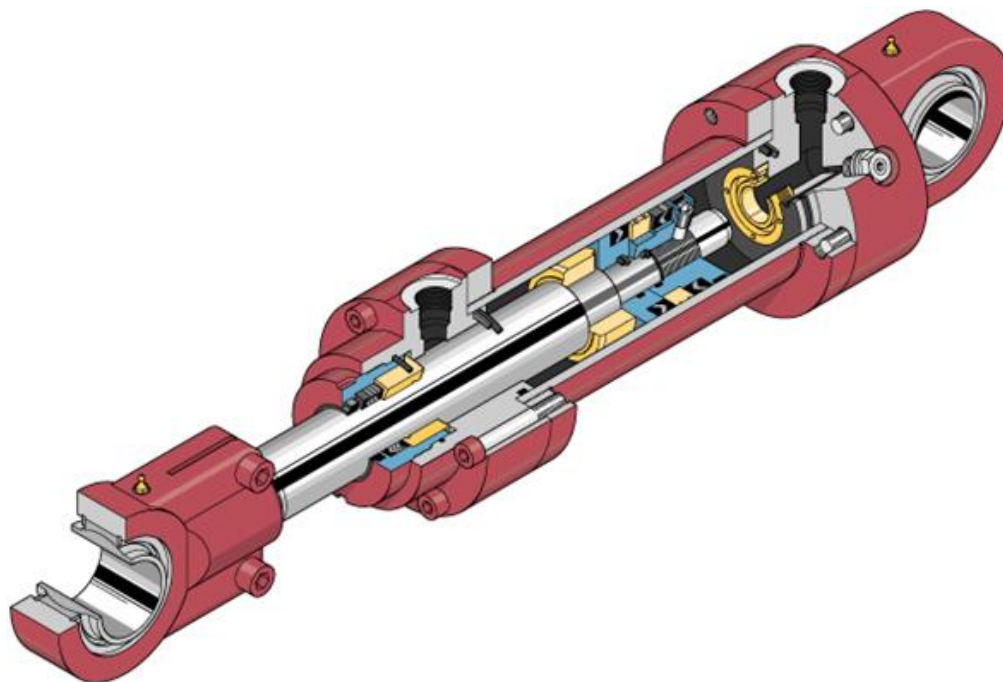
$$p = \frac{40000F}{d^2 \pi} \quad (17)$$

односно,

$$p = \frac{40000 \cdot 3}{50^2 \cdot \pi} = \frac{120000}{78550} = 15,28 , bar \quad (18)$$

За даљи прорачун усваја се 20 бара, као резерва стабилности система.

Облик радног цилиндра према каталогу “Прве Петолетке” носи ознаку “D”.



Слика 4.2.2. Пресек хидрауличног цилиндра двосмерног дејства

4.3 Прорачун потребних карактеристика хидрауличке пумпе

Пумпе су важне компоненте хидрауличног система које механичку енергију погонске машине (електромотора или мотора са унутрашњим сагоревањем) претварају у енергију струјања течности (притисну и кинетичку).

Основни захтеви који се постављају при избору и пројектовању пумпе у хидрауличком систему су следећи: да пумпа обезбеди потребан проток радне течности, при одговарајућем притиску, да поуздано ради током предвиђеног радног века и да има што мању масу и запремину, односно да је то мањих димензија како би се лако могла уклопити у пројектовани систем. Пумпе треба да имају што мању масу и запремину због примене високих притисака и великог броја обртаја (што се обезбеђује само пумпама мањих маса и запремина). Савремене пумпе раде под притисцима од 350 до 500 bar, а достижу 5 000 обртаја у минуту, док се код хидрауличких система који се користе у ваздухопловству број обртаја креће од 12000 до 18000 у минуту.

Од пумпи се очекује да обављају своју функцију поуздано - у широким температурним опсезима и на различитим надморским висинама, као и да при раду не производе велику буку и шуме. Поред тога, при изради пумпи захтева се максимална једноставност и што нижа цена израде.

Основни циклуси у раду пумпе су усисавање и потискивање радне течности. У циклусу усисавања радне течности радни органи пумпе стварају разлику притиска између радне течности у резервоару и у усисним коморама пумпе. Под дејством ове разлике притиска течност пуни радне коморе пумпе. Потискивање течности обавља се према радним органима пумпе, при чему се течности предаје механичка енергија која обезбеђује њено одвођење под потребним притиском до хидромотора, који ту енергију користи.

У зависности од облика коморе и начина рада пумпе се разврставају на обртне или роторске (зупчасте, крилне и завојне), клипне, мембранске, центрифугалне и др. Често се пумпе малих димензија (зупчасте и крилне) потапају у радну течност која се налази у резервоару, чиме се избегава могућност усисавања ваздуха кроз нехерметичне склопове и прикључке пумпе, али се тако отежава контрола рада пумпе.

4.3.1 Проток, снага и степен искоришћења пумпе

Проток пумпе представља запреминску или масену количину радне течности коју пумпа потисне у јединици времена.

С обзиром на реалне услове у којима пумпа остварује своју функцију, разликују се:

- теоријски (рачунски) проток Q_t и
- стварни (корисни) проток Q .

Теоријски проток обртне пумпе одређен је укупном променом запремине радних комора у јединици времена, односно производом радне запремине пумпе и броја обртаја вратила пумпе у јединици времена.

Радна запремина обртне пумпе подразумева укупну промену запремине радних комора у току једног обртаја вратила. Дакле, радна запремина обртне пумпе представља њен теоријски проток који се оствари за један обртај вратила. Теоријски проток пумпе за један обртај вратила назива се и специфичним протоком (q). Ако се пође од наведених дефиниција, минутни теоријски проток пумпе може се одредити једначином:

$$Q_t = q \cdot n = w \cdot z \cdot n, \text{ m}^3/\text{min} \quad (19)$$

где је:

- q - радана запремина пумпе m^3 ,
- w - радна запремина једне коморе у пумпи m^3 ,
- z - број комора у пумпи,
- n - број обртаја вратила пумпе у минути o/min .

Стварни проток пумпе представља проток радне течности при одређеним вредностима притиска и вискозитета течности, броја обртаја пумпе и других параметара који утичу на запреминске губитке течности у пумпи. Величина овог протока мања је од теоријског протока за количину радне течности која исцури кроз слабо заптивена места на спојевима и прикључцима пумпе. На основу одређеног запреминског протока пумпе и утврђене реалне вредности протекле радне течности може се израчунати запремински степен искоришћења пумпе.

Он је одређен односом стварног и теоријског протока пумпе, а може се представити једначином:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \leq 1 \quad (20)$$

Теоријска снага пумпе одговара теоријском протоку радне течности коју пумпа потисне при одређеном притиску (p) у потисном воду. Ова се снага може изразити једначином.

$$P_t = Q_t \cdot p \quad \text{Nm/s} \quad (21)$$

На вратило пумпе мора се довести већа снага (P_{pog}) због појаве губитака снаге приликом преноса од погонске машине до пумпе, као и због других губитака снаге у пумпи који су последица механичког трења и вискозног отпора трењу течности. Ти механички губици снаге одређују се као разлика између погонске и теоријске снаге која се доводи на вратило пумпе, а могу се изразити следећом једначином:

$$\Delta P = P_{\text{pog}} - P_t \quad (22)$$

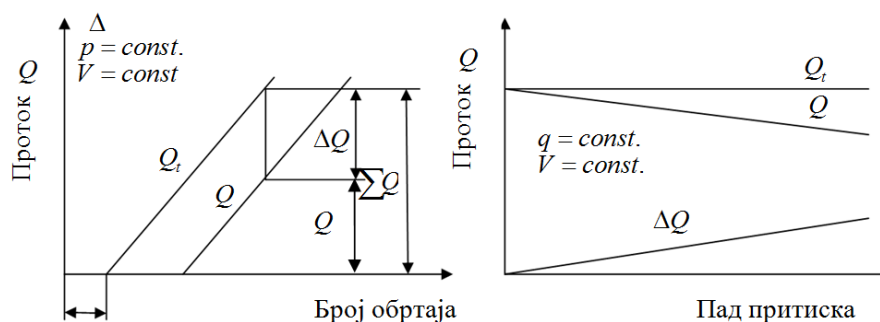
Механички степен искоришћења пумпе одређен је односом теоријске и погонске снаге пумпе. Он обухвата механичке губитке снаге, а може се изразити једначином:

$$\eta_{\text{meh}} = \frac{P_t}{P_{\text{pog}}} \leq 1 \quad (23)$$

Укупан степен искоришћења пумпе одређује се производом запреминског и механичког степена искоришћења. Може се изразити следећом једначином:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_{\text{meh}} \leq 1 \quad (24)$$

На слици 7 представљена је зависност протока, а тиме и снаге пумпе, као и њеног степена искоришћења, од броја обртаја вратила пумпе и пада притиска у пумпи.



Слика 4.3.1.1. Дијаграм зависности протока пумпе од броја обртаја пумпе и пада притиска

Посматрањем дијаграма на слици може се закључити да се при повећању притиска стварни проток пумпе (Q) линеарно смањује уколико не постоје запремински губици при усисавању радног флуида. Ако постоје губици радног флуида услед цурења, количина исцуреле течности (ΔQ) условљена је падом притиска и линеарно зависи од вредности пада притиска (Δp). Уколико се има у виду да се величине зазора са променом брзине струјања радне течности не мењају, а да је брзина струјања течности кроз зазоре (брзина цурења течности) знатно већа од брзине клизних делова који образују зазоре, количина радне течности која исцури кроз зазоре практично не зависи од броја обртаја пумпе и има сталну вредност. Уколико је број обртаја пумпе мањи од (n_0), пумпа неће остварити потребан пад притиска (Δp). [3]

У теорији која је сада детаљно обрађена може се приступити пројектовању пумпе за потребе пресе. Почетни услови су дати у претходном излагању, навешћемо их поново да се не би враћали на почетак. Почетни услови за одабир пумпе су:

- радни притисак хидрауличког система пресе износи 20 бара,

- брзина кретања клипњаче 2 m/s.
- усвојићемо пречник хидрауличног цилиндра- пречник клипа је 50 mm,
- ради ход цилиндра је 200 mm.

Запремина радне коморе цилиндра при потискивању рачуна се према следећем обрасцу:

$$V = A \cdot h, l \quad (25)$$

Пошто се проток пумпе одређује у литрима, све димензије при порачунавању потребно је претворити у dm . Површина пречника клипа је:

$$A = \frac{(0.5 \cdot 0.5)^2 \cdot 3.14}{4} = 0.19625, dm^3 \quad (26)$$

Ход клипа $h = 200 mm$, запремина цилиндра може се добити применом једначине 21, и она износи:

$$V = 0.19625 \cdot 2 = 0.3925, dm^3 \quad (27)$$

Усваја се да је запремина потисне коморе цилиндра $V = 0.4 [l]$. Брзина кретања клипа дата је општом једначином:

$$v = \frac{s}{t}, m/s \quad (28)$$

где је:

- v - брзина кретања клипа, m/s ,
- s - ход клипа, m ,
- t - време, s .

Полазећи од задате брзине кретања клипњаче 2 m/s , заменом у једначину 28, добија се:

$$2 = \frac{0.2}{t}, m/s \quad (29)$$

Из једначине 29 добија се да је $t = 0.1 [min]$. Заључује се да је за један ход клипњаче потребно 6 секунди. Коначно добијају се сви параметри за одређивање потребног протока пумпе, и поставиће се следећа релација:

$$0,4 \cdot 0,1 = Q \cdot 1 \quad (30)$$

одакле добија се,

$$x = \frac{0,4}{0,1} = 4, dm^3 \quad (31)$$

Радни притисак хидрауличног система је 20 бара. Ово се сматра ниским притиском у хидраулици, зато се одлучује за зупчасту пумпу јер најбоље задовољава однос цене и квалитета за дати притисак. Запремински степен искоришћења зупчастих пумпи је 0,9 заменом у једначину 16, добија се,

$$Q_t = Q \cdot 0,9 = 4 \cdot 0,9 = 4,44 \text{ , } dm^3 \quad (32)$$

Произвођач ових пумпи у Србији је “Прва Петолетка” из Трстеника. Опредељење за ову компанију је из разлога сервисирања пумпи и брзе испоруке производа. У каталогу Прве Петолетке понуђене пумпе приближне траженим карактеристикама су:

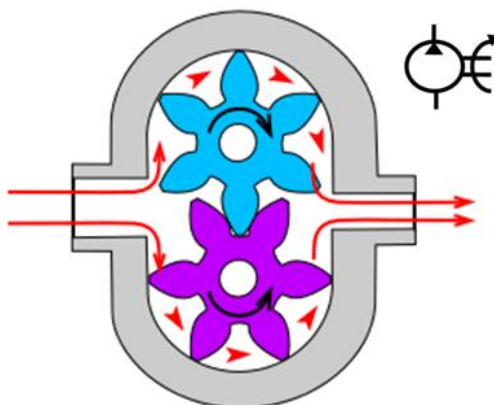
- 3115.472.28М радне запремине 2,66 dm^3 и ,
- 3115.473.28М радне запремине 4,2 dm^3 .

Број обртаја датих пумпи је од 500-2100 o/min , усваја се 1500 o/min . Разлог усвајања овог броја обртаја пумпе је постојање стандардног електромотора са истом карактеристиком. Пошто су на располагању горе наведене пумпе које прилоком обраћа вратила при брзини од 1500 o/min дају протоке за 3115.472.28М и 3115.473.28М респективно,

$$Q = 2,66 \cdot \frac{1500}{1000} = 3,9 \text{ , } dm^3 \quad (33)$$

$$Q = 4,2 \cdot \frac{1500}{1000} = 6,3 \text{ , } dm^3 \quad (34)$$

Имплементираће се пумпа 3115.472.28М, зато што би одабиром друге пумпе систем постао знатно бржи од траженог.



Слика 4.3.1.2. Зупчаста пумпа

4.4 Прорачун параметара електромотора

Пројектује се електромотор за хидраулички систем са следећим параметрима:

- проток пумпе од $3,9 \approx 4 \text{ , } l/min$,
- радни притисак 20 бара, за прорачун снаге електромотора усваја се око 20% више и он износи 25 бара.

Већ је истакнуто да је број обртаја електромотора 1500 o/min . Релација 31 користи се за израчунавање потребне снаге електромотора,

$$P = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta_{uk}} \text{ , } kW \quad (35)$$

где је:

- p - притисак , bar ,
- Q - проток пумпе , l / min ,
- η_{uk} - укупни степен корисног дејства

према томе добија се,

$$P = \frac{35 \cdot 4}{600 \cdot 0.8} = 0.208 , kW \quad (36)$$

Усвајамо мотор 2.5 kW .

4.5 Избор вентила за ограничење притиска

Вентили сигурности намењени су за ограничавање притиска у хидрауличком систему. Преливни вентили примењују се у хидрауличком систему у потребном домену, при чему, за разлику од вентила сигурности чији је рад повремениг карактера, преливни вентили раде непрекидно. Врло често се прави грешка, па се ове две групе вентила поистовећују.

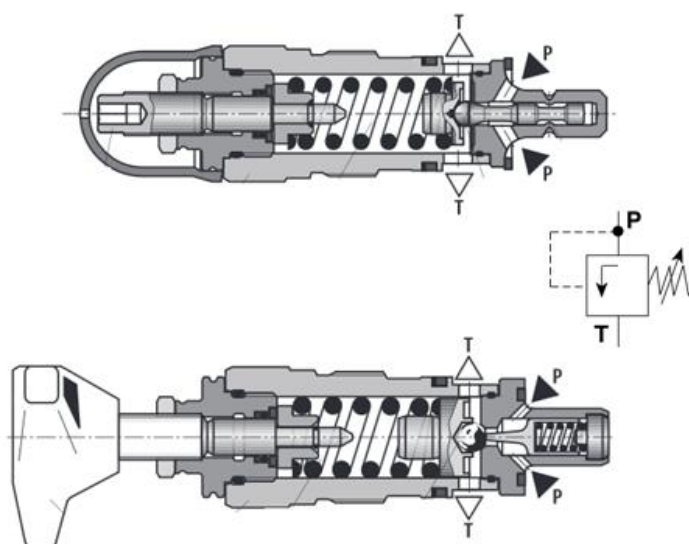
Вентил сигурности је вентил повремениг дејства, који ограничава пораст притиска радне течности на улазу у хидраулички систем изнад задате вредности. При снижавању притиска испод притиска отварања, вентил треба да чврсто затвори пролазни отвор, при томе грешка у притиску отварања треба да буде што је могуће мања и да није већа од 1-2%. Осим тога вентил треба да има минималан дисконтинуитет у притисцима на улазу и излазу, а такође минималан дисконтинуитет у притисцима при различитим протоцима течности кроз вентил.

По принципу дејства разликује се:

- вентил директног дејства, вентил код кога се геометриске димензије радног отвора, или број отвора, мењају у зависности само од деловања радне течности на њега.
- вентил индиректног дејства, регулисани вентил код кога се геометриске димензије радног отвора, или броја отвора мењају не само у зависности од деловања радне течности која кроз њега пролази, него и у зависности од допунских специјалних уређаја.

Принцип рада вентила заснива се на уравнотежавању притиска радне течности који на њих делује, силе у опрузи и противпритиском. Када сила притиска течности која делује на вентил премаше силу оптерећења вентил се помера са свога седишта и отвара пролаз течности.

Обично се вентил сигурности регулише на притисак који је већи од номиналног за 10-20%. У пракси вентил задовољава рад у границама промене протока 100:1. [2]



Слика 4.5.1. Вентил сигурности

Вентил сигурности који ће се уградити носи ознаку 127-8 2100-01, произвођача Прве Петолетке, са подрочијем подешавања притиска од 5-63 бара.

4.6 Избор електромагнетног разводника

Разводник течности или разводни уређај, је хидраулични уређај намењен за развод течности између делова и уређаја хидрауличне мреже и њених огранака. По конструктивној изведби разводници течности деле се углавном на три групе:

1. Разводници код којих се развод течности остварује помоћу уздужног (аксијалног) кретања цилиндричног или плочастог разводног елемента.
2. Разводници код којих се развод течности остварује помоћу обртног кретања разводног елемента (клипа).
3. Вентилски разводници, код којих се развод течности остварује наизменичним отварањем и затварањем отвора помоћу вентила различитих конструкција (тањирасти, са куглицом и др.).

По принципу дејства разликује се:

- разводник директног дејства, код кога спољашњи сигнал делује непосредно на радни орган разводника (клип, чеп и др.).
- разводник индиректног дејства, код кога спољашњи сигнал делује на његов орган преко допунског специјалног уређаја (сервоуређаја).

По броју радних положаја разликује се: двоположајни разводник, који има два различита утврђена положаја радног органа, троположајни који има три различита утврђена положаја свог радног органа, и разводник који има неколико различитих положаја свог радног органа.

Разводник који ће се уградити у хидрауличку инсталацију машине за пресовање је троположајни разводник командован електромагнетом. Хидрауличка шема разводника је “Е”, произвођача Прва Петолетка.

Ознака електромагнетног разводника је 177-01В0Н/АС200



Слика 4.6.1. Електромагнетни разводник

4.7 Филтри и филтрирање радне течности

Филтри су посебни уређаји у којима се радна течност чисти од разних примеса. Те примесе налазе се у радном флуиду као продукти оксидације уља – у обилку вискозних хемијских спојева, затим као продукти настали хабањем делова хидроагрегата или као честице које у радни флуид доспевају споља, нарочитио честице прашине које највише продиру у резервоар течног флуида.

Анализа талога на филтрима показује да се, осим основних састојака прашине, у талогу налазе и честице оксида бакра, олова, кадмијума, натријума, и др., који настају као резултат оксидације метала и легура. На основу тога се врши избор хидрауличног агрегата. Органски део талога на филтрима износи од 20 до 30%.

Извор нечистоће у радном флуиду могу бити нове пумпе у периоду пробног рада и уходавања, па је због тога такав радни флуид неопходно пропустити кроз одређене филтре пре него што се употреби у хидрауличком систему.

Обично се сматра да је филтрација радног флуида задовољавајућа ако величина капиларних канала филтрационог материјала није већа од најмањег зазора између клизних делова хидроагрегата за који је филтар намењен. У складу с тим, пумпе са чеоним разводом захтевају финију филтрацију него пумпе са раднијалим разводом јер је раван танки слој радног флуида у чеоном разводу мање дебљине него слој радног флуида у разводном склопу радијалног типа.

Сматра се да је утицај нечистоће у радном флуиду на интезитет трења деловања заптивног склопа исти као и утицај једнаких по величини неравнина ових делова, које настају при њиховој обради. Ако се ово има у виду, онда честице нечистоће чије су димензије мање од једног микрометра не би требало знатније да утичу на хабање делова подмазиваног клизног склопа. Осим тога, није спорно да ће абразивне честице које су веће од дебљине подмазујућег уљаног слоја изазвати повећано хабање делова хидрауличног агрегата. Мерењима је установљено да дебљина уљаног подмазујућег слоја може бити већа од једног микрометра, али су тврде честице веће од једног микрометра непожељне као примесе у радном флуиду, због чега је неопходно његово филтрирање.

Посебно строги захтеви у погледу финоће филтрирања и дозвољене концентрације нечистоће постављају се кад су у питању филтри хидрауличких система у ракетној техници, јер се од аутоматских система у овој области захтева висока поузданост у раду. [4]

Хидраулички систем пресе поседује повратни филтер, ова врста филтера се најчешће примењује у хидрауличким системима. Филтер се налази у повратном воду, флуид који се креће од цилиндра ка резервоару се филтрира, то значи да се радни флуид од система враћа филтриран у резервоар. Филтер у себи има и преливни вентил који реагује када се филтер задрља, притисак који се тада јави у повратном воду, активира индетификациону лампу, која нам сигнализира да је потребно извршити замену филтра, а пожељно је и променити уље у систему. На слици 11 је приказан повратни филтер.



Слика 4.7.1. Повратни филтер

4.8 Манометри

Манометар је инструмент за мерење статичког притиска гасова и течности већих од атмосферског притиска. Показује само разлику између атмосферског и притиска који се мери. Манометри намењени за мерење притиска у гасовима и течностима мале вискозности, без кристализације. Посебно се препоручују за мерење притиска у агресивним срединама какве су у прехранбеној, фармацеутској, хемијској и петрохемијској индустрији. Уколико је мерно место изложено вибрацијама или другим механичким дејствима, препоручује се употреба манометара пуњених глицерином или силиконским уљем, у зависности од температуре мерног места. За мерења у процесима где су присутне течности високе вискозности или масноће, ради изолације мерног инструмента од мереног медија потребна је употреба мембранских сепаратора.

По начину рада манометри се деле на:

- хидрауличке - Овај тип ради на принципу спојених посуда. Обично је у облику латиничног слова У и делимично испуњен са радном течношћу (вода, жива, алкохол). Један крај цеви је обично отворен према нормалном атмосферском притиску, а други је спојен са извором мереног притиска. Течност у цеви ће се померати на различите висине у зависности од разлике притисака на крајевима цеви. Пошто је цев баждарена, разлика притисака се једноставно читава са скале.
- механичке - Притисак се овде мери на основу деформације еластичног тела, које мења димензије под деловањем притиска. Еластични елемент је обично издужена комора. Комора је везана са казаљком која показује притисак на баждареној скали. Еластичне коморе су Бурдонова цев, мембрана, капсула или мех.

Бурдонова комора је названа по француском научнику Бурдону, који ју је измислио 1849. То је обично спљоштена метална цевчица чији је један крај отворен, причвршћен за кућиште да не може да се помера и изложен деловању притиска који се мери. Други крај цеви је затворен али се слободно покреће кад се цев стеже и растеже

под деловањем притиска. То покретање затвореног краја цеви се преноси на казаљку преко подесног механизма.

У систему хидрауличне пресе користи се манометар који ради на принципу Бурдонове цеви из разлога што је таква врста манометра доступна, тачност манометра задовољава потребе система, цена је приступачна. Манометра са Бурдоновом цеви приказана је на слици 12.



Слика 4.8.1. Манометар

5.1 Функционална шема хидрауличког система

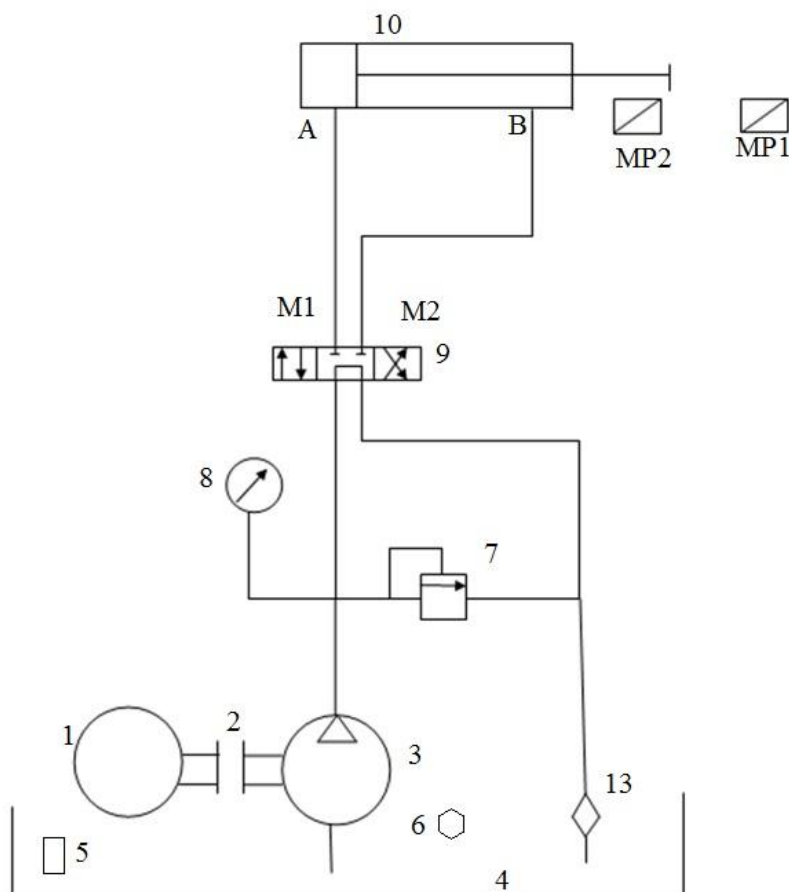
Функционална шема хидрауличког система представља шему везе свих компонената и уређаја који улазе у његов састав. Она илуструје принцип рада хидрауличког система. Из функционалне шеме не види се конструкциона решења и конструкционе величине појединих елемената система, већ само њихова међусобна веза у систему. Хидраулички елементи у функционалним шемама означавају се искључиво симболима. Они представљају азбуку споразумевања стручњака за примењену хидраулику и хидрауличке системе.

При изради функционалне шеме хидрауличког система главни задатак пројектанта састоји се у томе да обезбеди све постављене функције хидрауличког система које су наведене у техничким захтевима. Прво се мора анализирати готова шема система, помоћу које се контролише функционисање целокупног система и анализира међусобни утицај појединих подсистема у хидрауличком систему. Сложеније шеме обично представљају скуп више подсистема, односно основних шема које су на одговарајући начин повезане у јединствену целину.

Функционална шема илуструје начин рада хидрауличког система. Хидрауличке компоненте у систему, означене симболима, међусобно су повезане линијама које представљају водове. Ти водови имају функцију усисног, потисног, повратног и преливног вода, а представљају се путем линија, док се управљачки водови представљају испрекиданим линијама. Симболи хидрауличких компонената су стандардизовани. Све компоненте представљају се у положају пре почетка рада.

Означавање прикључних отвора и начин активирања система такође су стандардизовани. Из функционалне шеме не виде се геометријске карактеристике компонената хидрауличног система, већ само начин њиховог функционисања.

5.2 Хидрауличка шема



Слика 5.2.1 Хидраулична шема

Стартовањем електромотора (1) врши се покретање зупчaste пумпе (3) преко еластичне спојнице (2). Зупчаста пумпа усава флуид из резервоара (4) на коме се налазе следећи уређаји: нивостат – показивач нивоа уља у резервоару (5), наливник за доливање уља (6).

Зупчаста пумпа преко хидрауличке инсталације допрема уље под притиском према вентилу за ограничење притиска који уједно служи и као вентил сигурности целе инсталације (7). Истовремено уље долази до електромагнетног разводника (9) као и до манометра (8) који детектује вредност притиска у инсталацији.

Електромагнетни разводник у неутралном положају је опточан, односно спојена је комуникација пумпа резервоар преко повратног филтера (13) уље се враћа у резервоар. У истом положају блокирани су водови према цилиндру (10), А и Б.

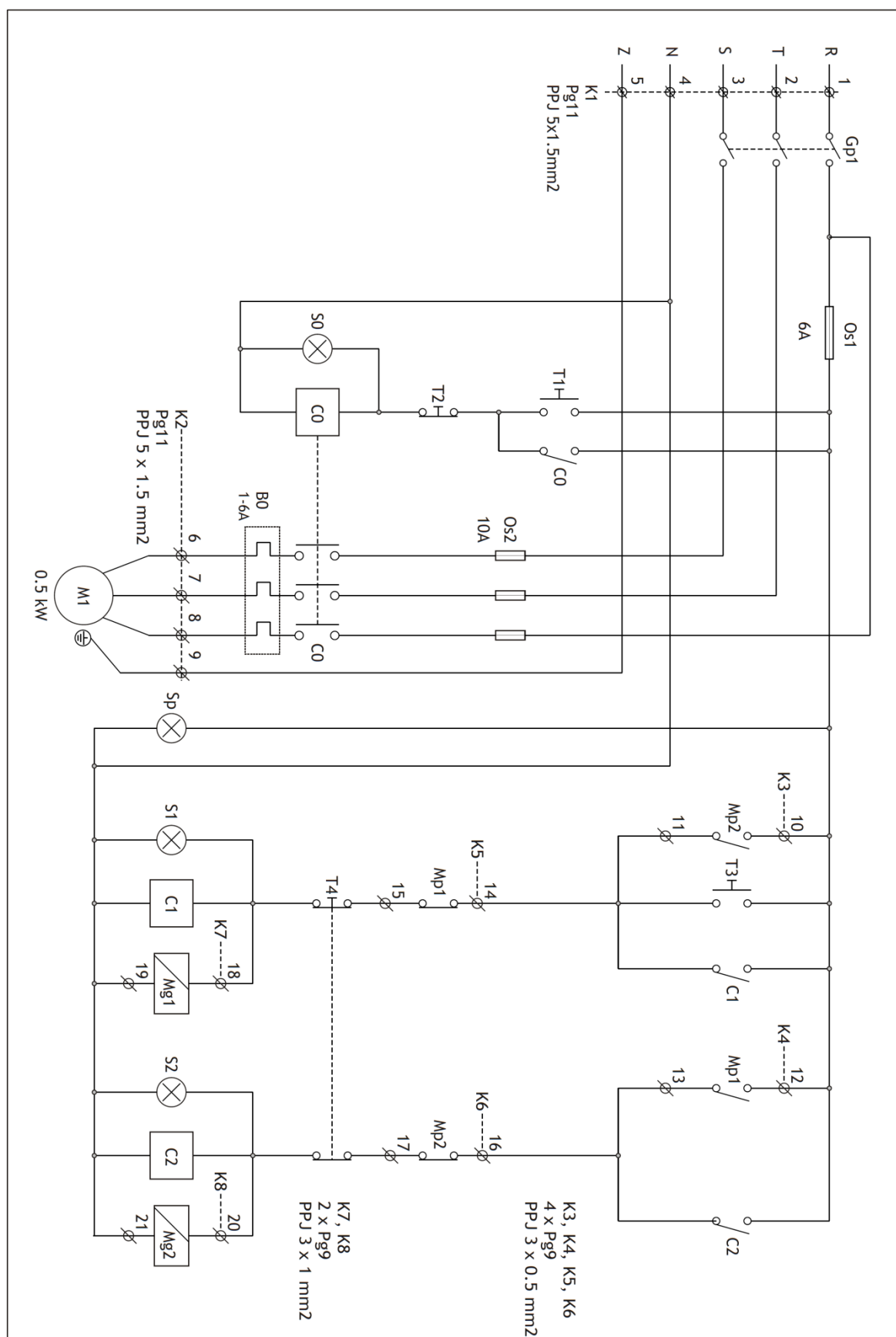
Цилиндар се налази у почетном положају, то значи да је клипњача увучена. Када је укључен магнет М1 електромагнетног разводника спојена је комуникација П-А и

цилиндр се креће напред, врши се пресовање, уље из коморе Б враћа се у резервоар. Када се заврши процес пресовања што значи да је цилиндар у крајњем извученом положају активира се микропредич 1 (12). Сигнал са микропрекидача 1, шаље се истовремено на искључивање магнета 1 и укључивање магнета 2.

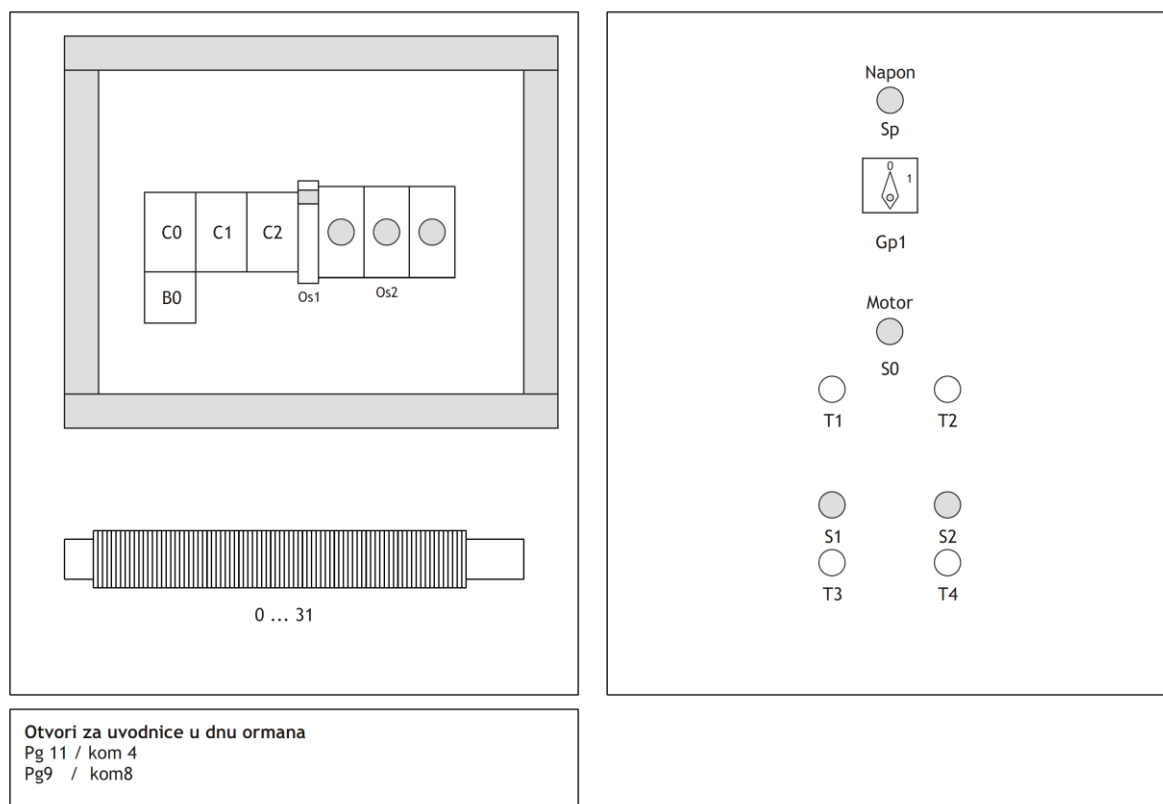
Када је активран магнет М2, врши се промена положаја разводног клипа чиме се остварује комуникација П-Б, А-Т. Променом смера кретања уља врши се и промена смера кретања цилиндра све до активирања микропрекидача М2. Овим је завршен циклус пресовања једне лименке. Активирањем микропрекидача М2 започиње нови циклус.

5.3 Електрична шема

Актирањем гребенастог прекидача доводи се напон у електроинсталацију. Када је доведен напон може се стартовати електромотор хидрауличког агрегата, притском на дугме **старт** чиме се пали зелена идентификациона лампица. Притском дугмета **старт процес** укључује електромагнет М1 електромагнетног разводника. Притском **стоп процеса** процес пресовања се зауставља. Притском тастера стоп искључује се електромотор хидрауличког агрегата. Искључивањем гребенастог прекидача машина више није под напоном.



Слика 5.3.1 Електрична шема



Слика 5.3.2 Изглед електричног ормара

6.1 Конструкција цилиндра

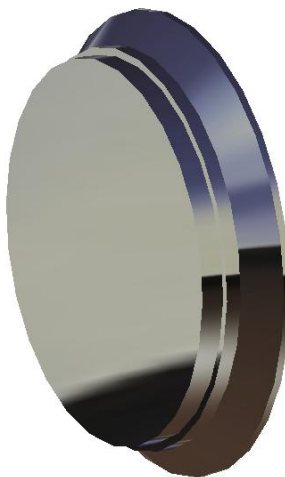
Конструисање врши се у софтверском програму САТИА, који је намењен за 3-Д моделирање. У раду се неће дати детаљан приказ самог моделирања, јер се сматра да је то опште познато.

Цеви цилиндра се израђују као пулуфабрикат дефинисан спољним и унутрашњим пречником. Унутрашност цеви је ролована или хонована површина у толеранциском Н8 или Н9. Код конструкције цеви потребно је нагласити дозвољено геометриско одступање концентричности навоја цеви и хоноване-роловане површине.



Слика 6.1.1 Цев цилиндра

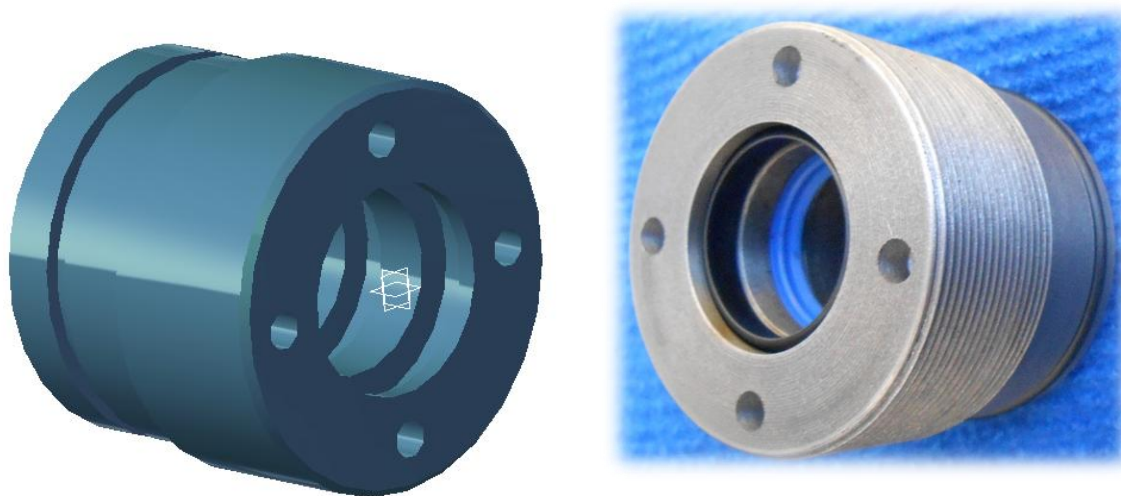
Данце цилиндра не представља витални део цилиндра, потреба је остварити преклоп у контакту са цеви цилиндра. Потребно је дати одговарајући конус на данцету, где ће се касије вршити заваривање данцета и цеви.



Слика 6.1.2 Данце

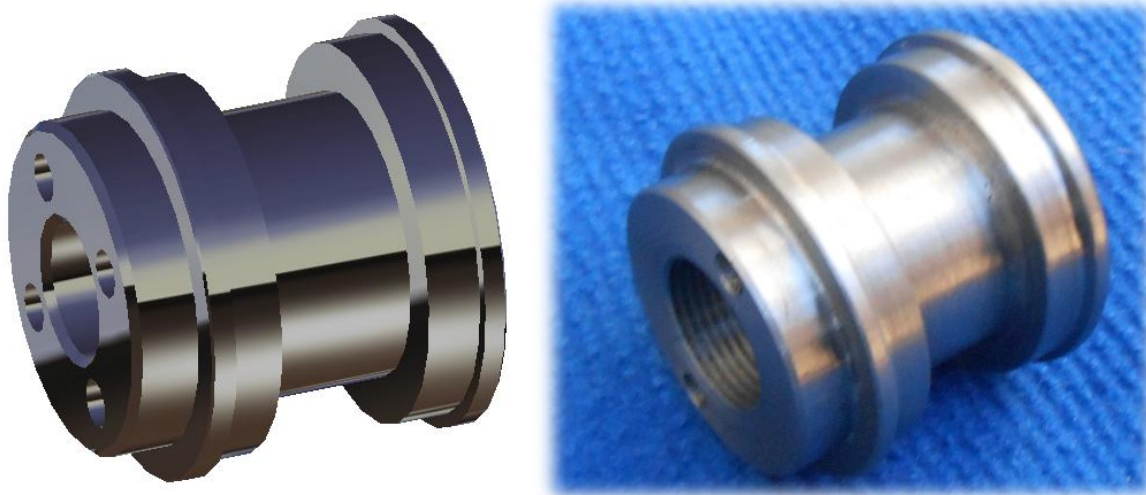
Вођица представља један од виталних делова цилиндра. Задатак вођице је да спречи цурење хлуида из комере вишег притиска у атмосферску средину и то на местима споја вођице са клипњачом и вођице са цевком цилиндра. Пошто је вођица од SLN 250, што значи да нема водећих трака, потрено је оставрити налегање у толеранцији Н8 како би се клипњача водила по унутрашњој површини вођице. У случају

челчне вођице налегање би било са зазором од 0,2-0,3 mm. У вођицу се уграђују заптивни материјали и то: О-ринг, Манжетна, и брисач.



Слика 6.1.3 Вођица

Клип је један од виталних елемената цилиндра, навојном везом се везује за клипњачу. Клип на себи има манжетну симко 5, која преко водећих трака належе на унутрашњу – хоновану површину цеви цилиндра. Потребно је прорачунати навојну везу клипа и клипњаче и обезбедити осигурање од одвијања.



Слика 6.1.4 Клип

Клипњача је елеменат преко кога се преноси сила силу пресовања и оптерећена је на извијање. Клипњача се купује као полупбрикат дефинисан пречником, дебљиним хромираног слоја и врстом термохемиске обраде.

Предња прирубница је елемент којим се врши везивање хидрауличког цилиндра за радну машину. Прорачунава се на савијање, потребно је одабрати нисколегиране челике, што више побољшати заварљивост.



Слика 6.1.5 Прирубница заварена за цев цилиндра

Након израде свих компоненти хидрауличког цилиндра, делови се дају служби за контролу која контролише делове са радничким цртежима. Пошто су делови добро направљени прелази се на процес монтаже и испитивања хидро цилиндра.



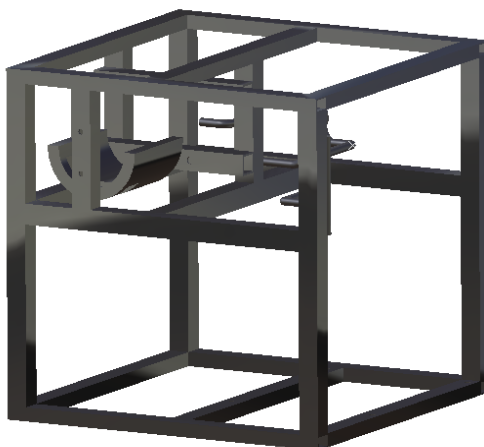
Слика 6.1.5 Компоненте цилиндра



Слика 6.1.6 Коначан изглед цилиндра

7.1 Конструкција рама

Рам пресе треба конструисати тако да све компоненте хидрауличног и електричног система унутар њега. Рам треба конструисати тако да зона деловања силе цилиндра буде ојачана додатном конструкцијом. У обом случају није реч о великој сили пресовања па се конструктор искуствено дефинише потребна ојачања. Рам пресе је направљен од кутијатог профила 30 x 30 x 3 и 30 x 20 x 2 mm.



Слика 7.1.1 Модел рама



Слика 7.1.1 Рам машине

8.1 Производни процес машине

Принцип рада машине – пресе за балирање лименке Укључивањем гребенастог прекидача доводи се напон који напаја пресу електричном енергијом.

Укључивањем прекидача за стартовање електромотора остварује се и други услов за почетак рада пресе за балирање, тако што се у том тренутку ништа не дешава – креће осим хидрауличног уља које због средњег положаја разводника кружи из резервоара преко зупчaste пумпе и разводника преко повратног филтера поново у резервоар. У том тренутку положај клипњаче цилиндра је у задњи крајњи положај, а лименка је спремна за балирање јер се налази у простору балирања.

Укључивањем „старт процеса“ укључује се и електромагнет разводника М1 тако да се оствари померање клипа разводника чији канали који су спојени (П → А), тако да долази уље под притиском у већу комору цилиндра (површина клипа) и он почиње да врши кретање ка предњој крајњој тачки чиме се остварије балирање- пресовање лименке.

Пошто је спојен канал П → А мора бити спојен канал Б – > Р , а он остварује не сметан пролаз уља из мање коморе цилиндра преко повратног филтера до резервоара.

Када цилиндар одради прво ресовање лименке његов крајњи положај активира микропрекидач (МП1). Његов задатак је да изврши промену смера кретања цилиндра. То се остварује тако што његов сигнал искључује електромагнет М1, а укључује електромагнет М2.

Сада се дешава да се цилиндар креће из предње крајне тачке ка задњој крајњој тачки чиме отвара простор уласку следеће лименке за балирање јер је предходна избалирана кроз прорез за излазак отишла у магацин балираних лименки.

Цилиндар када стигне до крајне задње тачке значи да је једна процес балирања лименке завршен, али пошто у том положају он активира микропрекидач МП2 он ће остварити аутоматски промену смера кретања уља па ће се циклус континуирано поновити што се зове аутоматски рад пресе.

Преса ће тако радити све док се не укључи тастер „стоп процеса " који има задатак да заустави употпуности циклус балирања, а пумпа ће и даље радити на празно.

Укључивањем тастера „стоп мотора“ искључује се и рад електромотора за покретање зупчaste пумпе.

Искључивањем гребенастог прекидача скида се и напон напајања машине.



Слика 8.1 Изглед машине за пресовање лименки



Слика 8.2 Машина у процесу пресовања

9.1.1 Техничка документација пумпе

orgva oetoletka HYDRAULICS	Zupčaste pumpe 3115 Gear pumps 3115	
	VISOKOG PRITISKA, SA SPOLJAŠNJIM OZUBLJENJEM HIGH PRESSURE, WITH OUTER GEARING	

- Velika hidraulička snaga
- Specijalno uležištenje zupčanika
- Automatska regulacija aksijalnog zazora
- Dobar zapreminski i mehanički stepen korisnog dejstva
- Jednostavna i robusna konstrukcija uz male gabarite
- Dobar učinak i u najtežim radnim uslovima
- Serijska proizvodnja sa strogom kontrolom kvaliteta
- Više varijanti izvođenja:
 1. Standard
 2. DM - prema DIN standardu
 3. SAE - prema SAE standardu
 4. CV - sa cilindričnim oblikom pogonskog vratila
 5. SN - specijalne, za ugradnju na traktore
- High hydraulic power
- Special supporting gear bearings
- Automatic regulation of axial clearance
- High volumetric and mechanical efficiency
- Simple and robust construction, with small overall dimensions
- Satisfactory performance under the heaviest duties
- Serial production with accurate control
- of quality
- Several pump types:
 1. Standard
 2. DM - to DIN standards
 3. SAE - to SAE standards
 4. CV - with cylindrical shaft
 5. SN - special pumps, application on tractors

PRESEK - PRINCIP RADA
SECTION - MODE OF OPERATION

1. Zupčasti par 2. Kućište 3. Ležaji 4. Zadnji poklopac 5. Prednji poklopac 6. Osovinska zaptivka 7. Zaptivka za sprečavanje spoljašnjeg curenja 8. Zaptivka za kompenzaciju aksijalnog zazora	1. Couple of gears 2. Housing 3. Bearings 4. Rear cover 5. Front cover 6. Shaft seal 7. Seal to prevent exeternal leakage 8. Axial clearance compensating seal
---	---

POGON

Pumpe se pogone preko elastične spojnice. Radijalne i aksijalne sile nisu dozvoljene. Ako se pumpe pogone preko kaišnika ili zupčanika neophodno je izabrati pumpu sa dodatnim ležajem u prednjem poklopcu.

DRIVE ARRANGEMENTS

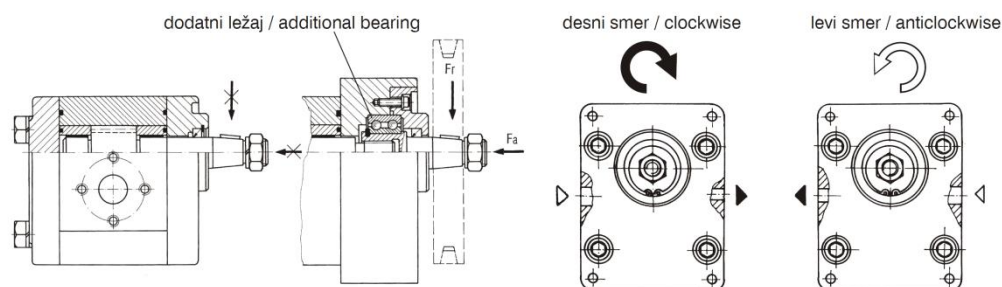
The pumps are driven by flexible coupling. Radial and axial forces on to driven shaft are not permissible. If the pump by V-belt or gear wheel driven is, then must be pump with additional

SMER OBRTANJA

Pumpe se isporučuju za rad u levom ili desnom smeru obrtanja. Nije dozvoljen rad pumpe u suprotnom smeru. Smer se određuje posmatranjem pumpe sa čela pogonskog vratila i označen je strelicom na prednjem poklopcu.

DIRECTION OF ROTATION

Clockwise or anticlockwise (looking on shaft). The pump may only be driven in the direction indicated. Direction of rotation is marked on the front cover.

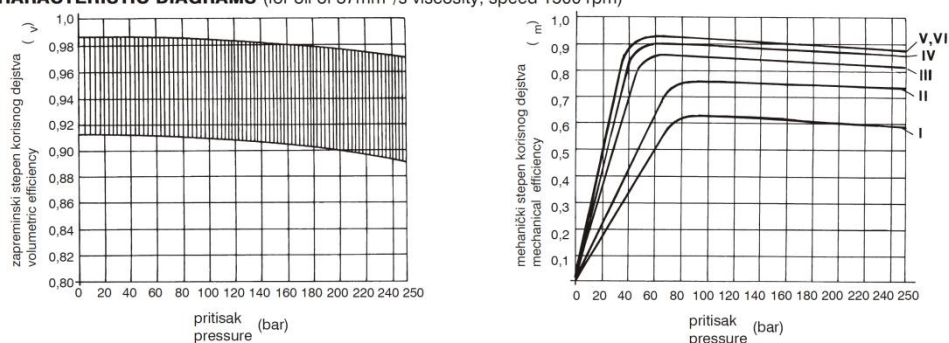


TEHNIČKE KARAKTERISTIKE TECHNICAL DATA

Simbol Symbol			
Priključivanje vodova Line connection	otvori sa navojem ili priрубnice threaded ports or flanges		
Smer obrtanja Rotation direction	levi ili desni anticlockwise or clockwise		
Položaj ugradnje Mounting position	proizvoljan optional		
Način pogona Drive mode	obrnim momentom:	bez dodatnog ležaja (radijal. i aksijal. sile nisu dozvoljene) sa dodatnim ležajem (radijal. i aksijal. sile su dozvoljene)	
	with torque:	without additional bearing (rad. and axial forces not perm.) with additional bearing (radial and axial forces permissible)	
Temperatura okoline (°C) Ambient temperature	-20 ... +40		
Protok, pritisak, broj obrtaja Flow, pressure, speed	u tabelama na narednim stranicama given in tables on following pages		
Finoća filtriranja (m) Filtering fineness	usisni vod suction line	150	
	potisni vod pressure line	25	
Potpritisak u usisnom vodu Suction line permissible subpressure (bar)	0,25		
Nadpritisak u usisnom vodu Suction line permissible overpressure (bar)	0,50		
Radna tečnost Working fluid	mineralno ulje mineral oil		
	viskozitet viscosity (mm²/s)	optimalni: optimal:	16 ... 90 / kratko pri startu: intermittent for starting: 800
	temperatura temperature (°C)	-20 ... +80	

KARAKTERISTIČNI DIJAGRAMI (za ulje viskoziteta 37mm²/s, 1500 o/min)

CHARACTERISTIC DIAGRAMS (for oil of 37mm²/s viscosity, speed 1500 rpm)



ZUPČASTE PUMPE 3115 - STANDARD

GEAR PUMPS 3115 - STANDARD

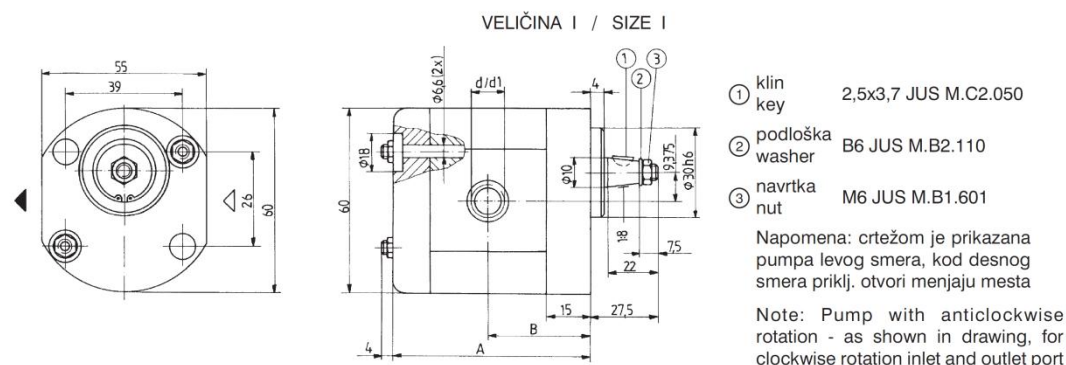
TEHNIČKE KARAKTERISTIKE TECHNICAL DATA

oznaka designation			radna zapremina displacement (cm ³)	pritisak pressure		broj obrtaja speed			masa mass (kg)				
veličina size	levi smer anticlockwise	desni smer clockwise		nom.	max	min	nom.	max					
				(bar)		(min ⁻¹) (rpm)							
I	3115.417.67M	3115.417.68M	0,66	175	210	750	1500	3500	0,5				
	3115.418.67M	3115.418.68M	1,06						0,5				
II	3115.471.28M	3115.471.29M	1,66	200	250	750	1500	3000	1,0				
	3115.472.28M	3115.472.29M	2,66						1,2				
	3115.473.28M	3115.473.29M	4,2						1,7				
III	* ZPB.474.28M ¹⁾	ZPB.474.29M ²⁾	6,6	250	300	500	1500	2000	3,2				
	* ZPB.474.34M ³⁾	ZPB.474.35M ⁴⁾						3000	3,8				
	ZPB.475.28M ⁵⁾	ZPB.475.29M ⁶⁾	11,0					2000	3,4				
	* ZPB.475.34M ⁷⁾	ZPB.475.35M ⁸⁾						3000	4,1				
	ZPB.920.28M ⁹⁾	ZPB.920.29M ¹⁰⁾	14,0					2000	3,5				
	* ZPB.920.34M ¹¹⁾	ZPB.920.35M ¹²⁾						3000	4,2				
	ZPB.476.28M ¹³⁾	ZPB.476.29M ¹⁴⁾	16,0					3000	3,7				
	* ZPB.476.34M ¹⁵⁾	ZPB.476.35M ¹⁶⁾						2000	4,2				
								160	200	500	1500	3000	
	IV	3115.477.28M	3115.477.29M					26,66	200	250	500	1500	3000
* 3115.477.34M		3115.477.36M	8,2										
3115.478.28M		3115.478.29M	33,33	7,4									
* 3115.478.34M		3115.478.35M		8,8									
V	3115.479.19M	3115.479.20M	42	200	250	500	1500	2500	11,9				
	* 3115.479.25M	3115.479.26M							13,7				
	3115.480.19M	3115.480.20M	53,33						12,0				
	* 3115.480.25M	3115.480.26M							14,0				
	3115.481.19M	3115.481.20M	66,66						12,5				
	* 3115.481.25M	3115.481.26M							14,1				
VI	3115.482.19M	3115.482.20M	83,33	175	210	500	1500	2500	15,0				
	* 3115.482.25M	3115.482.26M							19,0				
	3115.484.19M	3115.484.20M	106,66						20,3				
	* 3115.484.25M	3115.484.26M							23,5				

* Pumpe sa ležajem u prednjem poklopcu
Pumps with the bearing located in the front cover

Stare oznake: 1) 3115.474.28M 5) 3115.475.28M 9) 3115.920.28M 13) 3115.476.28M
Previous designations: 2) 3115.474.29M 6) 3115.475.29M 10) 3115.920.29M 14) 3115.476.29M
3) 3115.474.34M 7) 3115.475.34M 11) 3115.920.34M 15) 3115.476.34M
4) 3115.474.35M 8) 3115.475.35M 12) 3115.920.35M 16) 3115.476.35M

UGRADNI CRTEŽ (mere u mm) MOUNTING DRAWING (dimensions in mm)



Oznaka Designation		radna zapremina displacement (cm ³)	Usisni otvor Inlet port	Potisni otvor Outlet port	A	B
levi / anticlockwise	desni / clockwise		d	d1		
3115.417.67M	3115.417.68M	0,66	M14x1,5	M12x1,5	44,5	31,25
3115.418.67M	3115.418.68M	1,06			47,5	32,75

ZUPČASTE PUMPE 3115 - STANDARD

GEAR PUMPS 3115 - STANDARD

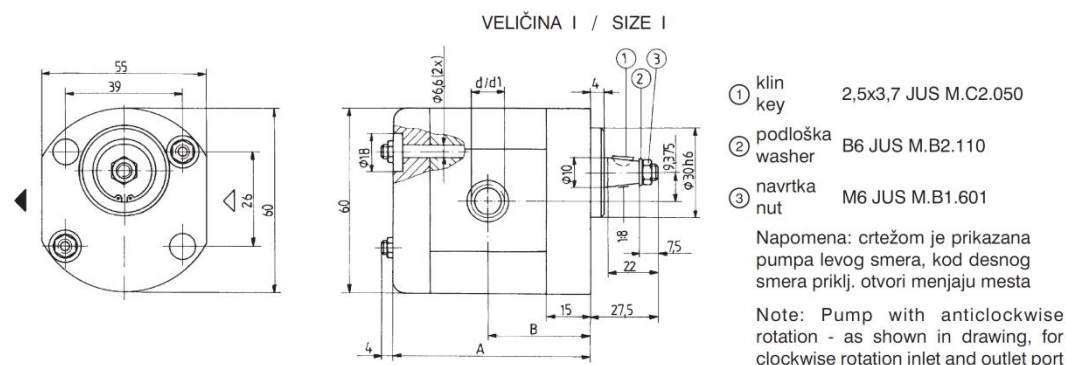
TEHNIČKE KARAKTERISTIKE TECHNICAL DATA

oznaka designation			radna zapremina displacement (cm ³)	pritisak pressure		broj obrtaja speed			masa mass (kg)				
veličina size	levi smer anticlockwise	desni smer clockwise		nom.	max	min	nom.	max					
				(bar)		(min ⁻¹) (rpm)							
I	3115.417.67M	3115.417.68M	0,66	175	210	750	1500	3500	0,5				
	3115.418.67M	3115.418.68M	1,06						0,5				
II	3115.471.28M	3115.471.29M	1,66	200	250	750	1500	3000	1,0				
	3115.472.28M	3115.472.29M	2,66						1,2				
	3115.473.28M	3115.473.29M	4,2						1,7				
III	ZPB.474.28M ¹⁾	ZPB.474.29M ²⁾	6,6	250	300	500	1500	2000	3,2				
	* ZPB.474.34M ³⁾	ZPB.474.35M ⁴⁾						3000	3,8				
	ZPB.475.28M ⁵⁾	ZPB.475.29M ⁶⁾	11,0					2000	3,4				
	* ZPB.475.34M ⁷⁾	ZPB.475.35M ⁸⁾						3000	4,1				
	ZPB.920.28M ⁹⁾	ZPB.920.29M ¹⁰⁾	14,0					2000	3,5				
	* ZPB.920.34M ¹¹⁾	ZPB.920.35M ¹²⁾						3000	4,2				
	ZPB.476.28M ¹³⁾	ZPB.476.29M ¹⁴⁾	16,0					3000	3,7				
	* ZPB.476.34M ¹⁵⁾	ZPB.476.35M ¹⁶⁾						2000	4,2				
								160	200	500	1500	3000	7,0
	IV	3115.477.28M	3115.477.29M					26,66	200	250	500	1500	3000
* 3115.477.34M		3115.477.36M	7,4										
3115.478.28M		3115.478.29M	33,33	8,8									
* 3115.478.34M		3115.478.35M		11,9									
V	3115.479.19M	3115.479.20M	42	200	250	500	1500	2500	13,7				
	* 3115.479.25M	3115.479.26M							12,0				
	3115.480.19M	3115.480.20M	53,33						14,0				
	* 3115.480.25M	3115.480.26M							12,5				
	3115.481.19M	3115.481.20M	66,66						14,1				
	* 3115.481.25M	3115.481.26M							15,0				
VI	3115.482.19M	3115.482.20M	83,33	175	210	500	1500	2500	19,0				
	* 3115.482.25M	3115.482.26M							20,3				
	3115.484.19M	3115.484.20M	106,66						23,5				
	* 3115.484.25M	3115.484.26M											

* Pumpe sa ležajem u prednjem poklopcu
Pumps with the bearing located in the front cover

Stare oznake: 1) 3115.474.28M 5) 3115.475.28M 9) 3115.920.28M 13) 3115.476.28M
Previous designations: 2) 3115.474.29M 6) 3115.475.29M 10) 3115.920.29M 14) 3115.476.29M
3) 3115.474.34M 7) 3115.475.34M 11) 3115.920.34M 15) 3115.476.34M
4) 3115.474.35M 8) 3115.475.35M 12) 3115.920.35M 16) 3115.476.35M

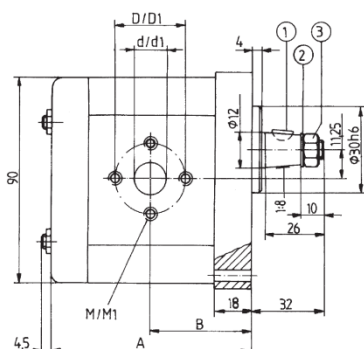
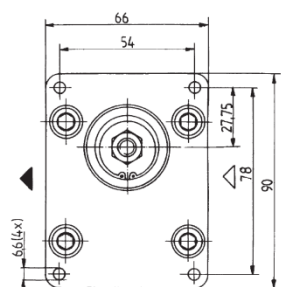
UGRADNI CRTEŽ (mere u mm) MOUNTING DRAWING (dimensions in mm)



Oznaka Designation		radna zapremina displacement (cm ³)	Usisni otvor Inlet port	Potisni otvor Outlet port	A	B
levi / anticlockwise	desni / clockwise		d	d1		
3115.417.67M	3115.417.68M	0,66	M14x1,5	M12x1,5	44,5	31,25
3115.418.67M	3115.418.68M	1,06			47,5	32,75

UGRADNI CRTEŽ (mere u mm)
MOUNTING DRAWING (dimensions in mm)

VELIČINA II / SIZE II



- ① klin key 3x5 JUS M.C2.050
- ② podloška washer B8 JUS M.B2.110
- ③ navrtka nut M8 JUS M.B1.601

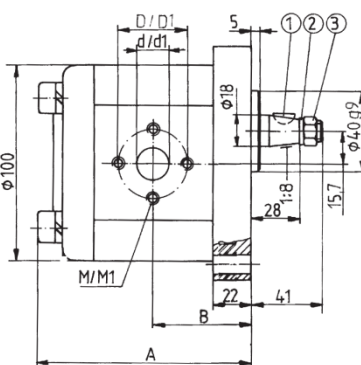
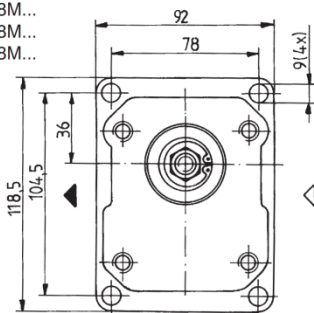
Napomena: crtežom je prikazana pumpa levog smera, kod desnog smera priklj. otvori menjaju mesta

Note: Pump with anticlockwise rotation - as shown in drawing, for clockwise rotation inlet and outlet port

Oznaka Designation		radna zapremina displacement (cm ³)	Usisni otvor Inlet port			Potisni otvor Outlet port			A	B
levi / anticlockwise	desni / clockwise		Ød	ØD	M	Ød1	ØD1	M1		
3115.471.28M	3115.471.29M	1,66	7	26	M6/10	4	26	M6/10	75,5	39,75
3115.472.28M	3115.472.29M	2,66	8	26		5	26		78,5	41,25
3115.473.28M	3115.473.29M	4,2	10	28		7	26		83	43,5

ZPB.474.28M...
ZPB.475.28M...
ZPB.920.28M...
ZPB.476.28M...

VELIČINA III / SIZE III

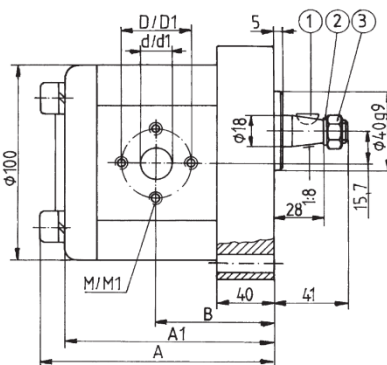
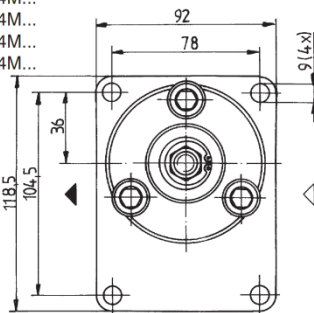


- ① klin key 4x6,5 JUS M.C2.050
- ② podloška washer B12 JUS M.B2.110
- ③ navrtka nut M12 JUS M.B1.601

Napomena: crtežom je prikazana pumpa levog smera, kod desnog smera priklj. otvori menjaju mesta

Note: Pump with anticlockwise rotation - as shown in drawing, for clockwise rotation inlet and outlet

ZPB.474.34M...
ZPB.475.34M...
ZPB.920.34M...
ZPB.476.34M...



Oznaka Designation		radna zapremina displacement (cm ³)	Usisni otvor Inlet port			Potisni otvor Outlet port			A	A1	B
levi / anticlockwise	desni / clockwise		Ød	ØD	M	Ød1	ØD1	M1			
ZPB.474.28M	ZPB.474.29M	6,6	12	30	M6/13	8	26	M6/13	97	-	49
ZPB.475.28M	ZPB.475.29M	11,0	16	36		10	28		104,6	-	54
ZPB.920.28M	ZPB.920.29M	14,0	20	39,7	M8/13	13,5	30,2	M6/13	109,6	-	52
ZPB.476.28M	ZPB.476.29M	16,0	20	40		12	30		112,9	-	59,5
ZPB.474.34M	ZPB.474.35M	6,6	12	30	M6/13	8	26	M6/13	130,3	118,1	74
ZPB.475.34M	ZPB.475.35M	11,0	16	36		10	28		137,6	125,4	78
ZPB.920.34M	ZPB.920.35M	14,0	20	40	M8/16	12	30	M6/16	142,6	130,4	81
ZPB.476.34M	ZPB.476.35M	16,0	20	40		12	30		145,9	133,7	80

9.1.2 Вентил сигурности

prva petoletka
HYDRAULICS

Ventili za ograničenje pritiska NO.6,10,16
Pressure relief valves ND.6,10,16

DIREKTNO UPRAVLJANI, ZA UGRADNJU NA CEVNE VODOVE I PODNOŽ. PLOČE
DIRECT OPERATED, FOR MOUNTING IN PIPELINES AND SUBPLATES

- Namijenjeni su za zaštitu hidrauličkog sistema od preopterećenja
- Mogu da rade kao prelivni ventili
- Konusni zatvarač zaptiva na sedištu a opterećen je oprugom - promenom sile opruge menja se pritisak
- Miran rad bez oscilacija pritiska
- Podešavanje pritiska obavlja se ručno - odvrtanjem ili točkičom
- Pouzdan rad i dug vek
- The pressure relief valves are designed to protect hydraulic systems against overloading
- These valves can operate as a spillover valves
- The valves of this type have a spring loaded poppet, a full sealing on the seat and a hydraulic throttle enabling a quiet operation, without fluctuations of a preset pressure
- The desired pressure is obtained by turning the screwdriver and wheel
- Reliable operated and long life

TEHNIČKE KARAKTERISTIKE
TECHNICAL DATA

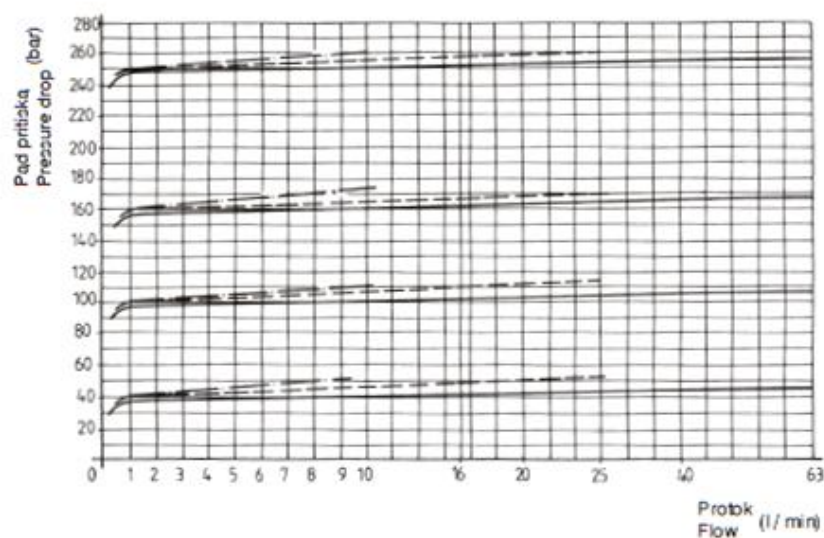
OPŠTE
GENERAL

Nazivni otvor Nominal size	6	10	16
Simbol Symbol			
Položaj ugradnje Mounting position	Proizvoljan Optional		
Temperatura okoline Ambient temperature (°C)	... +50		
Masa Mass (kg)			

HIDRAULIČKE
HYDRAULIC

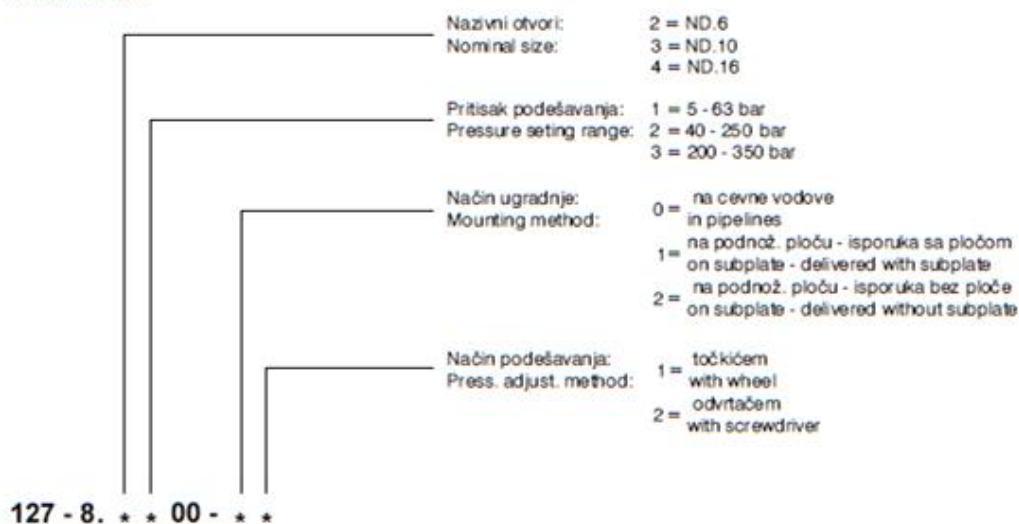
Radni pritisak Working pressure (bar)	max 350		
Nazivni protok Nominal flow (l/min)	10	25	63
Područje podeš. pritiska Pressure setting range	videti označavanje see designation		
Radna tečnost Working fluid	mineralno ulje mineral oil		
	viskoznost viscosity (mm²/s)	11,6 - 230	
	temperatura temperature (°C)	-20 ... +70	

KARAKTERISTIČNI DIJAGRAMI CHARACTERISTIC DYAGRAMS



— ND.16
- - - ND.10
- · - ND.6

OZNAČAVANJE DESIGNATION

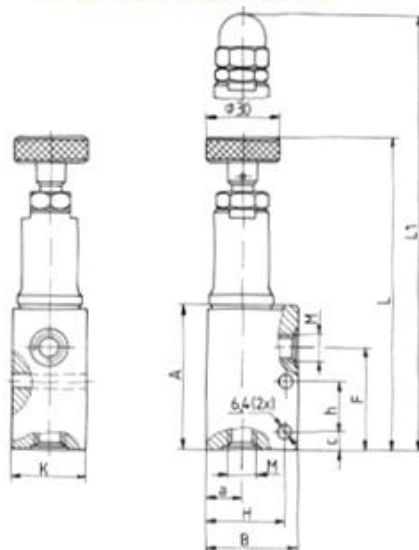


Napomena: zaptivke se isporučuju zajedno sa ventilima
Note: O - rings are delivered together with the valves

UGRADNI CRTEŽ (mere u mm)

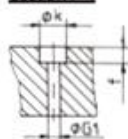
MOUNTING DRAWING (dimensions in mm)

VENTILI ZA UGRADNJU NA CEVNE VODOVE
VALVES FOR PIPELINES MOUNTING

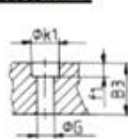


VENTILI ZA UGRADNJU NA PODNOŽNE PLOČE - ISPORUKA SA / BEZ PLOČE
VALVES FOR SUBPLATE MOUNTING - DELIVERED WITH / WITHOUT SUBPLATE

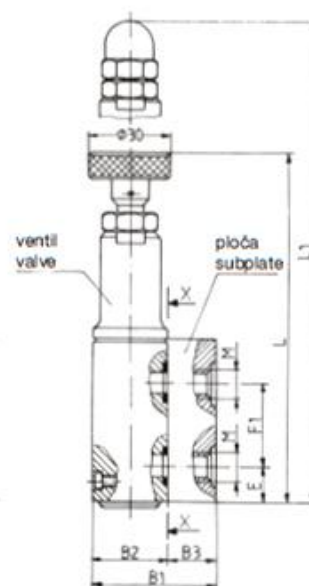
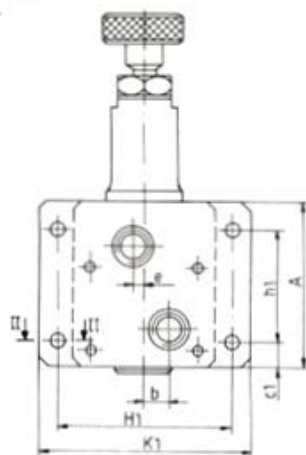
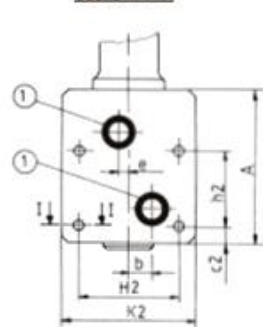
presek I - I
section I - I



presek II - II
section II - II



presek X - X
section X - X



ND	A	B	B1	B2	B3	E	F	F1	G	G1	H	H1	H2	K	K1
6	60	36	50	30	20	12,5	44	32	6,4	6,4	29	64	40	28	78
10	73	40	59	34	25	16	54	41	6,4	8,4	32	76	48	30	90
16	94	50	68	40	28	30	70	40	6,4	8,4	42	78	48	40	94

ND	K2	L	L1	a	b	c	c1	c2	e	f	f1	h1	h2	k	k1	M
6	52	141	138	14	8	8	10	7		7,5	7,5	40	30	11,5	11,5	M16x1,5
10	64	156	154	15	7,5	10	11	8	0	10	7,5	54	35	14,5	11,5	M20x1,5
16	64	205	203	20	15	10	12	8	5	10	7,5	70	50	14,5	11,5	M27x2

① O - ring 8,3x2,4 (za NO.6 / for ND.6); O - ring 10,3x2,4 (za NO.10 / for ND.10); O - ring 16,3x2,4 (za NO.16 / for ND.16);

9.1.3 Техничка документација електрохидрауличног разводика

prva petoletka HYDRAULICS	Razvodni ventili 177 - 0, NO. 4,10 Directional control valves 177 - 0, ND. 4,10 KLIPNI, ELEKTROMAGNETSKI AKTIVIRANI SPOOL TYPE, SOLENOID OPERATED													
	• Jednostavna konstrukcija sa uzdužno pomerljivim klipom • Kućište urađeno od visoko kvalitetnog nodularnog liva • Internacionalne priključne mere • Više varijanti razvođenja • Standardni elektromagneti za AC i DC napon - električni priključak prema standardu DIN 43650 • Za pokazivanje prisutnosti napona primenjuju se svetlosni indikatori, koji se ugrađuju kao međučlanovi u rastavljivoj vezi konektora (DIN 43650) bez bilo kakvih dodatnih radova. Indikatore se naručuju posebno • Aktiviranje klipa za nuždu može se obaviti ručno - sa čeonе strane el. magneta • Simple design with axially sliding spool • Housing made of high - grade nodular casting • Good pressure balancing, i. e. small operating force • International connecting dimensions • Many variants of directional control • Standard voltage options for AC and DC controls • Solenoid indicator lights on request • Electrical connection by DIN 43650 • All valves have wet - armature solenoids • The spool can be hand operated without energising the PRESEK - PRINCIP RADA SECTION - MODE OF OPERATION <table border="0"> <tr> <td>1. Klip</td> <td>1. Spool</td> </tr> <tr> <td>2. Kućište</td> <td>2. Housing</td> </tr> <tr> <td>3. El. magnet</td> <td>3. Solenoid</td> </tr> <tr> <td>4. Opruga</td> <td>4. Spring</td> </tr> <tr> <td>5. Konektor</td> <td>5. Connector</td> </tr> <tr> <td>6. Indikator</td> <td>6. Indicator</td> </tr> <tr> <td>7. Ručna komanda</td> <td>7. Hand operation</td> </tr> </table>	1. Klip	1. Spool	2. Kućište	2. Housing	3. El. magnet	3. Solenoid	4. Opruga	4. Spring	5. Konektor	5. Connector	6. Indikator	6. Indicator	7. Ručna komanda
1. Klip	1. Spool													
2. Kućište	2. Housing													
3. El. magnet	3. Solenoid													
4. Opruga	4. Spring													
5. Konektor	5. Connector													
6. Indikator	6. Indicator													
7. Ručna komanda	7. Hand operation													

TEHNIČKE KARAKTERISTIKE TECHNICAL DATA

OPŠTE / GENERAL

Nazivni otvor / Nominal size	4	10
Simbol Symbol	Videti označavanje See designation	
Način ugradnje / Mounting method	Na podnožnu ploču / On subplate	
Temperatura okoline (°C) Ambient temperature	... +50	
Masa (kg) Mass	1,4 symbols A,B,K,P,T,U,Y,Z,X,R	4,6 symbols C,D,E,F,G,H,L,M,V
	1,9	6,2

HIDRAULIČKE / HYDRAULIC

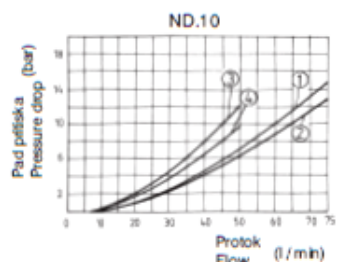
Pritisak (bar) Pressure	vodovi / lines A,B,P vod / line T	max 250 max 60	max 210 max 63
Protok (l/min) Flow	prema tabeli see table		
Radna tečnost Working fluid	mineralno ulje, viskozitet 11,6 do 230 mm ² /s, temperatura -20 do +70°C mineral oil, viscosity 11,6 to 230 mm ² /s, temperature -20 to +70°C		

ELEKTRIČNE / ELECTRICAL

El magnet Solenoid	Napon (V) Voltage	DC	12; 24; 48; 110; 220	
		AC	110; 220	
	Učestalost (Hz) Frequency	DC	0	
		AC	50; 60	
	Nazivna struja (A) Nominal amperage	DC	1,6; 0,8; 0,5; 0,2; 0,1	4,2; 2,1; 1; 0,4; 0,18
		AC		
	Trajnost uključanja Relative duty factor (ED)		100 %	
	Vrsta zaštite / Waterproof		IP 65 DIN 40050	

ND	Pritisak (bar) Pressure	Protok / Flow (l/min)					
		Symbols E,H,X	Symbols B,C,R,S,T,P,U,Y,Z	Symbol L	Symbols G,M,V,J	Symbols A,K ½ DC ½ AC	Symbols D,F ½ DC ½ AC
4							
10	50	70	70	70	70	45	50
	100	65	65	65	55	35	50
	210	55	55	55	40	25	45

KARAKTERISTIČNI DIJAGRAMI (ulje viskoziteta 60mm²/s) CHARACTERISTIC DIAGRAMS (oil viscosity 60mm²/s)



Simbol Symbol	Smer protoka / Flow direction		
	P → A	P → B	P → T
A, B, K, R, S, T, Y, Z, M	①	①	—
C, E, F, G, H, P, V, U, J, X, L	②	②	—
D	④	④	③

OZNAČAVANJE DESIGNATION	
VENTILI VALVES	
	Nazivni otvor: 4 = ND. 4 Nominal size: 2 = ND.10

OZNAČAVANJE
DESIGNATION
VENTILI
VALVES

	Nazivni otvor: 4 = ND. 4 Nominal size: 2 = ND.10
Simbol: Symbol:	A = B = *K = P = T = U = Y = Z = S = R = X = J = C = D = E = F = G = H = L = M = V =
	* Otvor T se koristi kao drenažni vod Port T is used as drain port
	Naport: J012 = 12V DC Voltage: J024 = 24V DC J048 = 48V DC J110 = 110V DC N110 - 50 = 110V; 50Hz N220 - 50 = 220V; 50Hz

177 - 0 * 00 * / *

PODNOŽNE PLOČE (videti odeljak 1.1)
SUBPLATES (see chapter 1.1)

	Nazivni otvor: 040 = ND. 4 Nominal size: 140 = ND.10
	- = ND. 4 1 = ND.10

Napomena: zaprtivke se isporučuju zajedno sa ventilima
Note: O-rings are delivered together with the valves

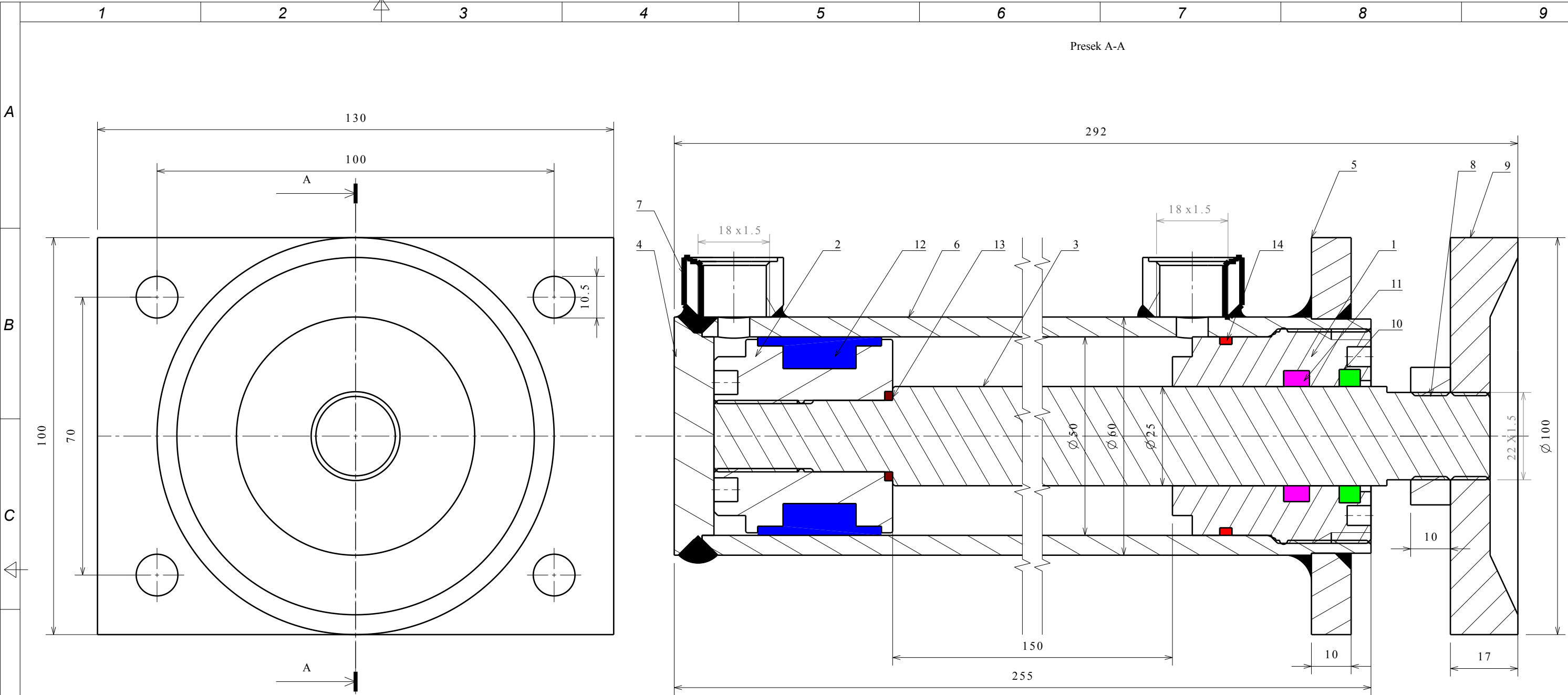
95 - 0 * - *

10. Закључак

У овом раду је, након одговарајућег теориско сагледаваног разматраног проблема, извршено је пројектовање и конструисање машине за пресовање алуминијумски лименки. На основу техничких захтева извршен је спроведен и избор хидрауличких, електрохидрауличких и електричних уређаја за исту машину. Оваквим и сличним машинама оставрују се велике уштеде у енергије, материјала и доприноси се очувању и унапређењу животне средине.

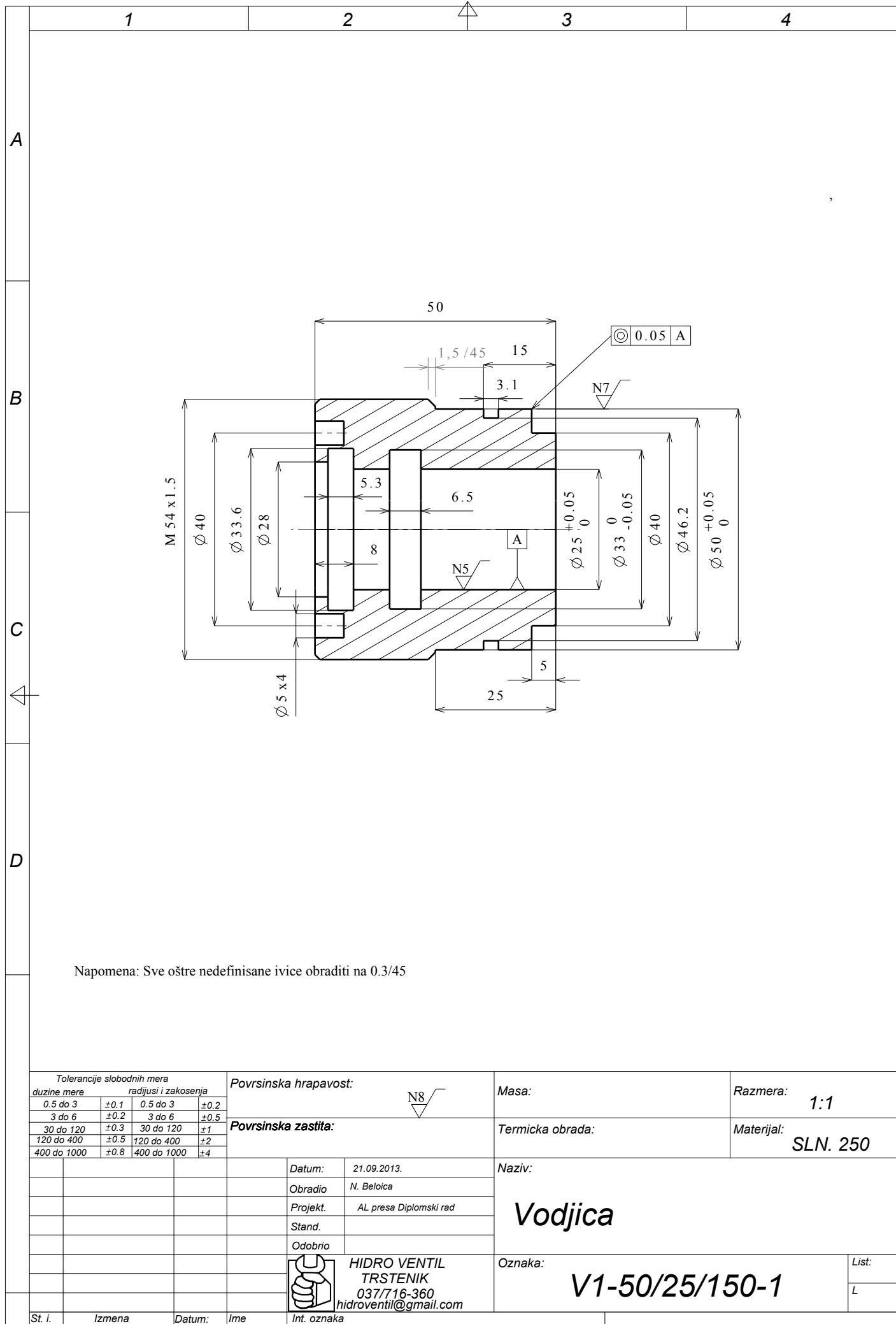
Литература:

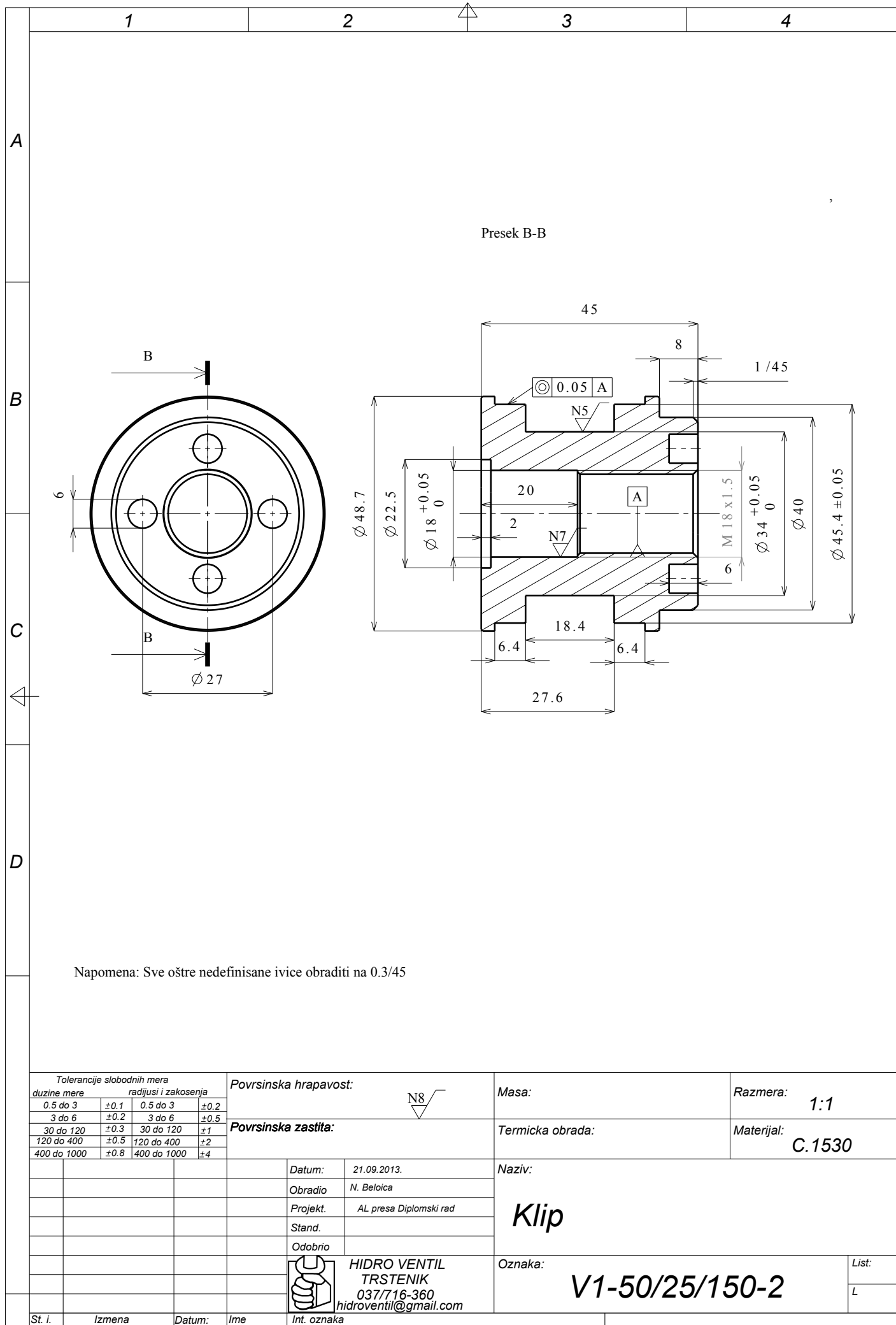
- [1] <http://polj.uns.ac.rs/Files/osnpoljtehnike/poglavlje7.pdf>
- [2] Башта, Т.М., *Машинска хидраулика*, Научна књига, Београд 1972.
- [3] Николић С., *“Хидрауличке компоненте и системи”*, Београд 2001.
- [4] Schmitt A., *Hidraulik trener*, Уџбеник и књига информација о хидраулици Rexrot, Lohr, 1985.
- [5] Обровић Б., Савић С., *Хидраулика*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац 2005.

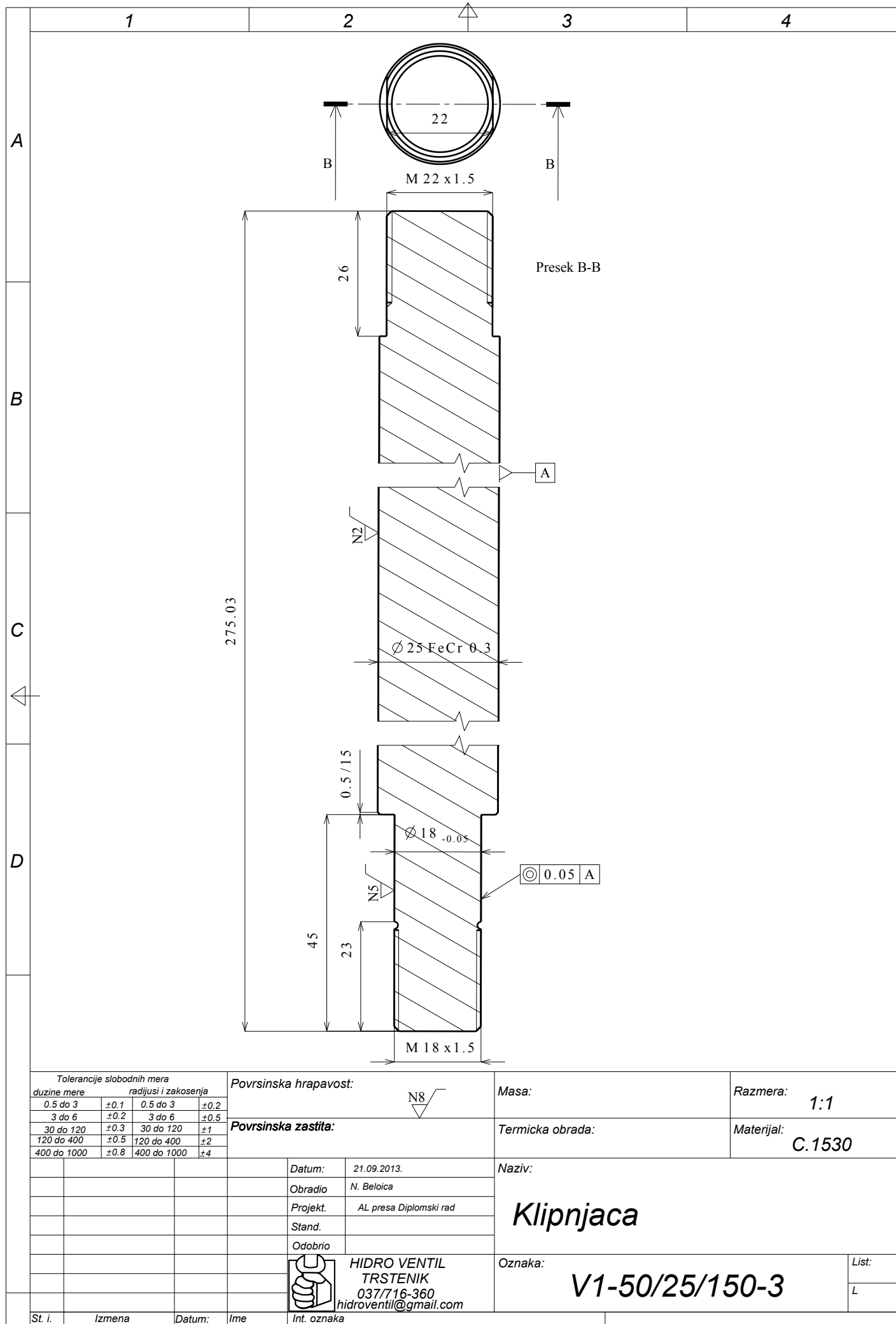


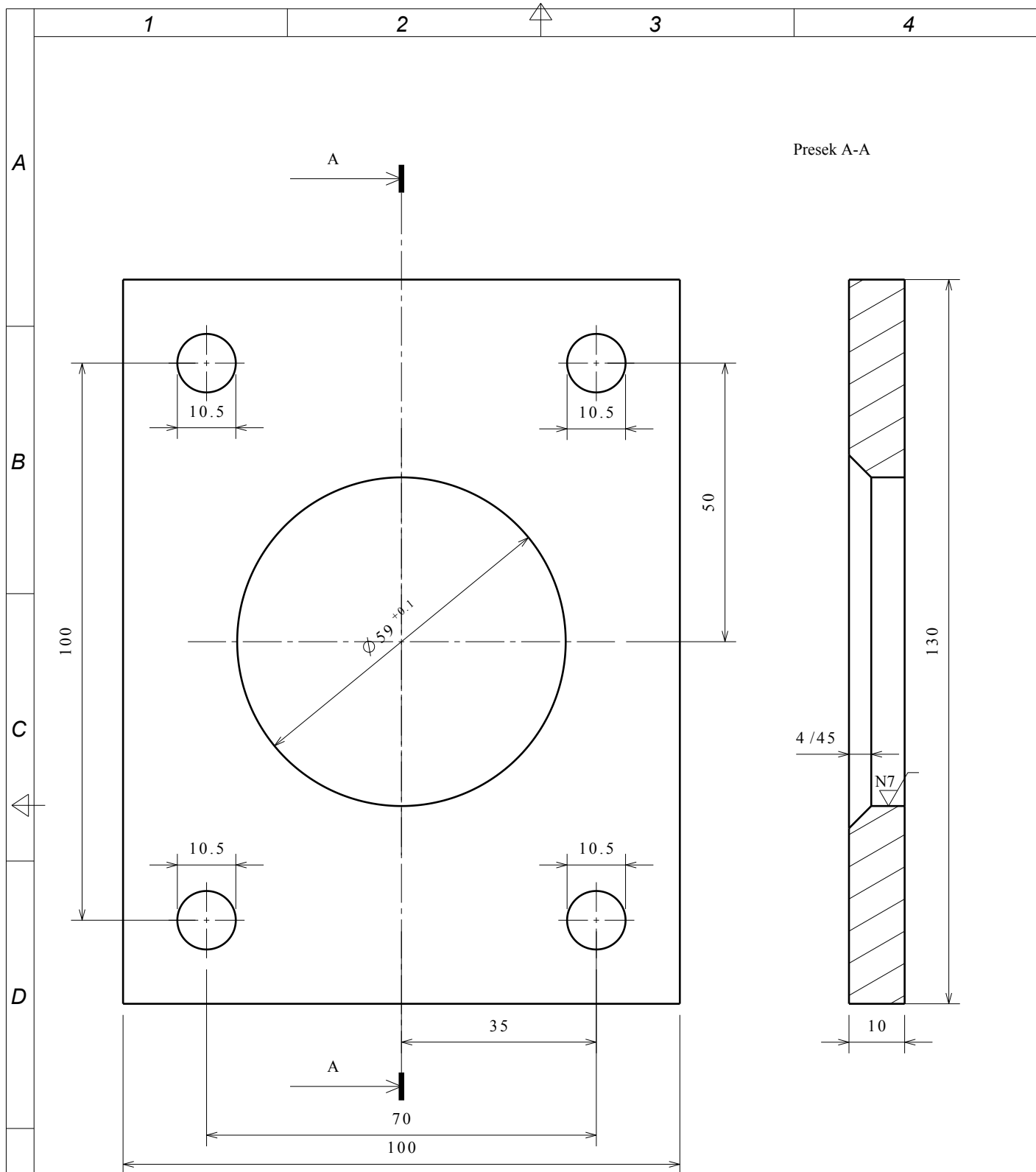
R. broj	Naziv	Oznaka	Kolicina
1	Vodjica	V1 50/25/150-1	1
2	Klip	V1 50/25/150-2	1
3	Klipnjaca	V1 50/25/150-3	1
4	Dance	V1 50/25/150-4	1
5	Prednja prirubnica	V1 50/25/150-5	1
6	Cevka	V1 50/25/150-6	2
7	Prkuljucak	V1 50/25/150-7	1
8	Navrtka	V1 50/25/150-7	1
9	Alat pokretni	V1 50/25/150-7	1
10	Brisac	25 FS1 0490	1
11	Manzeta	25x33x5.8(S8 25)	1
12	Simko 5	50	1
13	O-ring	M8x1	1
14	O-ring	45.3x2.4	1

Tolerancije slobodnih mera:				Površinska hrapavost:		Termička obrada:	
duzinske mere		radijusi i zakosenja		Površinska zaštita:		Materijal:	
0.5 do 6	±0.1	0.5 do 3	±0.2			Masa:	Razmera: 1:1
6 do 30	±0.2	3 do 6	±0.5			Veza:	Izv. dok.
30 do 120	±0.3	6 do 30	±1			Naziv:	
120 do 400	±0.5	30 do 120	±2				
400 do 1000	±0.8	120 do 400	±4				
				Datum:	25.09.2013	Cilindar za presovanje AL limenki	
				Obradio	Nikola Beloica		
				Projekt.	Al presa Diplomski rad		
				Stand.			
				Odobrio	Cedomir Beloica		
						Oznaka: V1F 50/25/150	
				HIDRO VENTIL TRSTENIK 037/716-360 hidroventil@gmail.com			
St. i.	Izmena	Datum:	Ime:	Int. oznaka:	Zam. za:		List: L









Tolerancije slobodnih mera		Tolerancije slobodnih mera	
duzine mere	±0.1	radijusi i zakosenja	±0.2
0.5 do 3	±0.1	0.5 do 3	±0.2
3 do 6	±0.2	3 do 6	±0.5
30 do 120	±0.3	30 do 120	±1
120 do 400	±0.5	120 do 400	±2
400 do 1000	±0.8	400 do 1000	±4

Povrsinska hrapavost:

N8

Masa:

Razmera:

1:1

Povrsinska zastita:

Termicka obrada:

Materijal:

C.1530

Datum: 21.09.2013.

Naziv:

Obradio N. Beloica

Projekt. AL. presa Diplomski rad

Stand.

Odobrio

HIDRO VENTIL
TRSTENIK
037/716-360
hidroventil@gmail.com

Oznaka:

V1-50/25/150-5

List:

L

St. i.

Izmena

Datum:

Ime

Int. oznaka

