

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Хидростатички преносници снаге

Број индекса: 345 / 2011

Марко А. Ицић

**„Прорачун хидрауличног цилиндра раста за транспорт пепела“
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. др Вања Шуштершич, ванр.проф. - ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог матер рада кандидат треба да:

- прикаже могућност повећања ефикасности транспота пепела на расту,
- да приказ и принцип рада хидроцилиндра на расту,
- да математички модел рада хидроцилиндра раста,
- на основу дефинисаног математичког модела изврши одабир хидрауличних компоненти,
- изради 3D модел погонске јединице раста.

Препоручена литература:

- [1] В. Шуштершич, „Хидростатички преносници снаге“, скрипта, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет, Крагујевац, 2010. год.
- [2] Д. Гордић, „Пренос снаге флуидом – Хидраулика“, збирка задатака, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет у Крагујевцу, 2007. год.
- [3] Василије Н, Келић, „Хидропреносници“, Научна Књига, Машински факултет у Београду, 1985. год.
- [4] Црнојевић. Ц: МФ Београд – Класична и уљна хидраулика, I издање 1998. год.

Крагујевац, 2013. год.

ментор:

др Вања Шуштершич, ванр.проф.

Резиме

У оквиру овом мастер рада приказан је рад раста котловског постројења котла блока 2 у термоелектрани Костолац – Б после капиталног ремонта и реконструкције. Током реконструкције изведен је хидраулични погон на погонској јединици раста, што је побољшало сам процес растресања пепела у крацер и транспорт хидромешавине пепела.

Мастер рад се састоји из 6 поглавља, где је у првом делу рада приказан изглед раста, као и техничка документација, описан је квалитет угља, његова топлотна моћ, количина пепела и шљаке током процеса сагоревања угља, Термоелектране „Костолац Б“ снаге (2 x 348,5 MW).

У другом и трећем делу рада приказана је техничка документација новог пројектованог раста, основе хидрауличног преноса снаге и принципијалне шеме хидрауличног погона раста и принцип рада.

У наставку рада урађен је хидраулични прорачун хидроцилиндра, аксијално клипне пумпе, извршен је одабир разводника, одређени су падови притиска, проток кроз филтер као и запремина резезвоара.

На крају самог рада у софтверском пакету "CATIA V5R19" извршено је моделирање прорачуна хидроцилиндра на извијање и отпор полуга.

Summary

This master thesis provides an overview of the Rost boiler operation of Unit 2 in Kostolac - B after major overhaul and reconstruction. During the reconstruction the hydraulic power unit on the Rost is done, which was improved the process of agitation of ash in crutcher and trasposrt of ash slurry pipelines.

Master thesis consists 6 sections, where the first part of the paper is look of the Rost, and its technical documentation, described the quality of coal, its calorific value, ash content and clinker during the combustion of coal, thermal power plant "Kostolac B" power (2 x 348.5 MW).

In the second and third part was discussed the technical documentation of the new projected Rost, basic hydraulic fluid power and principal scheme of hydraulic drive of Rost.

The following work was performed hydraulic calculation of hydrocilinder, axial piston pumps, valve selection was made, the particular pressure drops, flow through the filter andt he volume of oil tank.

At the end of the work, the software package "CATIA V5R19", was used for modeling calculations cylinder on buckling resistance mechanisms.

САДРЖАЈ

Увод.....	4
1. Термоелектрана „Костолац Б“ (2x348,5MW).....	6
1.1 Сагоревање угља и прикупљање шљаке.....	7
1.2 Техничка анализа горива	9
2. Технички опис раста	11
2.1 Технички опис постојећег стања раста.....	11
2.1.1 Решетке за догоревање.....	11
2.2 Технички опис ново пројектованог стања раста	12
2.3 Покретне решетке за догоревање	14
3. Основе хидрауличног преноса снаге.....	18
3.1 Хидраулични систем за пренос енергије	18
3.2 Физичка својства течности и основни појмови	19
3.3 Принципијалне шеме хидрауличног погона раста и принцип рада	22
4. Хидраулични прорачун.....	25
4.1 Избор хидрауличног цилиндра.....	25
4.2 Избор хидраулички савитљивих црева	34
4.3 Усвајање погонске јединице раста... ..	34
4.4 Уљно хидраулички прорачун компоненти за $n = 1450 \text{ min}^{-1}$	35
4.4.1 Принцип рада клипно аксијалних пумпи са косом нагибном плочом,,.....	37
4.4.2 Избор аксијалне клипне пумпе	38
4.4.3 Брзина струјања у цевоводима за радни ход цилиндра.....	42
4.4.4 Избор разводника	43
4.4.5 Избор филтера	46

4.4.6 Одређивање притиска у коморама цилиндра.....	49
4.5 Одређивање времена циклуса померање раста.....	50
4.6 Избор прикључка за пумпу, црева, разводника и филтер	51
4.7 Одабир механичког уређаја за мерење притиска.....	52
4.8 Избор хладњака погонске јединице раста.....	53
4.9 Избор резервоара погонске јединице раста.....	55
5. 3D модел раста	57
Закључак	59
Литература.....	60

Увод

Електрична енергија је покретач савремене индустрије.

Нагли развој науке и технологије у другој половини двадесетог века довео је до повећане потрошње, а самим тим и повећане производње електричне енергије која је главни показатељ животног стандарда.

Чистији начини производње електричне енергије укључује обновљиве и алтернативне изворе енергије као и увођење метода смањења негативних утицаја по животну средину при њеној производњи. Негативне последице повећања производње електричне енергије представљају загађење животне средине, стварање ефекта стаклене баште, и као највећа опасност по човеков опстанак на планети - глобално загревање.

Топлотна вредност угља и снага воде су највећи извори електричне енергије у нашој земљи. Преко 60 одсто производње електричне енергије остварује се сагоревањем фосилних горива у термоелектранама. Као највећи произвођач, а самим тим и највећи загађивач Јавно предузеће "Електропривреда Србије" улаже огромна средства у пројекте смањења штетних утицаја по животну средину.

Привредно друштво "Термоелектране и копови" Костолац се налази у саставу Јавног предузећа "Електропривреде Србије". Основано је 1870. године као рудник угља и све до данас непрекидно ради пуних 140 година. Данас предузеће запошљава близу 3500 радника, а основна делатност је производња електричне енергије и угља. Поред основне делатности Привредно друштво производи и топлотну енергију за потребе грејања градова Костолаца и Пожаревца и већине насеља у околини Костолаца, али и откопа комадног угља за широку потрошњу.

Стратегија Привредног друштва се базира на поузданој и ефикасној производњи угља и електричне енергије по економски и еколошки најприхватљивијим условима.

Структуру Привредног друштва "Термоелектране и копови" Костолац које представља друго предузеће по значају за електроенергетски систем земље са учешћем од 14 одсто у укупној производњи Јавног предузећа "Електропривреде Србије" чине Термоелектрана "Костолац А", Термоелектрана "Костолац Б", површински рудник угља "Дрмно", као и истрошени површински рудник угља "Ћириковац".

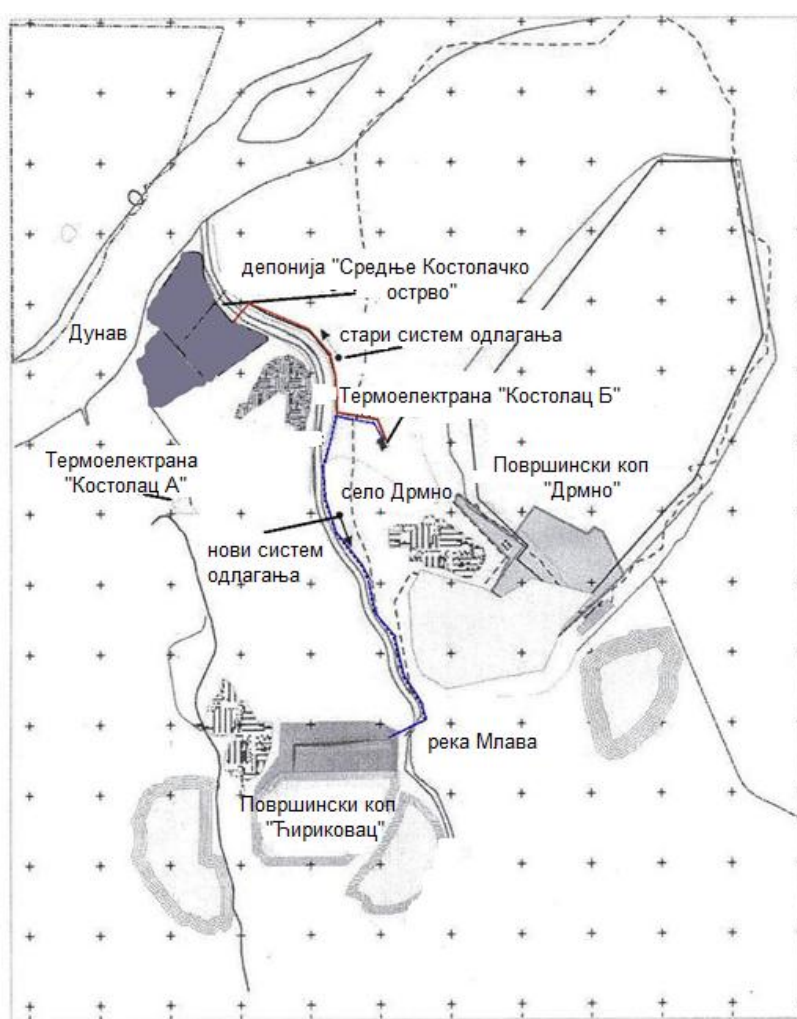
Нус-продукт термоелектрана при производњи електричне енергије представља пепео и шљака који се прикупљају, а затим одлажу на местима која су предвиђена за њихово складиштење, тзв. "пепелишта". Постојећа депони ја пепела и шљаке „Средње Костолачко острво“ је заједничка за обе термоелектране.

Данас је ово пепелиште велики загађивач животне средине. Велика количина воде загађена пепелом и шљаком отиче у реку Дунав, док је пепео подложен разношењу ветром и негативно утиче на квалитет чистог ваздуха у околним насељима. Проблем депоновања пепела, насталог сагоревањем угља у котловима термоелектране решава се од самог почетка њеног рада, са циљем да се задовоље технолошки, технички, еколошки, урбанистички и економски услови.

Да би заштитили животну средину постојећи систем за прикупљање и транспорт ретке хидромешавине из Термоелектране "Костолац Б" замењен је новим системом хидрауличног транспорта густе хидромешавине, при чему је промењена локација одлагања пепела и шљаке са постојећег пепелишта "Средње Костолачко острво" на нову локацију, на простору истрошеног површинског рудника угља „Тириковац“.

1. Термоелектрана „Костолац Б“ (2 x 348,5 MW)

Термоелектрана „Костолац Б“ налази се на слободном простору поред села Дрмно, 2,5 km од реке Дунав, у близини површинског рудника угља „Дрмно“ са кога се и снабдева лигнитом за потребе производње електричне енергије. Састоји се од два идентична блока снаге 348,5 MW. Блокови су успешно пуштени у рад, и то први 1988, а други 1991. године. Локације Термоелектрана „Костолац Б“, Термоелектрана „Костолац А“, површински рудник угља „Дрмно“, депонија пепела и шљаке „Средње Костолачко острво“, као и истрошени рудник угља „Ђириковац“ приказане су на слици 1.



Слика 1.1 Локација Термоелектране „Костолац Б“



Слика 1.2 Термоелектрана „Костолац Б“

1.1 Сагоревање угља и прикупљање шљаке

Котлови термоелектране су торањског типа са принудном циркулацијом, номиналног капацитета сагоревања угља 1000 t/h , произвођача СЕС ТЛМАЧЕ (ЧССР), фирме СУЛЗЕР.

Угаљ који се сагорева у котловима Термоелектране "Костолац Б" експлоатише се на површинском руднику угља "Дрмно" који се налази у непосредној близини. Просечна доња топлотна вредност угља типа лигнит са површинског рудника угља "Дрмно" износи око 7327 kJ/kg , а минимална 6071 kJ/kg .

Доњи део котла, до коте $+ 49,5 \text{ m}$ чини ложиште које је димензионисано тако да испуњава основне захтеве који се постављају за ложишта ложеним угљеном прашином.

Испод коморе за сагоревање налази се систем за прикупљање, догоревање и изношење сагорелог угља у виду мокре шљаке. Систем сачињавају два тракаста роста који прихватају несагорели угаљ (груба фракција). Функција роста је да се на њему изврши и догоревање несагорелих честица угља. Ростови су постављени упоредо и крећу се од предњем ка задњем котловском зиду.

За сагоревање на расту, а уједно и за његово хлађење, доводи се испод роста, хладан и топао ваздух, који се пред ростом меша. Главни делови роста се хладе водом (вратила, бочни зидови, задњи носачи).

Сагорели угаљ са роста пада преко једне клацкалице у ланчасти износач шљаке са воденом испуном "крацер", где се сагорели угаљ хлади и делимично

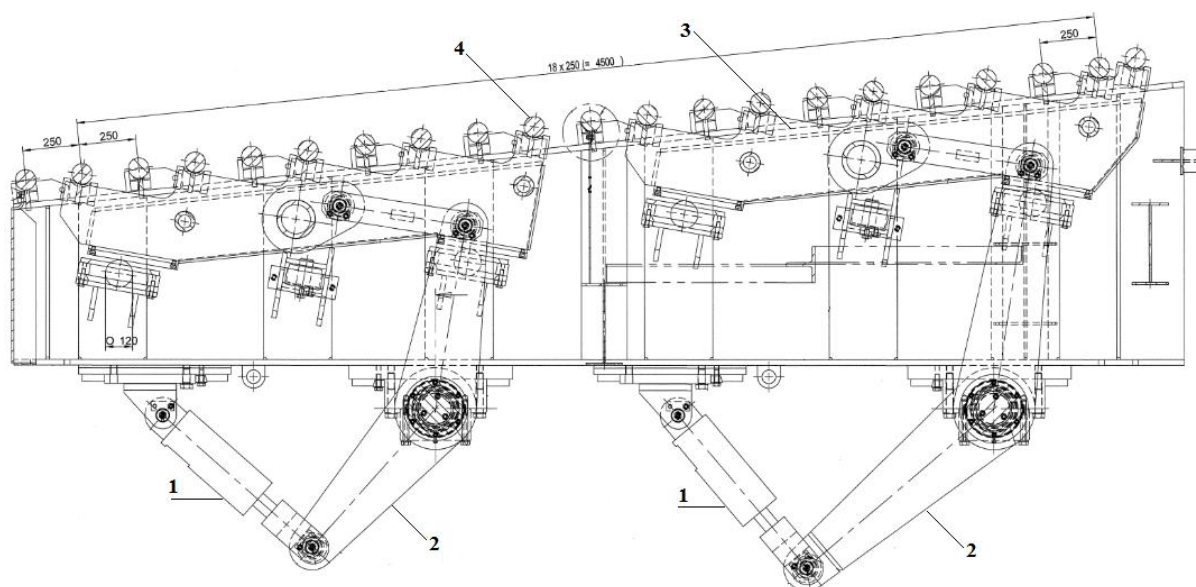
уситњава. Сваком расту припада један износач шљаке. Износачи су постављени испод излазног дела раста нормално на кретање раст траке и они износе од стране котла у средину. Крацер се састоји од једног лименог корита напуњеног водом, по чијем се дну креће ланац, који износи шљаку.

Водена испуна износача служи истовремено као водени затварач, чиме је обезбеђено заптивање између раста и износача шљаке "крацера". Погон износећег ланца крацера реализован је са једним електромотором, погонским механизмом и „Галовим“ ланцем на вучне точкове ланца. Од механичког преоптерећења погонски механизам и ланац су осигурани осигурачем.

Шљака из оба износача пада на гумену транспортну траку и транспортује се ка дробилици новог система припреме шљаке.

Вода и растур са транспортне траке, као и вода са етажног чишћења пре раста сакупља се у воденим јамама котла.

Димни гасови из горњих делова котлова пролазе кроз реверзибилни загрејач ваздуха до електростатичких филтра и одатле се са два ваздушна вентилатора потискују у димњак [1].



Слика 1.3 Изглед раста за транспорт пепела

1. хидроцилиндар,
2. покретна полуга раста,
3. раст,
4. роснице.

1.2 Техничка анализа горива

Врста горива : Лигнит из површинског рудника угља "Дрмно"

доња калорична вредност	<i>kcal/kg*</i>	1450	1550	1750	2000
садржај воде	%	44,03	44,10	43,93	43,37
садржај пепела	%	25,81	25,02	22,25	18,41
укупан садржај сумпора	%	1,14	1,17	1,16	1,10
несагориви садржај сумпора	%	0,44	0,47	0,52	0,54
сагориви садржај сумпора	%	0,70	0,70	0,64	0,56
садржај кокса	%	37,16	36,06	34,68	34,03
садржај чврстог С	%	11,35	11,04	12,43	15,62
садржај нестабилних сагоривих материја	%	18,81	19,84	21,39	26,60
садржај сагоривих материја	%	30,6	30,88	33,82	38,22
садржај С	%	19,48	19,67	22,79	25,28
садржај Н	%	1,87	2,07	2,12	2,32
садржај N ₂ + O ₂	%	8,34	9,29	9,44	9,55

Табела 1.1 Карактеристике горива

***1 kcal = 4,186 KJ**

Идејном пројекту реконструкције система за прикупљање, транспорт и депоновање пепела и шљаке из Термоелектране "Костолац Б" у виду густе хидромешавине у откопани простор истрошеног рудника угља "Ћириковац" до краја века термоелектране предходила су лабораторијска испитивања на пепелу и шљаци Термоелектране "Костолац Б", обављена током 1997. и 1998. године.

На основу карактеристика лигнита из површинског Копа „Дрмно“, одакле се снабдева термоелектрана, датих од стране Рударског института 1998. године, дефинисане су количине пепела и шљаке из једног блока Термоелектране „Костолац Б“ (1 x 348,5 MW) (табела 1.2):

	Потрошња угља	Садржај пепела	Укупна количина пепела и шљаке	Садржај шљаке	Количина шљаке	Количина сувог пепела
	<i>t/h</i>	%	<i>t/h</i>	%	<i>t/h</i>	<i>t/h</i>
Средње гориво Nd=7600 kJ/kg	429,4	27,5	118	10	11,8	106,2
Лошије гориво Nd=6600 kJ/kg	525	31,7	166,5	10	16,6	149,8

Табела 1.2 Количина пепела и шљаке приликом сагоревања угља

Може се приметити да је садржај шљаке у гориву на једном блоку Термоелектране "Костолац Б" 10 %.

Укупне количине чврстих остатака сагоревања из оба блока Термоелектране "Костолац Б" приказане су у табели 1.3 на нивоу године при сагоревању горива 7600 kJ/kg и еквивалентног годишњег броја радних сати од 6000 h/god.

	Часовне количине (t/h)		Годишње количине (t/god)
	Средње гориво Nd= 7600 kJ/kg	Лошије гориво Nd= 6600 kJ/kg	
Блок 1 (1 x 348,5 MW)	118	166,5	708000
Блок 2 (1 x 348,5 MW)	118	166,5	708000
Укупно Блок 1+2	236	333	1416000

Табела 1.3 Укупне количине чврстих остатака [2].

2. Технички опис роста

2.1 Технички опис постојећег стања роста

2.1.1 Решетке за догоревање

Котао је снабдевен са две покретне решетке за догоревање које су постављене на дну ложишта котла. Постављене су паралерно, једна до друге, а смер окретања им је од предњег ка задњем зиду котла.

На решетци се врши догоревање делова горива који нису сагорела у ложишту котла, а њима се истовремено шљака и несагорело гориво транспорјују у каду одшљакивача.

Основни делови решетке су:

- носећи рам,
- предња и задња освина са лежајевима,
- погон решетке,
- роснице,
- уређај за затезање,
- уређај за заптивање решетке водом,
- левкови за сакупљање пропада,
- канали за довод ваздуха испод решетке.

Погон решетке сачињавају:

- електромотор,
- редуктор – мултипликатор,
- фриксиона спојница и
- варијатор.

За подмазивање и хлађење редуктора свака решетка има своју уљну пумпу. За подмазивање лежаја решетке постоји једна заједничка пумпа. Подмазивање се врши емулзијом масти и уља.

Технички подаци за решетку су:

- | | |
|------------------------------------|----------------------------|
| - ширина траке | 4 600 mm |
| - размак вратила | 5 520 mm |
| - капацитет изношења једне решетке | 22,2 t/h |
| - снага електромотора | 4,4 kW |
| - број обртаја | 1460 o / min ⁻¹ |

2.2 Технички опис ново пројектованог стања роста

Овом реконструкцијом предвиђена је потпуна демонтажа постојећих решетки и одшљакивача и уградња две нове покретне решетке за догоревање и новог одшљакивача.

Ради уграње нових решетки које захтевају већи отвор, да би се остварило оптимално сагоревање и сигуран транспорт тврдих материја које се образују било је неопходно извршити реконструкцију геометрије левка котла.

Два колектора која су се налазила на коти + 2,9 m у средњем делу левка уклоњена су због уградње новог роста, а уместо два улаза колектора бочних панела левка на коти + 2,9 m постављена су два нова колектора на коти + 4,0 m тако да се левак котла на бочним странама завршава на коти + 4,0 m.

Произвођач решетке – Алстом је оставио произвођачу котла СЕС-у да дефинише заптивање цевног система и левка као и да дефинише зглобну везу између цевног система и носача решетке које омогућавају истовремену дилатацију цевног система и решетке. СЕС ће на основу тога на зидовима левка заварити потребне делове за остваривање ових веза.

Детаљи неопходни за остваривање веза између левка и решетке усклађени су између произвођача решетке – фирме Алстом и произвођача котла – фирме СЕС.

Заптивање између левка котла и решетке остварује се преко компензатора. Доњи део левка, који производи СЕС имаће заварену прирубницу за везу са компензатором као и приварене делове за остваривање зглобне везе између левка и носача решетке.

Било је неопходно извршити реконструкцију канала за довод ваздуха за сагоревање, цевовода за довод воде за решетку и одшљакивач.

У грађевинском смислу, с обзиром на нову конструкцију решетки потребна је делимична модификација постојеће челичне конструкције уз пројектовање степеница и платформи за прилаз ревизионим вратима (са отворима за гледање), уградња монореја за подизање.

Ради уградње новог одшљакивача који ће бити постављен у правцу траке тракастог износиоца шљаке неопходно је у грађевинском делу проширити јаму за приступ ејекторским пумпама и уградити шине за извлачење одшљакивача.

Карактеристике горива које ће термоелектрана „Костолац Б“ користити у наредном периоду приказане су у Табелама 2.1 и 2.2.

Карактеристике	Гарантни угаљ за млин	Угаљ доњег квалитета	Гарантни угаљ	Угаљ горњег квалитета
Горња топлотна моћ Hg kJ/kg	7.595	8.063	8.909	9.990
Доња топлотна моћ Hd kJ/kg	6.071	6.489	7.800	8.373
Садржај пепела A %	25.81	25.020	20,5	18,41
Садржај воде W %	44,03	44,1	42,34	43,37
Укупни сумпор Su %	1,14	1,17	1,1	1,1
Сумпор у пепелу Sp %	0,44	0,47	0,58	0,54
Гориви сумпор Sg %	0,7	0,7	0,52	0,56
Сагориве материје %	37,6	36,06	38,17	34,03
C fix %	1,35	11,04	15,6	15,62
Volatili %	18,81	19,84	21,56	22,6
Kокс K %	19,25	19,61	22,16	25,35
H %	1,87	-	2,08	-
O ₂ + N %	8,34	8,5	10,92	9,96

Табела 2.1 Карактеристике горива

SiO ₂ %	48,5
Al ₂ O ₃ %	26
Fe ₂ O ₃ %	9
CaO %	6,5
MgO %	3,5
N ₂ O %	0,3
K ₂ O %	0,5
TiO ₂ %	0,85
P ₂ O ₅ %	0,25
SO ₃ %	4,6

Табела 2.2: Хемиски састав пепела

Као пројектно гориво за решетку и одшљакивач узет је угаљ следећих карактеристика:

- доња топлотна моћ [kJ/kg]	7800
- садржај воде [%]	4,32
- садржај пепела [%]	20,5
- C fix [%]	15,6
- садржај сумпора [%]	1,1
- волатили [%]	21,56

2.3 Покретне решетке за догоревање

Решетке служе за догоревање несагорелог горива из ложишта и транспорт материјала до левкова који даље транспортују шљаку одшљакивач.

Решетке се постављају у подужном правцу у односу на левак котла и нагнуте су према оси котла под углом од 6° . То омогућава да се пепео/шљака одводи ка центру коморе. Веза између две решетке остварује се преко левка за шљаку кроз који се шљака одводи у мокри одшљакивач. Решетке су подељене на две секције са независним доводом ваздуха и индивидуалним погонским механизмом.

Ваздух за сагоревање се доводи се доводи кроз отворе на левковима испод решетки у сваку од две секције (за сваку решетку). Отвори су димензионисани тако да се постиже оптимално сагоревање. Количина ваздуха неопходна за догоревање на решеткама може се регулисати преко ручних клапни које су постављене на сваком каналу према зонама сагоревања.

Као ваздух за сагоревање на решеткама користи се врућ ваздух који се налази у постојећем систему (на излазу из регенеративног загрејача ваздуха). Укупан ваздух се доводи из сабирног канала, на коме се налази мерач протока ваздуха и дели се на лебу и десну решетку. У разводном каналу ваздух се дели на зоне решетке (по 2 за сваку решетку). Регулисање количине ваздуха следи преко трим клапни које се покрећу ручно, да би се оптимизовао процес сагоревања. Тачну расподелу количине ваздуха на појединачне зоне решетке треба дефинисати током пуштања у погон. Клапне се подешавају зависно од потребне количине ваздуха и остављају у том положају.

Мора се водити рачуна о придржавању граничних вредности за емисију штетних материјала и несагорелог у пепелу. Треба узети у обзир да се током дувања „дувача гара“ може рачунати на повећање масеног протока у односу на стандардни погон. То се посебно јавља када се истовремено сруше већи комади сагоретине и шљаке из ложишта (коморе за сагоревање).

Брзине секција на решеткама могу се подешавати помоћу регулатора на хидрауличном цилиндру у раду или у стању мировања. Брзину решетки треба усагласити са поступком сагоревања и са количином пепела. Она се оставља као функција која зависи од котла, узимајући у обзир режим експлоатације млина током рада. Предпостављени подаци потребне брзине решетки се коригују на појединачним погонима решетки.

За постизање максималног сагоревања у аутоматском раду се подешава минимална могућа брзина за сваку решетку.

Хабање решетки се може умањити прилагођавањем и оптимизацијом брзине решетки са количином пепела и шљаке.

Конструкција решетке се ослања на по четири опруге, фиксиране за постојећу челичну конструкцију. Левак за шљаку, који се налази између две решетке је повезан са два централна попречна носача.

На тај начин омогућено је синхронизовано померање решетке и левка котла у истом правцу. Заптивање између котла и решетке остварује се помоћу платненог компензатора који је постављен око решетке у виду узаног платненог појаса. Заптивање са доње стране је остварено потапањем левка за шљаку у одшљакивач.

Технички подаци за нову решетку:

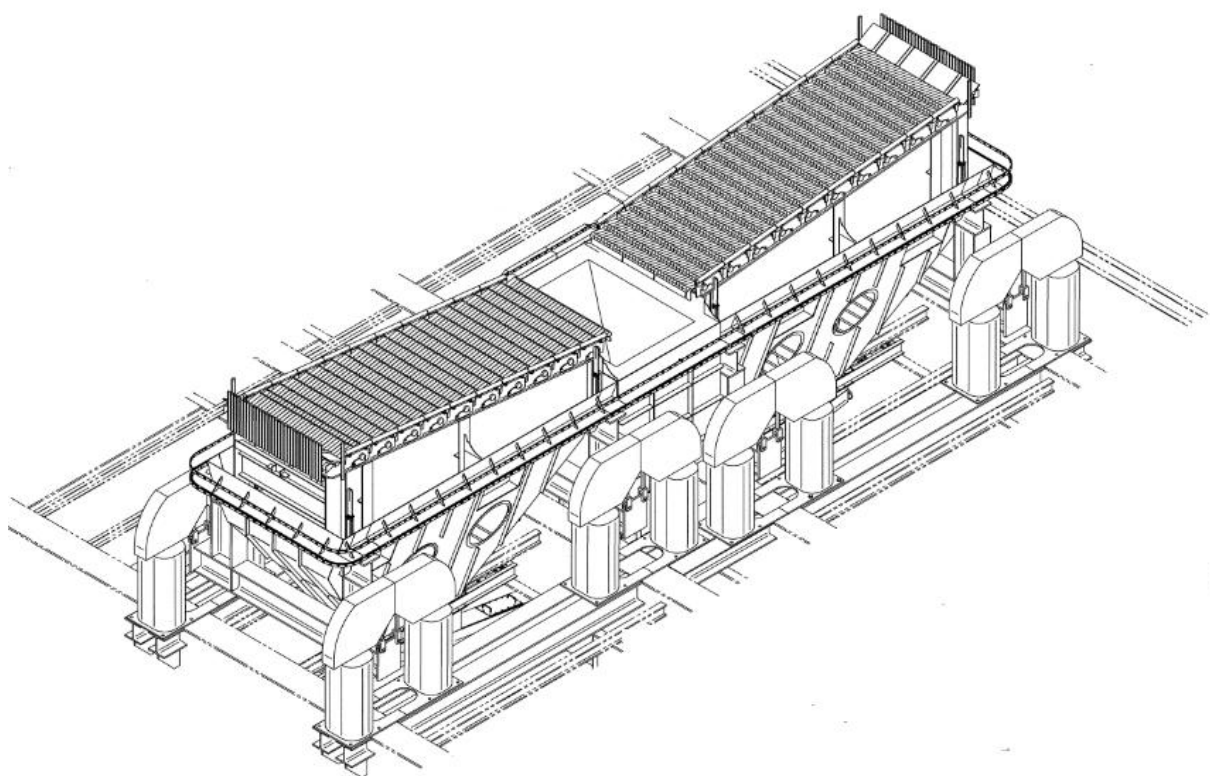
- ширина	2 000 mm
- дужина	2 x 4 500 mm
- тежина	9 t
- ефективна површина	22.0 m ²
- кретање решетке	+/- 75 mm
- брзина решетке мах.	1 800 mm/ min
- специфична топлота оптерећења	0.4 MW/m ²
- топлотни капацитет покретне решетке	9.6 MW

Покретна решетка се састоји од два подужна носача, која су смештена на попречно постављеним носећим гредама. Рамови решетке су смештени између подужних носача, што се може видети на слици 2.1.

Арматура за фиксирање попречних греда – штапова заварена је за подужне носаче и преко доњег дела лежишних плоча за погонски ланчаник. Штапови покретних решетке монтирани су на раму. Површина покретне решетке формира се смењивањем фиксних и покретних штапова. Релативним померањем између штапова гориво се транспортује, уз истовремено подстицање процеса сагоревања.

Рамови решетке погоне се хидрауличним цилиндрима помоћу осовина и ланчаника. Цилиндри се покрећу помоћу централног хидрауличног погона.

Процес сагоревања може се пратити кроз ревизиони отвор на левку котла као и преко две камере које су постављене на зидовима левка. На испусту решетке смештен је ревизиони отвор, помоћу којег се може обавити контрола саме решетке током редовног техничког одржавања [3].



Слика 2.1: Покретна решетка са попречно постављеним носећим гредама

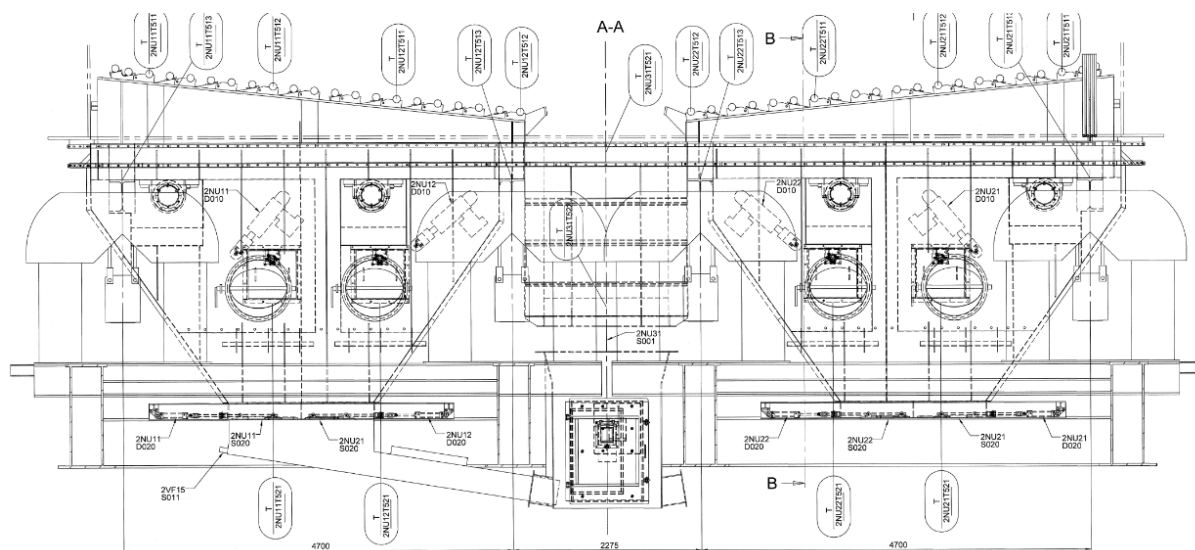
Левак за шљаку представља везу између две покретне решетке и сабирног левка. Левак је ливене конструкције са бетонским озидом и ревизионим отвором. Шибер са електромоторним погоном (АУМА), који је у периоду ремонта и одржавања затворен, постављен је на испусту из левка.

Левкови за пепео израђени су од челичног лима и заштићени изолацијом. Користе се за централизован транспорт пепела који пропадне кроз испусте решетке до одшљакивача и уједначено довођење ваздуха за сагоревање на покретне решетке.

На сваком левку налазе се по два отвора пречника 700 mm кроз које се доводи топао ваздух за решетку.

Хидраулични запорни вентили постављени су на излазу из левкова, а испод њих се налазе стрме косе површине које служе да уз испирање млазом воде транспорјују пепео/шљаку у одшљакивач, што се види на слици 2.2.

Вентили за довод воде постављени су на косим површинама испод левкова и они се аутоматски затварају и отварају помоћу секвенцијалне регулације. Вода из левкова котла отиче континуално у одшљакивач. Кроз главни регулациони вентил пропушта се недостајућа количина воде за одшљакивач.



Слика 2.2: Левкови за пепео

3. Основе хидрауличног преноса снаге

3.1 Хидраулични систем за пренос енергије

Систем за пренос енергије може бити механички, електрични, хидраулични и пнеуматски.

Хидраулички пренос енергије може бити хидростатички (запремински), при чему се енергија преноси само притиском, и хидродинамички, при чему се енергија преноси и брзином радне течности. Хидраулички систем је скуп међусобно повезаних хидрауличких компонената, чији је задатак да механичку енергију претвори у хидрауличку енергију, којом затим врши одговарајући рад. Хидраулички систем се у општем случају састоји од изворних компонената (пумпе), компонената за управљање (разводници и вентили), и извршних компонената (хидромотори, хидроцилиндри), везивних компонената (цевоводи, цревоводи и прикључци). Затим компонената за пречишћавање (филтри), компонената за хлађење, грејање и акумулирање радне течности (хладњак, грејач и резервоар) и компонената за акумулирање енергије (хидраулични акумулатор), [4].

Предности хидрауличних система су:

- Мале димензије и мала маса по јединици снаге,
- Мали момент инерције покретних делова,
- Могућност континуираног регулисања брзине извршних елемената и лака промена смера кретања,
- Поуздани су у раду и имају дуг век трајања,
- Једноставна заштита од преоптерећења,
- Добар степен искоришћења, а тиме и већа економичност,
- Могућност израде сложених система коришћењем стандардних елемената,
- Могућност примене аутоматизације.

Недостаци хидрауличких система:

- Зависност основних параметара система од спољних температурних услова и температуре радне течности,
- Неопходност велике чистоће радне течности,
- Могућност цурења радне течности из система,
- Сложеност монтаже.

3.2 Физичка својства течности и основни појмови

Течности се разликују од чврстих тела тиме што је међусобна веза њихових молекула слабија, тј. слаба им је кохезија, па се зато лако покрећу. Због лаке покретљивости и сопствене тежине течности увек заузимају облик суда у коме се налазе.

Функције радне течности у системима хидрауличног преноса снаге су:

- Пренос снаге (енергије),
- Подмазивање покретних делова,
- Заптивање зазора између покретних делова,
- Преузимање и расподела топлотне енергије која настаје услед трења.

Радне течности које се користе у савременим хидрауличким системима деле се на:

- Минерална уља,
- Синтетичке течности,
- Биљна уља,
- Вода (емулзије).

Радне течности које се користе за хидрауличке системе су стандардизоване, и оне морају испунити одређене захтеве:

- Да имају добру механичку и хемијску стабилност
- Да не пене, односно да се не мешају са ваздухом,
- Да имају добра мазивна својства,
- Да не изазивају корозију уређаја и разарање заптивки
- Да не садрже механичке нечистоће,
- Да имају низак притисак zasiћене паре и високу температуру кључања,

Температура

Уобичајене температуре радне течности у хидрауличким системима преноса снаге су у интервалу од -40 до $120\text{ }^{\circ}\text{C}$

Притисак

Притисак у течности има следећа својства:

1. Увек делује у правцу нормале на површину са којом је флуид у контакту,
2. У произвољној тачки флуида који мирује, притисак има исту вредност без обзира на правац деловања,
3. Промена притиска у било којој тачки течности у стању мировања, изазива исту промену у свим тачкама простора који та течност заузима (Паскалов закон).

Притисак у хидрауличним системима преноса снаге, реда је 10^2 bar (10^7 Pa) и по правилу мањи је од 450 bar .

Густина

Густина радне течности представља масу њене јединице запремине. Ова физичка величина зависи од притиска и температуре:

$$\rho = \rho_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{\beta} \cdot p - p_0 - \alpha \cdot (T - T_0) \right] \quad (3.1)$$

где су:

$\rho [\text{kg/m}^3]$	густина радне течности при притиску p [Pa] и температури T [K],
$\rho_0 [\text{kg/m}^3]$	густина радне течности при притиску p_0 [Pa] и температури T_0 [K],
β [Pa]	(изотермски) модул стишљивости радне течности,
$\alpha [K^{-1}]$	запремински коефицијент топлотног ширења.

Стишљивост

Стишљивост је својство радног флуида да мења своју запремину под дејством притиска. Течности су веома мало стишљиве, па се у пракси у већини случајева радне течности сматрају нестишљивим. Стишљивост се квантификује коефицијентом стишљивости и његовом реципрочном вредношћу-модулом стишљивости β [Pa].

Вискозност

Вискозност или унутрашње трење је отпор кретању течности због међусобног трења између делића течности и трења између делића течности и зидова суда.

Динамичка вискозност радне течности зависи од притиска и температуре, али не постоји интегрисана аналитичка релација која изражава ову вредност.

У пракси, чешћу употребу има кинематска вискозност ν [m^2/s], која представља однос динамичке вискозности и густине:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.2)$$

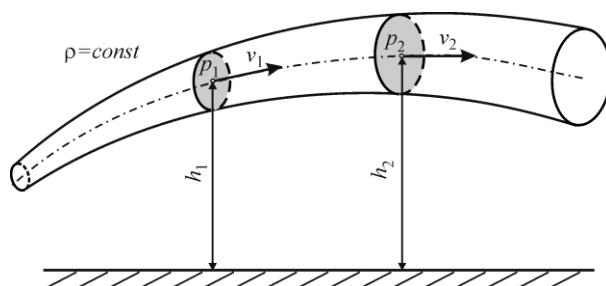
Бернулијева једначина

Бернулијева једначина представља облик закона о одржању енергије примењен на хидрауличне системе. Према овом закону, енергија струјања радне течности коју носи савршени радни флуид (радни флуид без трења) остаје константна. Може се формулисати на следећи начин: у случају да се ради о стационарном струјању савршене течности кроз струјну цев у пољу дејства земљине теже, и да при томе нема промене унутрашње енергије (нема промене температуре радне течности), збир кинетичке, потенцијалне и притисне енергије јединице масе течности у сваком проточном пресеку је константан:

$$\alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2} + g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho} = \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2 + \frac{p_2}{\rho} = \text{const} \quad (3.3)$$

где су:

- α_1 и α_2 [-] - Кориолисови бројеви у проточним пресецима 1 и 2 (слика 3.1) (за струјање кроз цеви и канале: Ламинарно $\alpha=2$ и турболентно $\alpha=1,1$),
 p_1 и p_2 [Pa] - притисци у тежиштима пресека 1 и 2,
 v_1 и v_2 [m / s] - средње брзине у проточним пресецима 1 и 2,
 h_1 и h_2 [m] - удаљења тежишта пресека 1 и 2 од референтне хоризонталне равни.



Слика 3.1 Бернулијева једначина

Огледи са реалним течностима показали су да при кретању течности њена енергија струјања није константна, већ се један њен део „троши“ због трења које се јавља између делића течности и површина зидова водова кроз које протиче. Изгубљена енергија струјања пада на терет притисног дела енергије, што се манифестује одговарајућим губитком (падом) притиска Δp_v [Pa]. Тако се Бернулијева једначина, која узима у обзир својства реалне течности, може писати на следећи начин:

$$\alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_1 + p_1 = \alpha_2 \cdot \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_2 + p_2 = \text{const} \quad (3.4)$$

Успутни губици

Успутни губици настају при струјању радног флуида на праволинијском делу пута. За одређивање пада притиска услед успутних губитака користи се Дарсијев (Darcy) образац:

$$\Delta p_{vu} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (3.5)$$

где су:

- λ [-] - коефицијент отпора трења флуида у правој цеви,
 l [m] - дужина цеви.

Струјање је ламинарно ако је рејнолдсов број $Re < 2320$. Коефицијенти струјања за ламинарно струјање одређује се према:

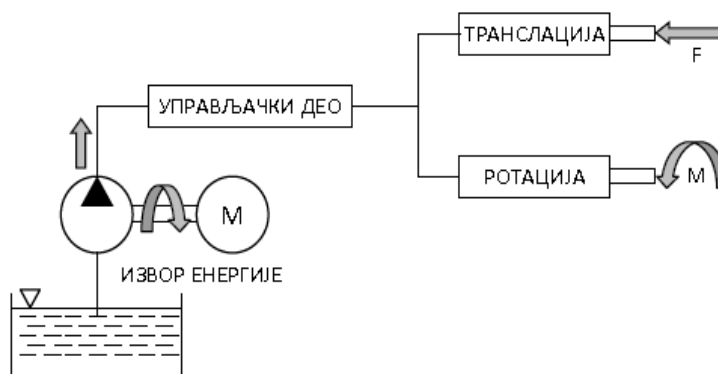
$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.6)$$

3.3 Принципијелне шеме хидрауличког погона роста и принцип рада

Приликом прорачуна хидрауличних компоненти које су саставни део роста, потребно је познавати димензије датих компоненти како би се одредио одговарајући смештајни простор за исте. Радни флуид хидрауличког система роста је уље, па се такав систем назива уљно – хидраулички систем (УХС). У уљно-хидрауличком систему струјна енергија флуида, заснована на притисној енергији радног флуида, трансформише се у неки користан механички рад, при чему се савладавају силе при транслаторном кретању или моменти при обртним кретању. Предности уљно-хидрауличког система у односу на адекватне механичке и електричне системе су: релативно једноставан пренос енергије од њеног извора до места коришћења, лака трансформација струјне у механичку енергију, остваривање великих сила и момената са малим побудама, мали смештајни простор, релативно једноставна трансформација транслаторног у обртно кретање и обрнуто, лака заштита од преоптерећења, релативно велика брзина реаговања, могућност доброг управљања итд. Недостатак је релативно мали степен искоришћења због великог губитка енергије у компонентама. Такође, у уљно-хидрауличком систему веома су изражени проблеми загревања уља, компоненте захтевају висок степен квалитета обраде површина што повећава њихову цену а са друге стране захтева се веома чисто уље тј. примена филтера, а због високих притисака присутни су проблеми цурења.

Основни задатак уљно-хидрауличког система је пренос енергије од њеног извора, који је најчешће пумпа, до места где се та енергија претвара у користан механички рад.

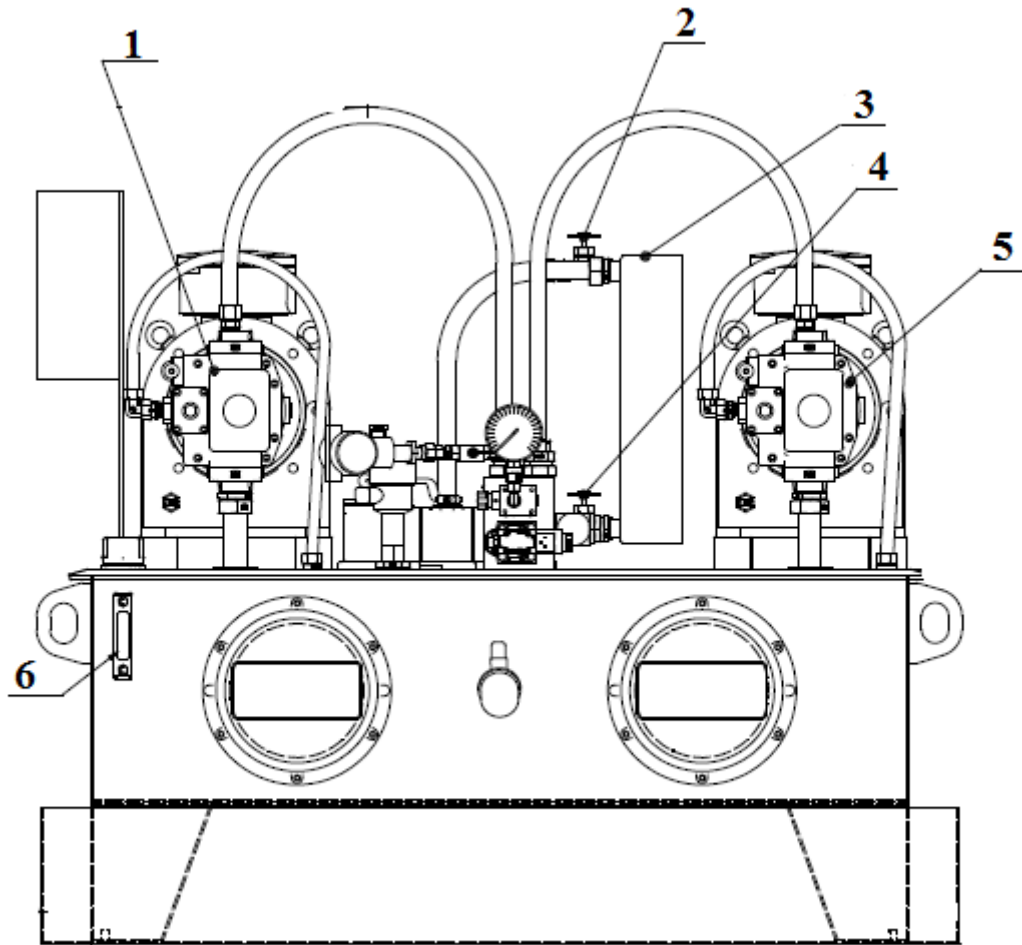
Трансформација струјне енергије у механичку обавља се у извршним органима (ИО). Ако извршни орган врши транслаторно кретање онда су то хидроцилиндри (ХЦ), а ако се врши обртно кретање ИО онда су то хидромотори (ХМ), (слика 3.2).



Слика 3.2: Уљно-хидраулични систем преноса снаге

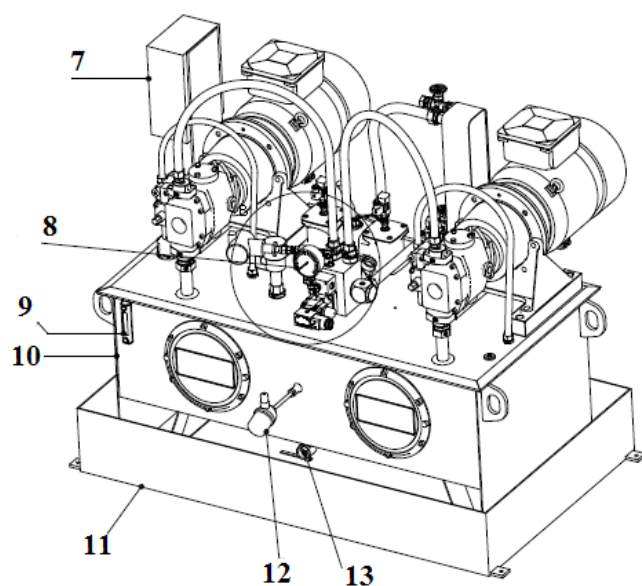
Извршни орган са енергетског аспекта представља губитак енергије ношен флуидом, а уједно и извор енергије дела механичког система. Дакле, извршни орган представља везу хидрауличког и механичког система. Између извора енергије и извршног органа постоји читав низ елемената (компонената) за: везу (цеви, црева, прикључци) и управљање који омогућавају функционисање УХС. Ове компоненте се деле на: активне, пасивне и компоненте за везу. Активне компоненте су: пумпе (извори струјне енергије), извршни органи (хидромотори, хидроцилиндри, који трансформишу хидрауличку у механичку енергију), хидраулички разводници и вентили који служе за

управљање. Пасивне компоненте не учествују активно у преносу снаге, али су неопходни су за правилно функционисање хидрауличког система. То су резервоари за уље, системи хлађења и пречишћавања уља (слике 3.3, 3.4 и 3.5), [5].



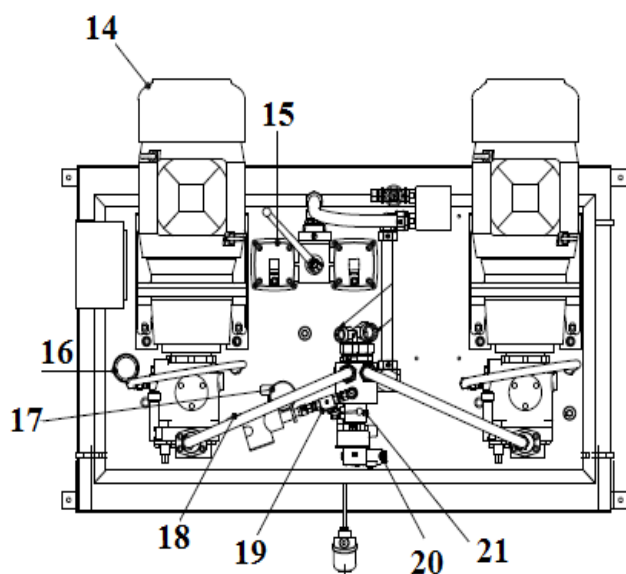
Слика 3.3: Делови хидрауличког погона роста (поглед спреда)

1. променљива запреминска пумпа,
2. вентил за искључење,
3. измењивач топлоте (уље – вода),
4. вентил за искључење,
5. променљива запреминска пумпа и
6. индикатор нивоа уља



- 7. терминално кућиште,
- 8. манометар,
- 9. мерач нивоа уља,
- 10. резервоар уља,
- 11. постоље хидрауличног погона,
- 12. индикатор температуре и
- 13. вентил за испуштање уља,

Слика 3.4: Делови хидрауличног погона раста (поглед спреда и са стране)



- 14. електрични мотор,
- 15. кућиште филтра,
- 16. китови и бректер,
- 17. пливајућа мера индикатор,
- 18. сензор притиска,
- 19. вентил за искључење,
- 20. вентил растеређења притиска,
- 21. анометар искључење вентила

Слика 3.5: Делови хидрауличног погона раста (поглед одозго)

Систем је пројектован као компактна јединица:

Сва опрема, укључујући електрични мотор, пумпу, филтре, хладњак, резервоар и друге компоненте су распоређене на поклопцу резервоара уља.

4. Хидраулични прорачун

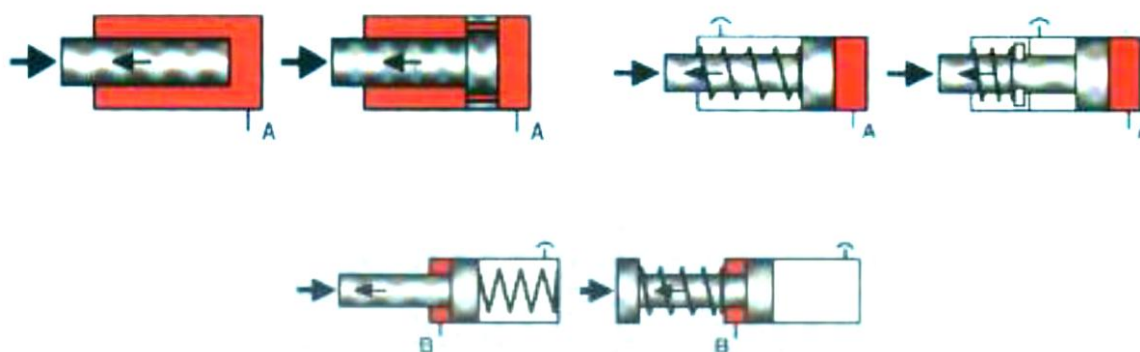
4.1 Избор хидрауличног цилиндра

Хидраулички цилиндри спадају у групу хидрауличких мотора са транслаторним кретањем. Састоје се од три основна елемента: цилиндра (кућишта), клипа (са или без клипњаче) помоћних елемената.

Цилиндар је запремински хидромотор са праволинијским кретањем радног органа (клипа и клипњаче) у односу на тело цилиндра и служи за претварање хидрауличне енергије у механичку. Праволинијско кретање клипа може се претворити у обртно помоћу кривајног механизма или озубљене летве и зупчастог редуктора, [6].

У односу на конструктивне преформансе могу се поделити на:

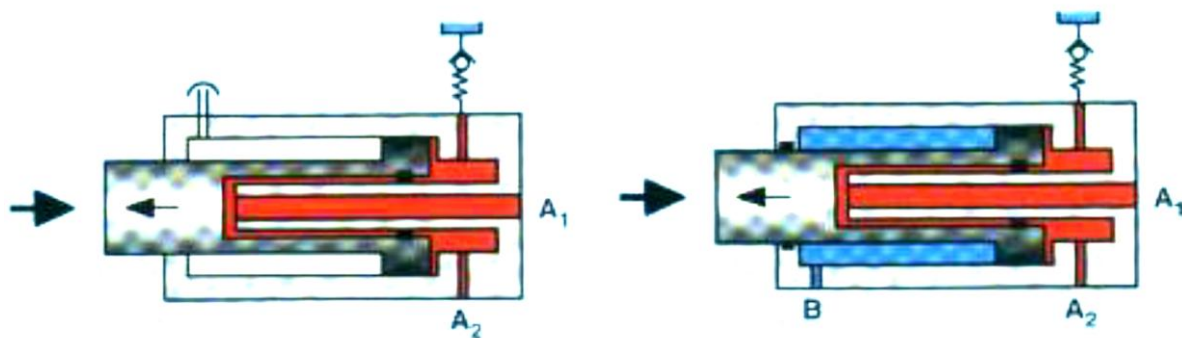
- једносмерне цилиндри,
- двосмерне цилиндри,
- цилиндри са пригушењем,
- тандем цилиндри и
- телескопски цилиндри.



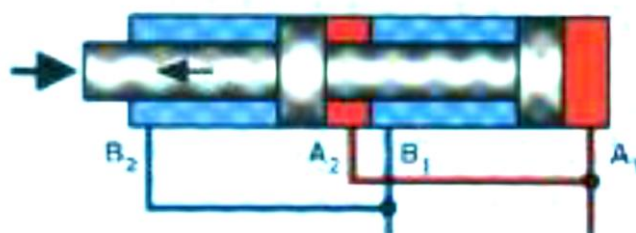
Слика 4.1: Једносмерни цилиндри



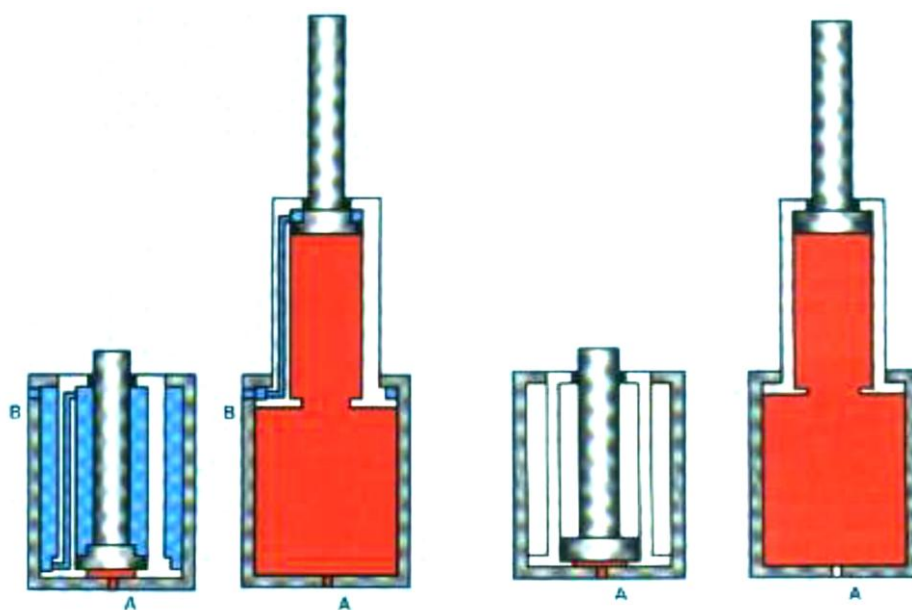
Слика 4.2: Двосмерни цилиндри



Слика 4.3: Цилиндри са пригушењем

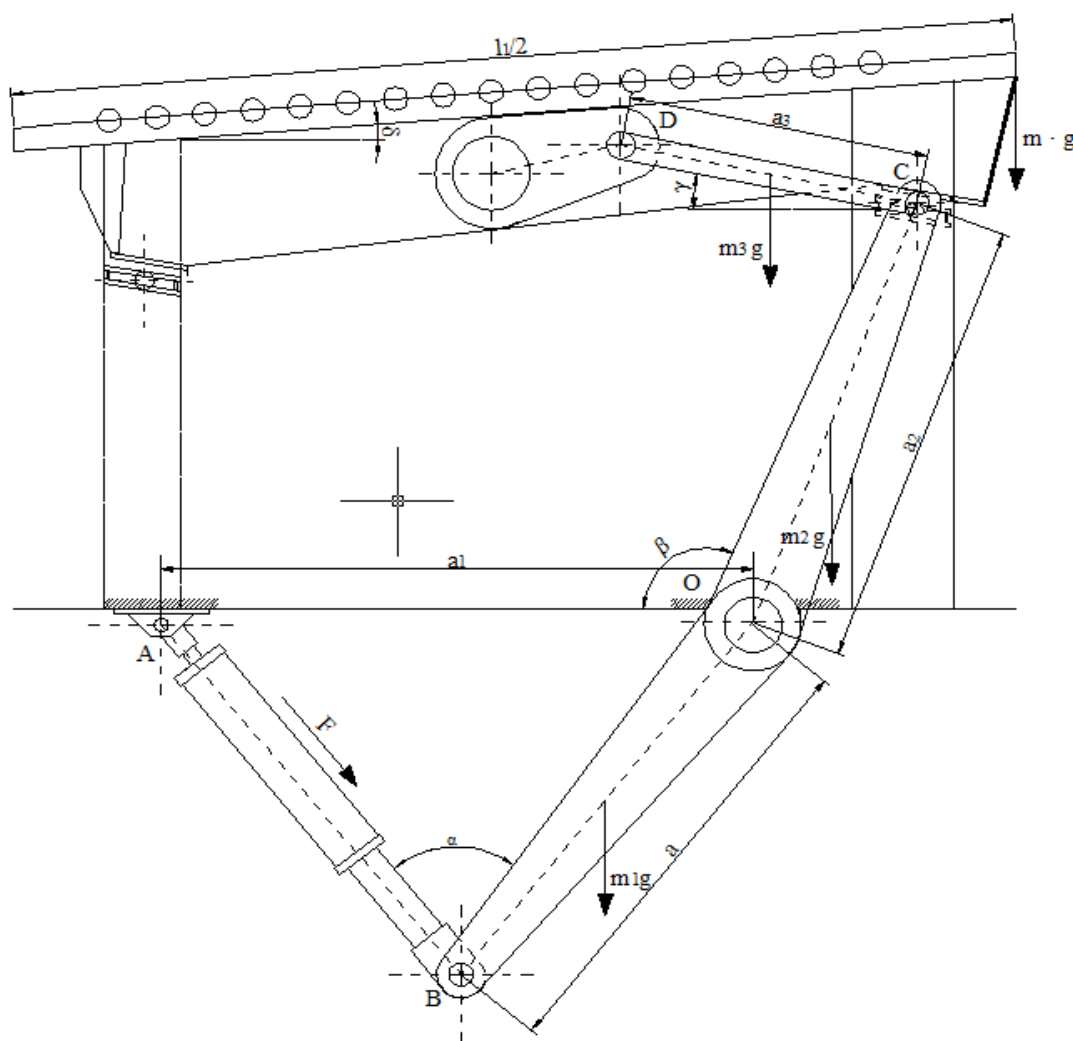


Слика 4.4: Тандем цилиндри



Слика 4.5: Телескопски цилиндри

При прорачуну неопходно је одредити основне димензије хидроцилиндра израђеног од челика, (дебљину зида кућишта, пречник клипа и пречник клипњаче), који је део хидрауличног система раста приказаног на слици 4.6. Тежина раста, као и тежина полука на расту износи $m_1 = 10 \text{ t}$, а тежина пепела износи $m_2 = 0,5 \text{ t}$. На једној половини раста у временском периоду од 15 s , када је угаљ лошијег квалитета, добија се тежина раста и пепела $m = m_1 + m_2$. У радним режимима угао α варира између 75° и 90° . Максимални притисак на улазу у хидроцилиндар износи $p_{max} = 120 \text{ bar}$, модул еластичности челика је $E = 2,1 \cdot 10^{11} \cdot \text{N/m}^2$, а напон на граници развлачења (течења), је $\sigma_{max} = 3,2 \cdot 10^8 \text{ Pa}$. Усвојен је степен сигурности при димензионисању дебљине зида хидроцилиндра $\nu_z = 3$ и степен сигурности при прорачуну пречника клипњаче на извијање $\nu_{izv} = 4$. Дужина полуке је $a = 1 \text{ m}$. Геометријске мере раста су дате на слици 4.6., [4].



Слика 4.6: Принципа рада хидроцилиндра и полуке раста

Из израза за равнотежу момената за тачку O добијамо:

$$M_o = 0$$

$$F \cdot \cos 90 - \alpha \cdot a + m_1 \cdot g \cdot \frac{a}{2} \cdot \cos 90 - \alpha - m_2 \cdot g \cdot \frac{a}{2} \cdot \cos 180 - \beta + m_3 \cdot g \cdot \frac{a_3}{2} \cdot \cos \gamma - m \cdot g \cdot \left(\frac{l_1}{2} \cdot \cos \delta - a_1 \right) = 0$$

следи да је сила F којом радна течност делује на клип хидроцилиндра:

$$F = \frac{m \cdot g \cdot \left(\frac{l_1}{2} \cdot \cos \delta - a_1 \right) - m_3 \cdot g \cdot \frac{a_3}{2} \cdot \cos \gamma}{a \cdot \cos 90 - \alpha} + \frac{m_2 \cdot g \cdot \frac{a}{2} \cdot \cos 180 - \beta - m_1 \cdot g \cdot \frac{a}{2} \cdot \cos 90 - \alpha}{a \cdot \cos 90 - \alpha}$$

За димензионисање пречника клипа хидроцилиндра, меродовна је максимална вредност ове силе F_{max} . Максимална вредност ове силе јавља се у случају минималне вредности угла α . Како је у раду дефинисано да је минимална вредност угла α , $\alpha_{min} = 75^\circ$, то се за F_{max} добија:

$$F_{max} = \frac{10500 \cdot 9,81 \cdot (2,25 \cdot \cos 10 - 1,3) - 30 \cdot 9,81 \cdot 0,35 \cdot \cos 20}{1 \cdot \cos 15} + \frac{50 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot \cos 60 - 100 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot \cos 15}{1 \cdot \cos 15}$$

$$F_{max} = 103,6 \text{ kN}$$

где су:

$$\begin{aligned} \beta &= 120^\circ, \quad \gamma = 20^\circ, \quad \delta = 10^\circ, \\ a &= 1 \text{ m}, \quad a_1 = 1,3 \text{ m}, \quad a_2 = 1 \text{ m}, \quad a_3 = 0,7 \text{ m}, \quad l_1 = 4,5 \text{ m} \\ m &= 1050 \text{ kg}, \quad m_1 = 100 \text{ kg}, \quad m_2 = 50 \text{ kg}, \quad m_3 = 30 \text{ kg}. \end{aligned}$$

Пречник клипа хидроцилиндра, што је уједно и унутрашњи пречник кућишта цилиндра се рачуна као:

$$D = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot p_{max}} \quad (4.1)$$

па се из обрасца (4.1) добија:

$$D = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot p_{max}} = \frac{4 \cdot 103,6 \cdot 10^4}{\pi \cdot 120 \cdot 10^5} = 0,105 \text{ m}$$

одакле се за унутрашњи пречник кућишта усваја $D = 125 \text{ mm}$ [8].

Дозвољени напон материјала зида кућишта је:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{max}}{\nu_z} = \frac{3,2 \cdot 10^8}{3} = 1,07 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

при чему је:

p_{max} [bar] – максимални притисак у хидроцилиндру,

σ_d [bar] – дозвољено напрезање материјала зида кућишта хидроцилиндра.

Пошто се ради о танкозидном кућишту хидроцилиндра, јер је $\frac{\sigma_d}{6} = 1,78 \cdot 10^7 \text{ Pa}$, што је веће од $p_{max} = 120 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, за прорачун дебљине зида може се користити израз Beloua:

$$\delta_{min} \geq \frac{p_{max} \cdot D}{2 \cdot \sigma_d} \quad (4.2)$$

па се из обрасца (4.2), добија:

$$\delta_{min} = \frac{p_{max} \cdot D}{2 \cdot \sigma_d} = \frac{120 \cdot 10^5 \cdot 0,125}{2 \cdot 1,07 \cdot 10^8} = 7,009 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

па се за дебљину зида усваја $\delta = 7 \text{ mm}$.

Занемарујући промену силе којом радна течност делује на клип хидроцилиндра при подизању терета, за прорачун пречника клипњаче на извијање мерарован је режим када је слободна дужина извијања l_s максимална. Како су оба краја хидроцилиндра зглобно везана, то је према табели 4.1 слободна дужина извијања $l_s = l$. Посматрајући троугао ΔOAB са слике 4.6, за дужину l се добија:

$$l \sin \frac{75}{2} = \frac{a_1}{2}$$

$$l \sin \frac{75}{2} = 0,65$$

тако да је максимална вредност l_s :

$$l_s = \frac{0,65}{\sin \frac{75}{2}} = 1,06$$

Из формуле Ојлера може да се израчуна дозвољена сила на извијање:

$$F_{max} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_s^2 \cdot \nu_{izv}} \quad (4.3)$$

где су:

F [N] – дозвољена сила на извијање,

E [Pa] – модул еластичности (за челике: $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Pa),

I [m⁴] – аксијални момент инерције попречног пресека клипњаче,

$D - d$ [m] - пречник клипа, клипњаче,

l_s [m] – слободна дужина извијања,

Аксијални момент инерције попречног пресека клипњаче добија се из обрасца (4.3):

$$I = \frac{F_{max} \cdot l_s^2 \cdot \nu_{izv}}{\pi^2 \cdot E} = \frac{10,36 \cdot 10^4 \cdot 1,06^2 \cdot 4}{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 2,25 \cdot 10^{-7} m^4$$

Како је попречни пресек клипњаче круг I је:

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} \quad (4.4)$$

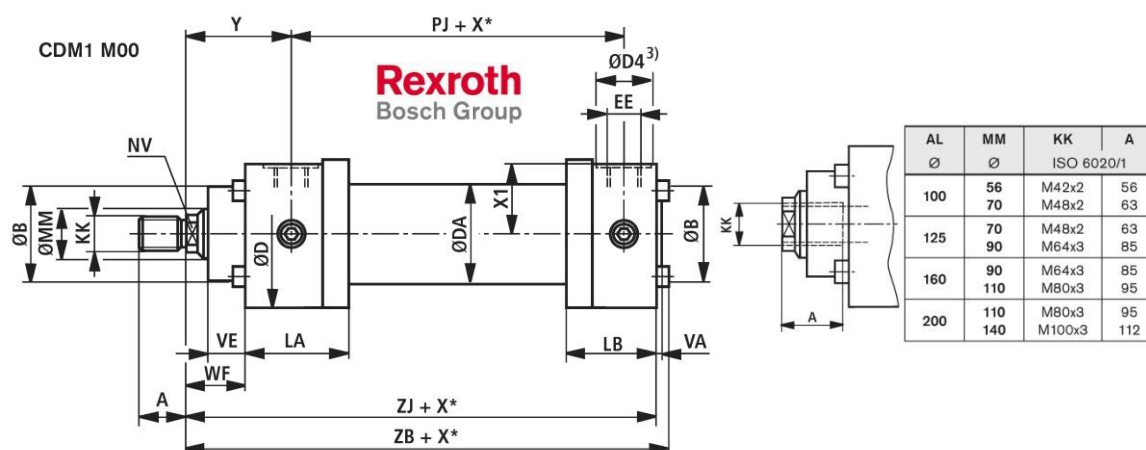
за пречник клипњаче из обрасца (4.4) се добија:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 2,25 \cdot 10^{-7}}{\pi}} = 46 \cdot 10^{-3} m$$

одакле се за пречник клипњаче усваја вредност $d = 70 mm$. [8]

Страна 31

Табела 4.1: Шематски приказ различитих случајева извијања клипњаче Хидроцилиндра [4]



Dimensions M00 (dimensions in mm)

AL Ø	MM Ø	KK ¹⁾ ISO 6020/1	A ¹⁾	KK ²⁾ VW 39 D 920	A ²⁾	NV	ØB f8	ØD	ØDA	ØD4 3); 8)	EE 8)	ØD4 3); 9)	EE 9)
125	70 90	M48x2 M64x3	63 85	— M48x2	— 63	60 75	132	192	150	47	G1	43	M33x2
160	90 110	M64x3 M80x3	85 95	— M64x3	— 85	75 95	160	237	190	58	G1 1/4	52	M42x2
200	110 140	M80x3 M100x3	95 112	— M80x3	— 95	95 120	200	285	230	58	G1 1/4	52	M42x2

AL Ø	MM Ø	Y	PJ	X1	VA	VE	VD	NF	WF	ZB	ZJ	LA	LB
125	70 90	121	174	92.5	5	37	5	32	60	335	325	143	112
160	90 110	143	191	115.5	8	41	5	36	66	380	370	171	130
200	110 140	190	224	138.5	15	45	5	40	75	466	450	230	151

Слика 4.8: Димензије хидрауличног цилиндра

Piston	Piston rod	CD / CS cylinder at 0 mm stroke length							Per 100 mm stroke length
AL Ø mm	MM Ø mm	M00 kg	MP3 MP5 kg	MP3 MP5 kg	MF1 MF2 kg	MF3 MF4 kg	MT4 kg	MS2 kg	kg
125	70	60.0	66.0	84.0	68.0	70.0	73.5	86.0	7.3
	90	61.0	67.0	85.0	69.0	71.0	74.5	87.0	9.3
160	90	107.0	122.0	150.0	—	121.0	136.0	148.0	11.5
	110	108.0	123.0	151.0	—	122.0	137.0	149.0	14.0
200	110	193.0	222.0	262.0	—	217.0	245.0	259.0	15.4
	140	196.0	225.0	265.0	—	220.0	248.0	262.0	20.1

Слика 4.9: Тежина хидроцилиндра у зависности од дужине хода и модула за везивање

4.2 Избор хидраулички савитљивих црева

Савитљива црева се примењују у системима чије су компоненте међусобно покретне. Код раста, постоље у односу на резервоар може заузети стабилни хоризонтални и вертикални положај. Радни притисак црева је максимални радни притисак целокупног хидрауличног система. Усвајено је савитљиво црево HYDROSCAND T8011, 1049-01-12 (слика 4.10). Радни притисак је 165 bar, [9].



HYDROSCAND
HOSE AND FLUID CONNECTORS

Унутрашња гума: Polyester elastomer
 Навлака: Polyurethane
 Ојачање: Једна или два слоја арамида(кевлара)
 Фактор сигурности: 4:1
 Температура: -40°C до $+100^{\circ}\text{C}$, на ваздуху или води max $+70^{\circ}\text{C}$
 Боја: Црна

Part number	ID mm	ID inch	OD mm	Work pr. MPa	Bend rad. mm	Weight kg/m
1049-01-03	5.0	3/16"	8.9	35.0	30	0.05
1049-01-04	6.5	1/4"	11.5	35.0	50	0.08
1049-01-06	10.0	3/8"	15.5	28.0	60	0.13
1049-01-08	13.0	1/2"	19.9	24.5	80	0.20

Слика 4.10: Основне карактеристике хидрауличких савитљивих црева

4.3 Усвајање погонске јединице раста

Карактеристике електромотора:

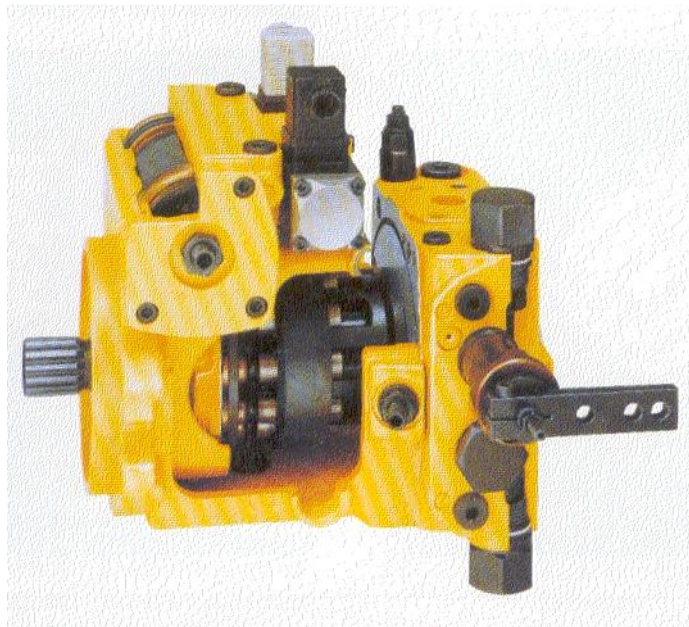
Снага електромотора	22 kW
Број обртаја	1450 min^{-1}
Радни напон	400/690 V
Радна фреквенција	50 Hz



Слика 4.11: Електромотор [10].

4.4 Уљно хидраулички прорачун компоненти за $n = 1450 \text{ min}^{-1}$

Аксијално-клипне машине могу бити изведене са константним нагибом плоче, или се конструкцијским решењем нагиб плоче може мењати.



Слика 4.12: Аксијално клипна пумпа

Аксијалне клипне пумпе и хидромотори су, због низа добрих својстава, најчешће коришћени агрегати у хидрауличним системима преноса снаге. Одликују се компактном констукцијом, малим моментом инерције, високим радним притиском, великим радним запреминама и погодним конструктивним могућностима за уградњу уређаја за регулацију величине радне запремине и смера струјања. Недостатак им је што траже радну течност (уље) високог степена чистоће ($10\text{-}20 \text{ }\mu\text{m}$). Зависно од конструкције имају радни век 5000 – 10 000 сати.

Према конструкцији се у основи деле на две групе и то:

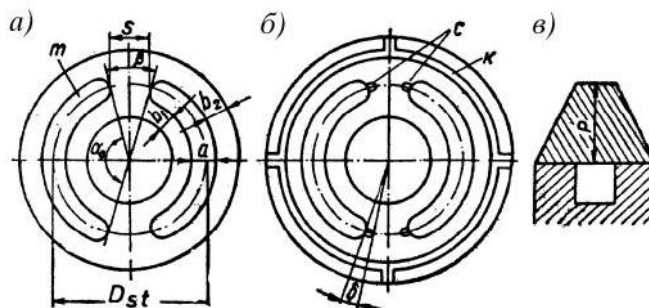
- аксијалне клипне пумпе и хидромоторе са косом нагибном плочом,
- аксијалне клипне пумпе и хидромоторе са косо постављеним (нагибним) цилиндарским блоком.

Развођење течности у пумпи (од усисног отвора пумпе до цилиндара и од цилиндара до потисног отвора пумпе), односно у хидромотору, конструктивно се решава на више начина. Према разводном склопу, који је међу најважнијим склоповима пумпе, разликују се пумпе и хидромотори са чеоним развођењем, са разводним рукавцем, са развођењем преко цилиндричног разводника и са вентилским развођењем.

Чеоно развођење течности, преко чеоног разводника (чеоне разводне плоче) са два српаста канала, (слика 4.13) знатно упрошћава конструкцију, смањује габарите и

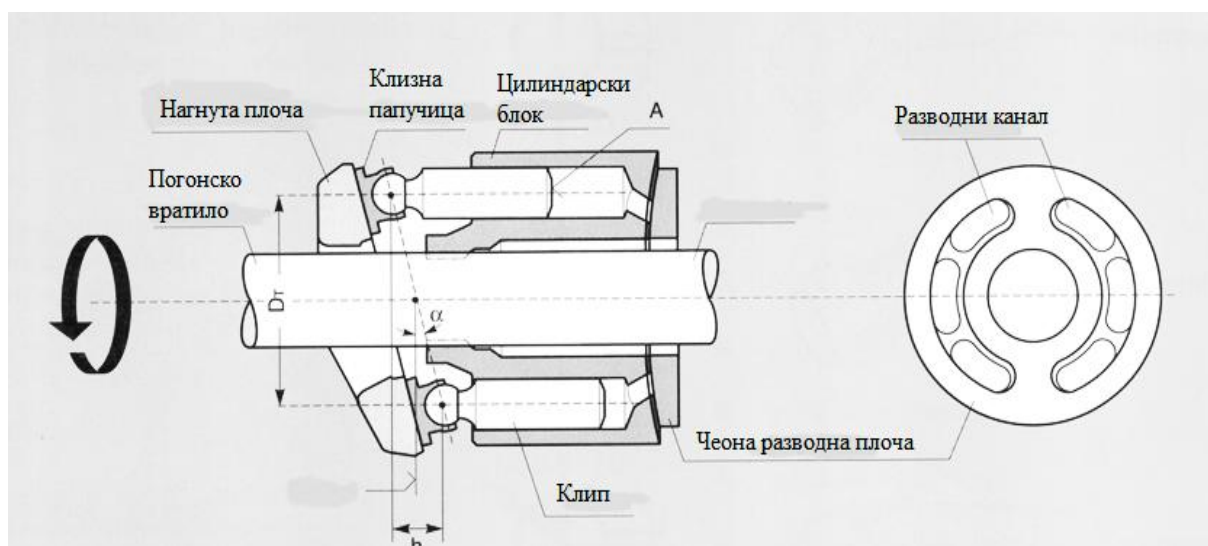
масу, тако да се аксијалне клипне пумпе и хидромотори најчешће и изводе са чеоним разводником, [11].

На слици 4.13 дате су шеме конструктивних извођења аксијалних клипних пумпи са чеоним разводом.



Слика 4.13: Шема чеоне разводне плоче аксијалне клипне пумпе

Карактеристичне геометријске величине дате пумпе дате су на следећој слици 4.14:



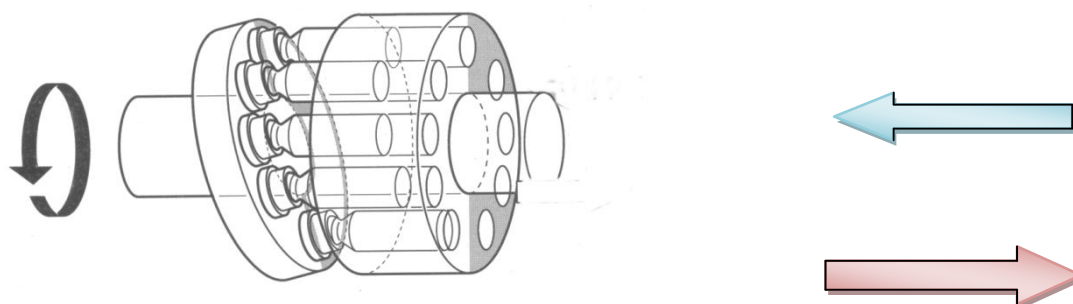
Слика 4.14: Шематски приказ аксијалне клипне пумпе

Аксијалне клипне пумпе и хидромотори могу бити са константном и променљивом радном запремином. Промена радне запремине врши се променом угла нагибне косе плоче, односно променом угла цилиндарског блока, тако да се капацитет пумпе може мењати од нуле до највеће вредности. Међутим, уколико се промени правац нагиба у подручју углова (a) и (-a), усисне стране пумпе постају потисне, а потисне стране постају усисне. Та могућност је искоришћена за конструкцију пумпи код којих је могуће мењати ток уља, односно усисну са потисном и потисну са усисном страном.

4.4.1 Принцип рада клипно аксијалних пумпи са косом нагибном плочом

Клипно аксијална пумпа са косом нагибном плочом је запреминска машина, код које су клипови у истој оси као и погонско вратило. Промена протока се постиже променом нагиба плоче.

Начин рада пумпе: Покретањем погонског вратила покреће се цилиндарски блок који су механички везани. Клипови који су преко клизних папучица наслоњени на косу плочу почињу се извлачити односно увлачити у цилиндрима, приказано на слици 4.15. У фази извлачења повећава се радни простор те се услед тога течност усисава, а када се цилиндар увлачи, смањује се запремина радне коморе те се течност потискује под притиском.



Слика 4.15: Принцип рада клипно аксијалне пумпе

Функција нагибне плоче: Да би се добио константан проток пумпе, коса плоча мора бити фиксна. Код пумпи којима се проток може мењати, нагиб нагнуте плоче је унутар неких граница може се континуирано мењати. Променом нагиба плоче, постижу се различити ходови клипова.

Највећа вредност капацитета је одређена највећом вредношћу угла нагиба плоче или цилиндарског блока. Код пумпи са косом нагибном плочом највећа вредност закретног угла је $\alpha = 15 \div 18^\circ$, а код пумпи са косим цилиндарским блоком највећа вредност закретног угла је $\beta = 25 \div 35^\circ$.

Аксијалне клипне пумпе и хидромотори са чеоним разводом производе се за радне притиске до 420 bar и протоке до 1000 l/min. Пумпе и хидромотори су обично са максималним трајним бројем обртаја до 3000 o/min. Код хидромотора класичне конструкције број обртаја је стабилан од $n_{min} = 50 \text{ o/min}$, а код специјалних конструкција је $n_{min} = 5 \div 7 \text{ o/min}$.

4.4.2 Избор аксијалне клипне пумпе

При прорачуну аксијалне клипне пумпе усвојени су следећи полазни подаци:
 $p_p = 120 \text{ bar}$ – усвојени радни притисак, $\eta_p = 0,8 \div 0,91$ – препоручене вредности степена корисности пумпе, усвојено $\eta_p = 0,88$, снага мотора $P_u = 22 \text{ kW}$.

Запремински проток пумпе се рачуна као:

$$Q_p = \frac{P_m \cdot \eta_p}{p_p}, \quad (4.5)$$

Из обрасца (4.5) добија се запремински проток пумпе:

$$Q_p = \frac{P_m \cdot \eta_p}{p_p} = \frac{22 \cdot 10^3 \cdot 0,88}{120 \cdot 10^5} = 1,6 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = \frac{1,6 \text{ dm}^3}{\text{s}} = 96 \text{ l/min}$$

На основу прорачунатог протока потребно је из каталога пумпи J-V усвојити пумпу најприближнијег протока, слика 4.16, [12]

J - V * * A * * * - * * - * *			
Baureihe Series = J-V Serie		Durchtriebsflansch (siehe Seite 22) Through drive flange (see page 22) Flangia post. (vedi pagina 22) J-V 23, J-V 38 SAE A = S1 J-V 70 SAE B = S2	
Baugröße · Size · Grandezza 8,0 cm³ = 8 14,8 cm³ = 15 23,0 cm³ = 23 37,7 cm³ = 38 51,6 cm³ = 50 69,8 cm³ = 70		Ausführungskennzeichen (Stand bei Druck) Design Number (release on print date) N° del tipo (alla presente edizione) J-V 8 = 20 J-V 15 = 95 J-V 23 = 30 J-V 38 = 95 J-V 50 = 20 J-V 70 = 60	
Regler · Control · Regolatore mech. einstellb. Nullhubdruckregler = A pressure compensator control compensatore di press. a registrazione mecc.		Lage der Arbeitsanschlüsse (siehe Tabelle 3) Port position (see table 3) Posizione delle bocche (vedi tabella 3) radial · laterali = - axial · frontali = X	
Druckeinstellbereich (siehe Tabelle 4) Press. adjustment range (see table 4) Campo di regolazione press. (vedi tabella 4) 8 bar 70 bar = 1 15 bar 140 bar = 2 35 bar 210 bar = 3 35 bar 250 bar = 4		Drehrichtung (siehe Tabelle 3) Sense of rotation (see table 3) Senso di rotazione (vedi tabella 3) rechtsdrehend · clockwise · destro = R linksdrehend · counterclockwise · sinistro = L	

Слика 4.16: Одабир клипно аксијалне пумпе J-V70A3RX-60-S2

Axialkolben-Verstellpumpen
Variable displacement axial piston pumps
Pompe variabili a pistoncini assiali

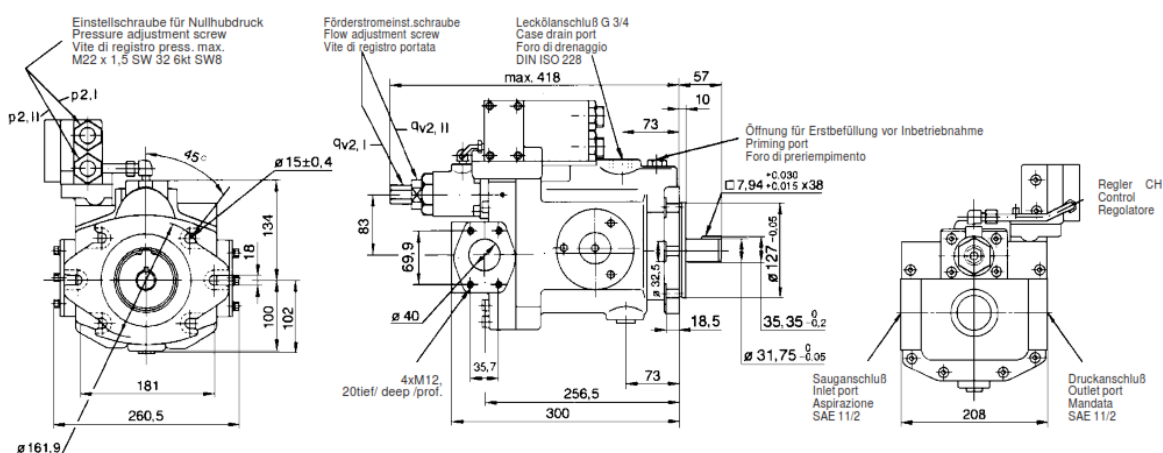
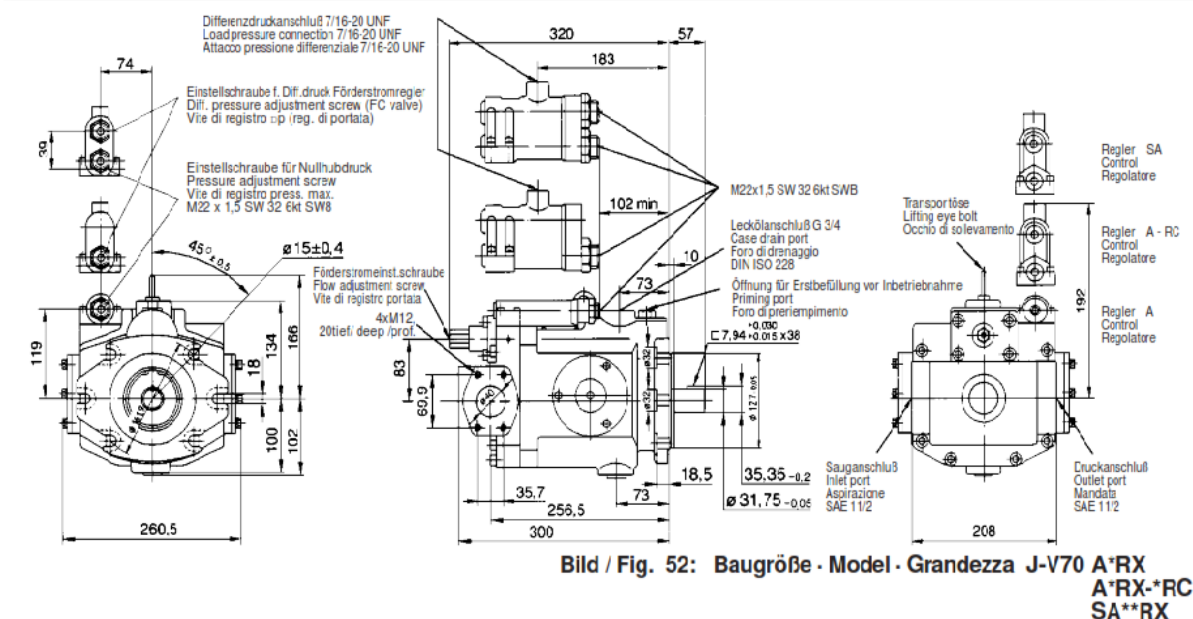
Baureihe J-V
Series J-V
Serie J-V

Kenngößen · Operating data · Dati caratteristici

Benennung Description Descrizione	Formelz. Symbol Simbolo	Einheit Unit Unità di mis.	Baugröße · Size · Grandezza					
			8	15	23	38	50	70
Befestigungsart; stüms. Flanschbefestigung Type of attachment Flangia di fissaggio ant.	-	-	ISO 3019/2 2-Loch fori	ISO 3019/1 2-Loch fori	ISO 3019/1 2-Loch fori	ISO 3019/1 2-Loch fori	ISO 3019/1 2-Loch fori	ISO 3019/1 2-Loch fori
Geometrisches Fördervolumen Displacement Cilindrata	V _g	cm ³ /U	8,0	14,8	23,0	37,7	51,6	69,8
Geometr. Förderstrom · Outlet flow · Portata a n=1500 min ⁻¹ - mech. Einstellbereich · Adjustment range · Campo di regolazione - A, A-RC, SA, D Regler · control · regolatore - CH, CJ Regler · control · regolatore	q _{v2} q _{v2, I} q _{v2, II}	l/min	3,3...12,0 - -	4,3...22,2 7,1...22,2 0,9...10,8	8,9...34,5 11,0...34,5 2,6...18,8	23,0...56,6 26,7...56,6 6,6...33,3	0...77,4 - -	16,9...104,7 35,0...104,7 2,5...52,5
Drehrichtung, Gewicht Sense of rotation, Weight Senso di rotazione, peso	-	-	siehe Tabelle 3 see table 3 vedi tabella 3					
Drehzahlbereich Range of speeds Gamma di velocità	n _{min} n _{max}	min ⁻¹	500 1800* *höhere Drehzahlen auf Anfrage · higher rpm on demand · numeri di giri più alti a richiesta					
Eingangsdruckbereich Inlet pressure range Campo di pressione in asp.	p _{t, min} p _{t, max} p _{t, n}	bar _{abs}	0,83 2,0 0,95...1,1					
Leckstromdruckbereich Case pressure range Campo di pressione drenaggio	p _{vd, max}	bar	0,35 für Dauerbetrieb, 1,0 kurzzeitig 0,35 for cont. operation, 1,0 momentary 0,35 in esercizio continuo, 1,0 intermittenti					
Ausgangsdruckbereich (DIN 24312) Outlet pressure range (DIN 24312) Campo press. in mandata (DIN 24312) - Nenndruck · nominal press. · Press. nominale - Höchstdruck · peak pressure · Pressione di punta	p _{2, n} p _{2, p}	bar	70 105	210 315*)	250 315*)	210 315*)	210 315*)	210 315*)
Viskositätsbereich am Eingang Viscosity range Gamma di viscosità	v _{t, min} v _{t, max}	mm ² /s	15 400					
Druckflüssigkeittemperaturber. am Eingang Hydraulic fluid temperature range Gamma di temperatura del fluido idr.	θ _{t, f, min} θ _{t, f, max}	°C	0 60					
Reinheitsgrad der Druckflüssigkeit Fluid cleanliness Grado di pulizia del fluido	-	-	18/14 nach CETOP RP 70 H oder 9 nach NAS 1638 und besser. insbesondere bei hohen Belastungen und Lebensdaueranforderungen 18/14 to CETOP RP 70 H or 9 to NAS 1638 or better. especially at high loads and high life expectancy requirements 18/14 secondo CETOP RP 70 H oppure 9 secondo NAS 1638 o migliori. In particolare con carichi gravosi o se viene richiesta una durata elevata.					
Druckflüssigkeit Hydraulic fluid Fluido idraulico	-	-	auf Mineralölbasis nach DIN 51524 u. DIN 51525, andere Flüssigkeiten auf Anfrage, bei Bedarf bitte Druckflüssigkeitsempfehlung anfordern · For mineral oil base DIN 51524 and DIN 51525, other fluids on request, please ask for hydraulic fluid recommendations if required · a base minerale secondo DIN 51524 e DIN 51525, altri fluidi a richiesta, in caso di bisogno preghiamo di esigere fluidi consigliati. Viskosität · viscosity · viscosità: v _{ak} = 7 mm ² /s v _{emp} = 12...54 mm ² /s Betriebsviskosität empfohlen · rated viscosity · Viscosità di esercizio consigliata v _{max} = 800 mm ² /s kurzzeit. bei Start, geringe Sek. · intermittent, cold start · Viscosità di avviamento, per pochi secondi					
Filterung · Filtering · Filtrazione - saugseitig · suction · in aspirazione - rücklaufseitig · return · sul ritorno	-	µm	150 25 absolut / absolute / assoluti					
Füllmenge für Erstbefüllung Oil volumes for first filling Olio di primo riempimento	-	l	0,3	0,5	0,5	0,9	2,0	2,0

Слика 4.17: Карактеристике аксијално клипне пумпе J-V70A3RX-60-S2

Baugröße J-V70 · Model J-V70 · Grandezza J-V70



Слика 4.18: Основне димензије клипно аксијалне пумпе J-V70A3RX-60-S2

$$Q_p = q_p \cdot n \cdot \eta_v \cdot 10^{-3}, \quad n \quad \frac{o}{\min}, \quad q_p \quad \frac{cm^3}{o}, \quad Q_{p1} \quad \frac{l}{\min}, \quad (4.6)$$

η_v - запремински степен искоришћења пумпе,

$$q_p = \frac{Q_{p1} \cdot 10^3}{n \cdot \eta_v} = \frac{1000 \cdot 96}{1450 \cdot 0,95} = 69,7 \text{ cm}^3/o$$

Усвојена је аксијално клипна пумпа серије **J-V70A3RX-60-S2**.

Проток пумпе се дели на 4, зато што је проток пумпе добијен за 4 хидроцилиндра.

$Q_{p1} = \frac{96}{4} = 400 \text{ cm}^3/\text{s} = 24 \text{ l/min}$, па се овај проток узима при прорачуну брзине кретања хидроцилиндра.

Брзина радног хода клипа (v_i), се израчунава према:

$$Q_{p1} = v_i \cdot A_1 \quad (4.7)$$

Да би смо израчунали брзину кретања клипа, потребно је одредити површину клипа $A_1[\text{m}^2]$:

$$A_1 = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \quad (4.8)$$

па се из претходног обрасца (4.8), добија:

$$A_1 = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{0,125^2 \cdot \pi}{4} = 12,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 122 \text{ cm}^2$$

Брзина радног хода клипа добија се из једначине 4.8

$$v_i = \frac{Q_{p1}}{A_1} = \frac{400}{122} = 3,27 \text{ cm/s}.$$

Брзина увлачења клипњаче се рачуна из релације:

$$v_u = v_i \cdot \frac{A_1}{A_2} = 3,27 \cdot \frac{122}{84,27} = 4,73 \text{ cm/o}$$

Површина $A_2 [\text{m}^2]$ се израчунава преко:

$$A_2 = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4} = \frac{(0,125^2 - 0,07)^2 \cdot \pi}{4} = 8,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 84,27 \text{ cm}^2$$

$Q_{p1} [\text{m}^3/\text{s}]$ – запремински проток,

$v_i [\text{m/s}]$ – брзина извлачења клипњаче (клипа),

$v_u [\text{m/s}]$ – брзина увлачење клипњаче (клипа).

4.4.3 Брзина струјања у цевоводима за радни ход цилиндра

Према слици 4.10, унутрашњи пречник савитљивог цевовода 3/4" је $d_c = 19 \text{ mm}$, ν - кинематска вискозност уља је усвојена из табеле 4.2. На основу брзине струјања се одређује тип струјања.

$$Q_{p1} = v_c \frac{d_c^2 \cdot \pi}{4} \quad (4.9)$$

из обрасца (4.9), добија се брзина струјања у цевоводима при извлачењу и увлачењу клипа су:

$$v_c = \frac{4 \cdot Q_{p1}}{d_c^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 400 \cdot 10^{-6}}{0.019^2 \cdot \pi} = 1,41 \text{ m/s}$$

Fizička veličina / svojstvo	Radna tečnost					
	HL, HM	HFA	HFB	HFC	HFD	HETG
Radni temperaturni opseg [°C]	-20 ÷ 90	5 ÷ 55	5 ÷ 60	-30 ÷ 65	-20 ÷ 150	-15 ÷ 70
Najveći radni pritisak [bar]	450	250	250	315	315/400	
Nominalni radni pritisak [bar]	350	160	200	250	250/315	
Gustina na 15 °C [10 ³ ·kg/m ³]	0,85÷0,91	0,99	0,95	1,04÷1,09	0,9÷1,45	0,93
Kinematska viskoznost na 50 °C [mm ² /s]	7 ÷ 70	1 ÷ 40	Nenjutr. tečnost	10 ÷ 70	15 ÷ 70	32 ÷ 46
Modul stišljivosti [10 ⁹ ·Pa]	1 ÷ 1,6	2,5	~ 2,5	3,5	2,3 ÷ 2,8	1,85
Termička provodljivost na 20 °C [W/m·K]	0,11÷0,14	0,598	0,75	~ 0,3	~ 0,13	0,15÷0,18
Specifična toplota na 20 °C [kJ/kg·K]	1,89	4,19	3,35	3,33	1,17÷1,38	

Табела 4.2: Упоредна својства различитих врста радних течности [4]

$\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$ - усвојено из табеле 4.1.

Рејнолдсов број Re , се добија преко брзине струјања у цевоводу, пречника цеви и вискозности уља:

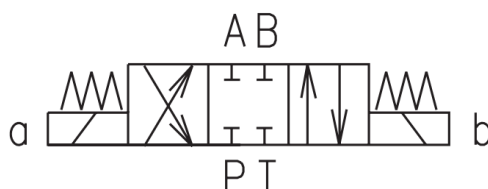
$$Re = \frac{v_c \cdot d_c}{\nu} = \frac{1,41 \cdot 0,019}{20 \cdot 10^{-6}} = 1339,5$$

Струјање је ламинарно ако је Рејнолдсов број $Re < 2320$. Коефицијенти струјања за ламинарно струјање одређује се према обрасцу (3.6):

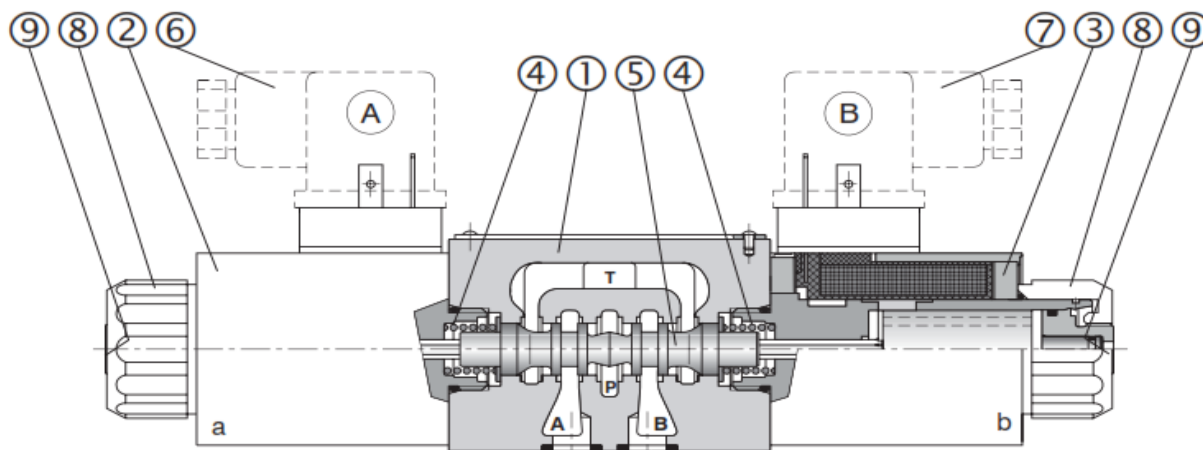
$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1339,5} = 4,7 \cdot 10^{-2}.$$

4.4.4 Избор разводника

Усваја се ARGO HYTOS разводник RPE3-063211/23050E5T1. Разводник је типа 4/3 (слика 4.19). Притисак је $p_{max} = 320 \text{ bar}$, а проток $Q_{max} = 80 \text{ l/min}$, [13].



Слика 4.19: ARGO HYTOS разводник RPE3-063211/23050E5T1



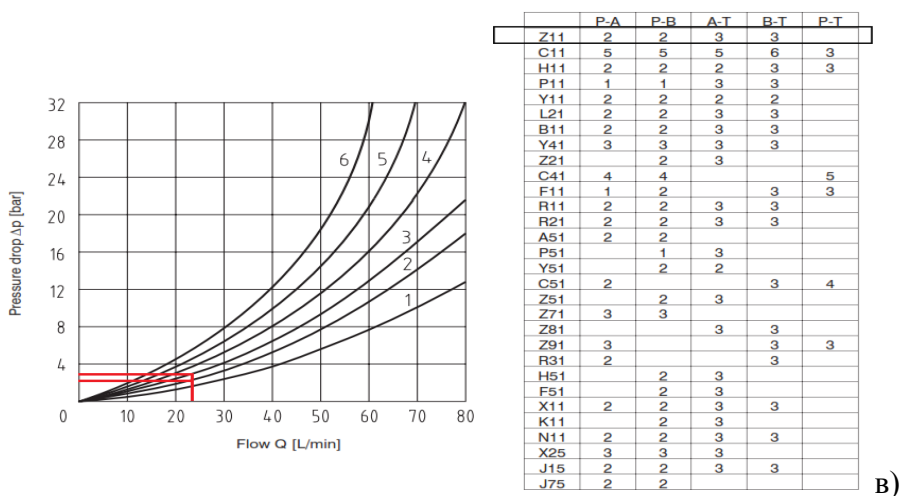
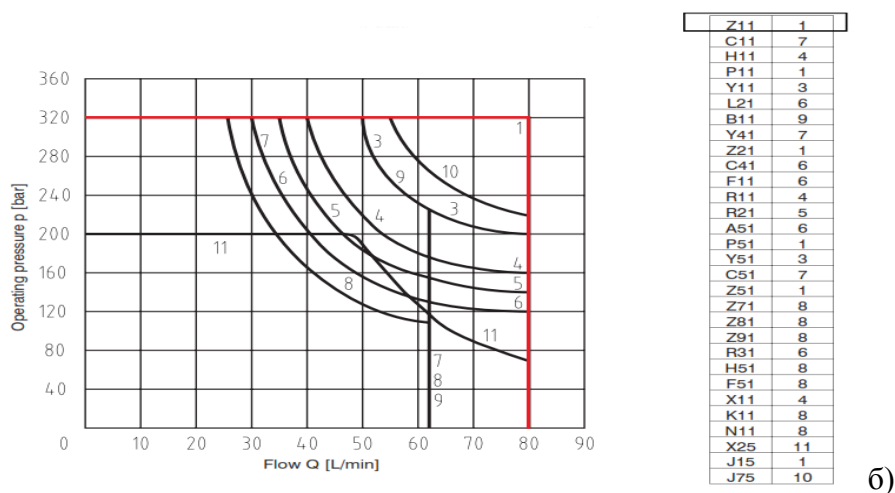
Слика 4.20: Типична конструкција разводника

1. кућиште разводног вентила, 2,3. цилиндрични оперативни солениди, 4.опруга са два центрирања, 5. контролни калем, 6,7. тастер за коришћење, директно интегрисан у конекторе А и В, може да се окрене за 90°, 8. опуштање навртке, 9. у случају квара или магнетног нестанка струје, калем вентила се може померати ручно.

При прорачуну разводника потребно је одредити карактеристику разводника тј. пад притиска при датом протоку:



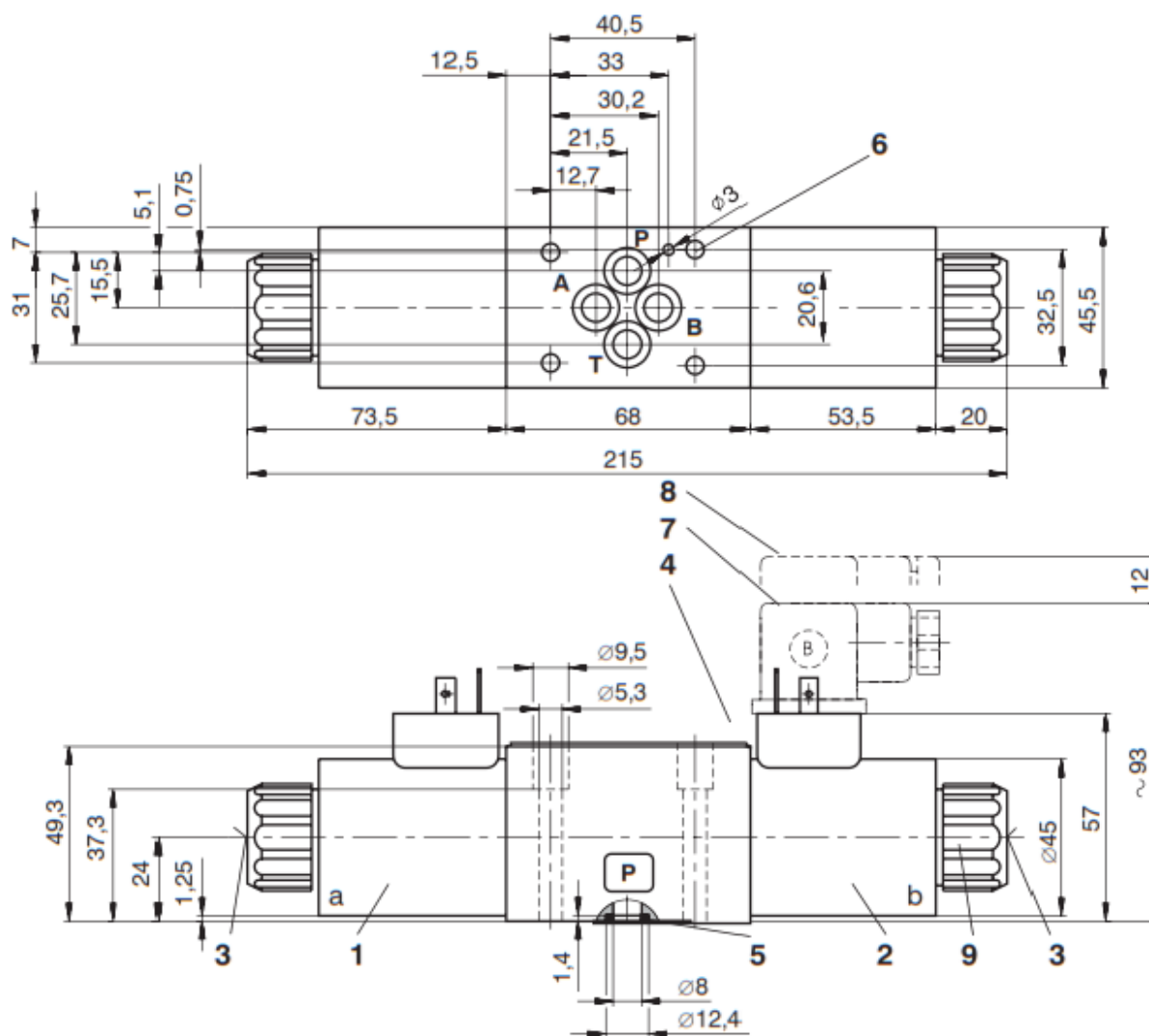
Кинематска вискозност флуида (уља), $\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$



Слика 4.21: Одређивање пада притиска на разводнику

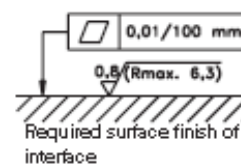
- а) Изабрани распоред канала у разводнику,
- б) Граничне карактеристике разводника,
- в) Пад притиска за одговарајући распоред канала у разводнику.

Падови притиска за проток од 24 l/min је: $\Delta p_{R(P-A)} = 2,22 \text{ bar}$ и $\Delta p_{R(B-T)} = 2,88 \text{ bar}$.



Слика 4.22: Димензије разводника

1. соленоид а,
2. соленоид б,
3. ручно премошћавање
4. тип плоче,
5. отвор разводника (4 ком.),
6. 4 монтажне рупе,
7. електрични прикључак,
8. потребан простор за уклањање конектора,
9. учвршћивање навртка за соленоид



4.4.5 Избор филтера

Потребно је усвојити филтер на повратном воду од цилиндра ка резервоару и одредити пад притиска при протоку 96 l/min. Усваја се филтер HYDAC Return Line Filter RFD са ознаком RFDBN/HC110DAC10C1.0. Максимални проток филтера је 110 l/min, уложак филтера као и кућиште је од алуминијума, слика 4.23 и 4.24 способност филтрације је 10 μm , повезивање са савитљивим цевоводима остварују се преко 3/4" BSP навоја, [14].

3.1. COMPLETE FILTER

RFD BN/HC 660 D A N 10 D 1 X /-L24

Filter type

Filter material of element
 BN/HC Betamicon® (BN3HC)
 AM Aquamicon®
 BN/AM Betamicon®/Aquamicon®
 P/HC paper
 W/HC stainless steel wire mesh
 V stainless steel fibre

Size / Housing material
 SG iron (GGG40): 660, 950, 1300

Operating pressure

Type of change-over

Type of connection / Connection size

Code	Type of connection	Filter size							
		60	110	160	240	330	660	950	1300
C	G 3/4"	•	•						
D	G1			•	•				
G	G2					•			
L	SAE DN 50					•			
N	SAE DN 80						•		
P	SAE DN 100							•	•
Z	According to customer specification								

Filtration rating in μm
 BN/AM : 3, 10
 P/HC : 10, 20
 W/HC : 25, 50, 100, 200
 AM : 40

Type of clogging indicator
 Y without clogging indicator, with plastic blanking plug in indicator port
 A without clogging indicator, with steel blanking plug in indicator port
 B with visual indicator
 C with electrical indicator
 D with combined visual/electrical indicator

Type code

Modification number

Supplementary details
 V FPM seals, filter suitable for rapidly biodegradable oils and phosphate ester (HFD-R)
 L... light with corresponding voltage (24V, 48V, 110V, 220V) only on clogging indicators type D
 LED 2 light-emitting diodes up to 24 volt
 KB without bypass valve
 B special cracking pressure of the bypass valve (B1 = 1 bar, B6 = 6 bar)

Слика 4.23: Означавање HYDAC Return Line Filter RFD

3.2. REPLACEMENT ELEMENT (also order example)

Size 0060, 0110, 0160, 0240, 0330, 0660, 0950, 1300

Type R

Filtration rating in μm BN3HC, V: 3, 5, 10, 20

BN/AM: 3, 10

P/HC: 10, 20

W/HC: 25, 50, 100, 200

AM: 40

Filter material

BN3HC, V, BN/AM, P/HC, W/HC, AM

Supplementary details

V = FPM seals, filter suitable for rapidly biodegradable oils and phosphate ester (HFD-R)

W = only for V and W/HC elements: NBR seals, filter suitable for oil-water emulsions (HFA, HFC)

KB = without bypass valve

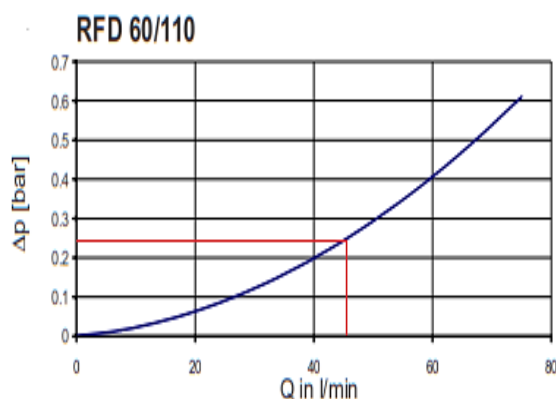
B = special bypass cracking pressure (B1 = 1 bar, B6 = 6 bar)

0330 R 010 BN3HC /-KB

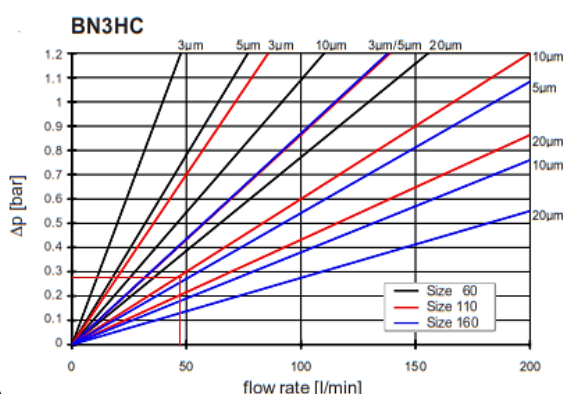
4. FILTER SPECIFICATIONS

Filter type	Connection (inlet)	Element size	Number of elements per filter side	Weight [kg] with element
60	G 1/4	0060 R...	1	3.2
110	G 1/4	0110 R...	1	3.7
160	G1	0160 R...	1	7.0
240	G1	0240 R...	1	7.8
330	G2	0330 R...	1	13.4
	SAE DN 50			
660	SAE DN 80	0660 R...	1	50.9
950	SAE DN 100	0950 R...	1	97.5
1300	SAE DN 100	1300 R...	1	108.0

Слика 4.24: Означавање HYDAC Filter Elements



а)

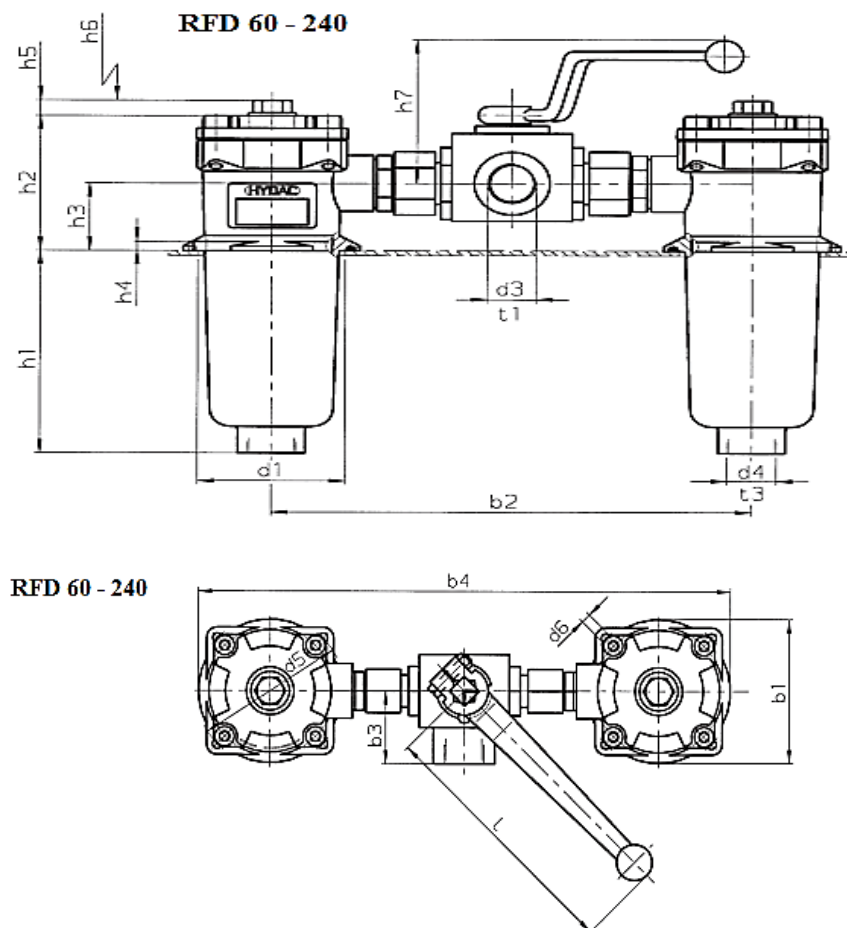


б)

Слика 4.25: Дијаграм за одређивање пада притиска: а) На кућишту, б) На улошку филтера

За филтер RFD 110 са BN3HC елемента ($10 \mu\text{m}$), вискозност = $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ на 50°C
 $\Delta p_f = \Delta p_{fk} + \Delta p_{fu}$, пад притиска на кућишту је $\Delta p_{fk} = 0.237 \text{ bar}$, пад притиска на улошку филтера $\Delta p_{fu} = 0.273 \text{ bar}$,

$$\Delta p_f = 0.237 + 0.273 = 0.51 \text{ bar.}$$



Type	b1	b2±1.5	b3	b4	d1	d3	d4	d5	d6"	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	l	t1	t3
RFD 60	96	260.5	47.5	357	80	G ¾	G ¾	100	M5	66	88	44	6	11	80	92	173	16	17
RFD 110	96	260.5	47.5	357	80	G ¾	G ¾	100	M5	133	88	44	6	11	145	92	173	16	17
RFD 160	126	335.5	56.5	461	106	G1	G1¼	135	M6	89	108	54	6	11	120	95	173	24	20
RFD 240	126	335.5	56.5	461	106	G1	G1¼	135	M6	150	108	54	6	11	180	95	173	24	20

Слика 4.26: Димензије филтера

Приликом извођења теста са више пролаза („*multipass test*“), пребројано је у 1 ml радне течности $n_1 = 50.000$ честица величине веће или једнаке од 10 μm , и $n_2 = 10.000$ честица истих димензија низводно од филтера. Неопходно је одредити β однос филтра и β ефикасност филтра за наведену величину честица.

β однос дефинисан је односом броја честица у 1 ml радне течности узводно и низводно од филтера.

$$\beta_{10} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{50.000}{10.000} = 5$$

Ефикасност филтрирања у функцији од β односа, рачуна се по:

$$S_{10} = 1 - \frac{1}{\beta} = 1 - \frac{1}{5} = 0,8 = 8\%$$

4.4.6 Одређивање притиска у коморама цилиндра

На висини $h = 430 \text{ mm}$ од дна резервоара постигнута је потребна количина уља за нормалан рад хидрауличког система. Висина од слободне површине резервоара до центра цилиндра је $H = 500 \text{ mm}$. $l_1 = 3200 \text{ mm}$ – збирна дужина цевовода од пумпе до разводника и од разводника до клипне коморе. $l_2 = 3000 \text{ mm}$ – збирна дужина раста од коморе цилиндра са стране клипњаче до разводника и од разводника до повратног филтера.

Из Бернулијевој једначине добијамо:

$$p_p = p_1 + \rho g H + \Delta p_{R(P-A)} + \rho \lambda_1 \frac{l_1}{d_c} \cdot \frac{v_1^2}{2} \quad p_p = 120 \text{ bar}, \quad d_c = 19 \text{ mm},$$

$$\Delta p_{R(P-A)} = 2,22 \text{ bar}, \quad \lambda = 4,7 \cdot 10^{-2},$$

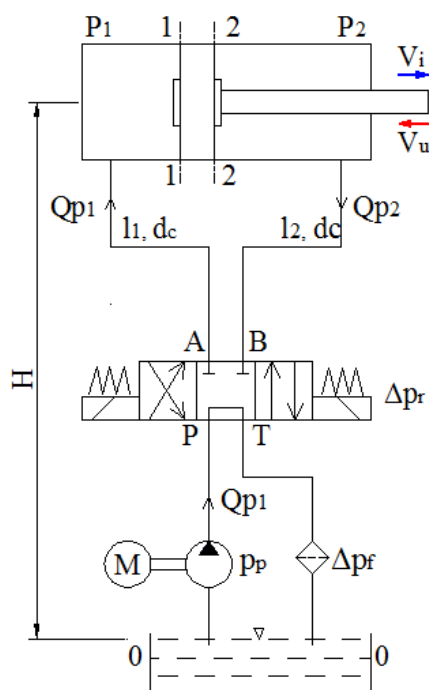
$$v = 1,41 \text{ m/s}, \quad \rho = 861 \text{ kg/m}^3,$$

$$p_1 = p_p - \rho g H - \Delta p_{R(P-A)} - \rho \lambda_1 \frac{l_1}{d_c} \cdot \frac{v^2}{2} - \text{притисак у клипној комори},$$

$$p_1 = 120 \cdot 10^5 - 861 \cdot 9,81 \cdot 0,500 - 2,22 \cdot 10^5 - 861 \cdot 4,7 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{3,2 \cdot 1,41^2}{0,019 \cdot 2} = 117,67 \text{ bar}$$

$$p_1 = 117,67 \text{ bar},$$

$$\Delta p_{R(B-T)} = 2,88 \text{ bar}, \quad \lambda = 4,7 \cdot 10^{-2},$$



Слика 4.27: Хидраулична шема раста

$$p_2 = -\rho g H + \rho \cdot \lambda \cdot \frac{l_2}{d_c} \cdot \frac{v^2}{2} + \Delta p_{R(B-T)} + \Delta p_f - \text{притисак у комори са стране клипњаче},$$

$$p_2 = -861 \cdot 9,81 \cdot 0,500 + 861 \cdot 4,7 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{3 \cdot 1,41^2}{0,019 \cdot 2} + 2,88 \cdot 10^5 + 0,51 \cdot 10^5$$

$$p_2 = 3,41 \text{ bar},$$

где је:

$p_1[P_a]$ – притисак у комори са стране клипа,

$p_2[P_a]$ – притисак у комори са стране клипњаче.

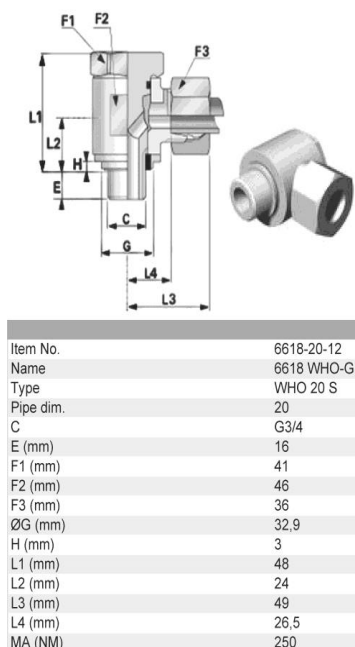
4.5 Одређивање времена циклуса померања раста

Ако се усвоји да је брзина константна, циклус раста се састоји од времена радног хода (t_1) и повратног хода (t_2), $t = t_1 + t_2$. Максимални ход цилиндра је 250 mm, а из практичних разлога усваја се ход цилиндра $L = 200$ mm.

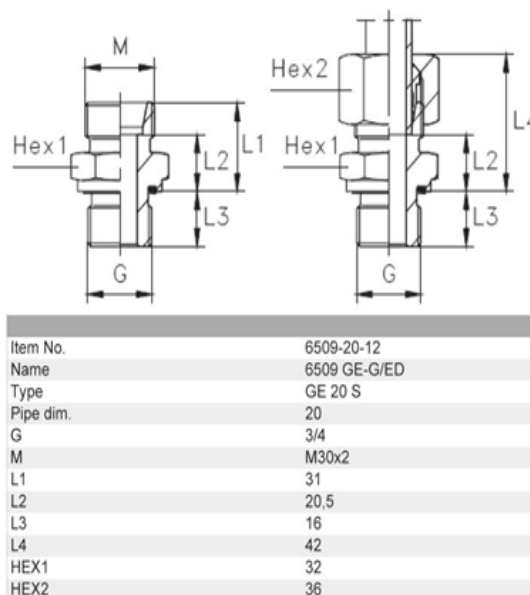
$$t = t_1 + t_2 = \frac{L}{v_i} \cdot \frac{L}{v_u} = \frac{20}{3,27} + \frac{20}{4,73} = 10,3 \text{ s.}$$

4.6 Избор прикључка за пумпу, црева разводник и филтер

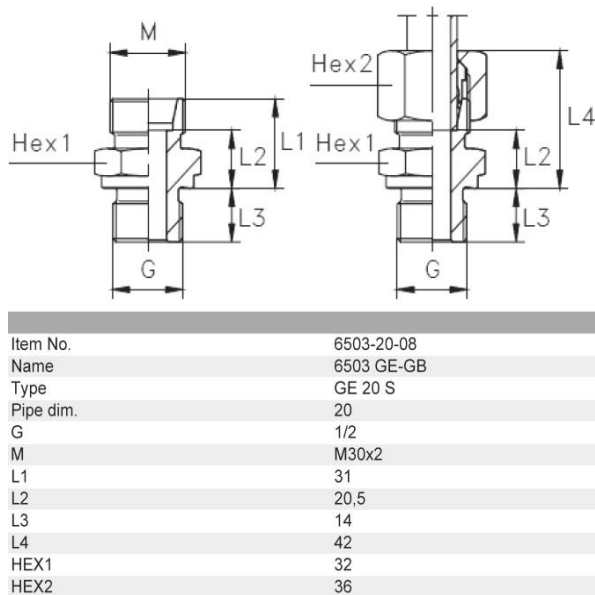
Прикључци који су примењени на хидрауличном погону раста, могу се видети на следећим сликама: [15].



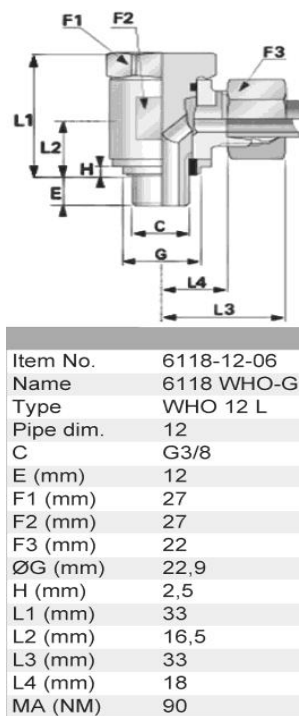
Слика 4.28: Угаони од 90° 3/4" прикључак



Слика 4.29: Прави 3/4" прикључак



Слика 4.30: Прави 1/2" прикључак



Слика 4.31: Угаони од 90° 1/2" прикључак

4.7 Одабир механичког уређаја за мерење притиска

Одабран је механички уређај за мерење притиска са ознаком $\phi 100$, Anschl. и. 0-250 bar, што се може видети на слици 4.32, [16].

Applications

- Suitable for all gaseous and liquid media that will not obstruct the pressure system or attack copper alloy parts
- Pneumatics
- Heating, ventilation, air-conditioning
- Medical engineering

Special Features

- Reliable and economical
- Design EN 837-1
- Nominal sizes 40, 50, 63, 80, **100** and 160
- Scale ranges up to 0...400 bar



Bourdon Tube Pressure Gauge Model 111.10

Description

Design
EN 837-1

Nominal size
40, 50, 63, 80, **100** and 160 mm

Accuracy class
2.5

Scale ranges
0 ... 0.6 to 0 ... 400 bar (max. 40 bar with 160 mm)
or other equivalent units of pressure or vacuum.

Working pressure
Steady: % of full scale value
Fluctuating: % of full scale value
Short time: full scale value

Operating Temperature
Ambient: -40 ... +60 °C
Medium: +60 °C maximum

Temperature effect
When temperature of the pressure element deviates from reference temperature (+20 °C):
max. ± 0.4 %/10 K of the span.

Pressure connection

Material: Cu-alloy
Lower mount (LM) per EN 837-1 / 7.3
40 mm: G 1/8 B, 14 mm flats
50 and 63 mm: G 1/4 B, 14 mm flats
80, **100** and 160 mm: **G 1/2 B, 22 mm flats**

Pressure element

Material: Cu-alloy
 ≤ 60 bar: C-type
> 60 bar: helical type

Movement

Cu-alloy

Dial

40, 50 and 63 mm: white plastic, with pointer stop pin
80, **100** and 160 mm: **white aluminium, with pointer stop pin with black lettering**

Measuring ranges 0 ... 0.6 to 0 ... 60 bar with red set pointer

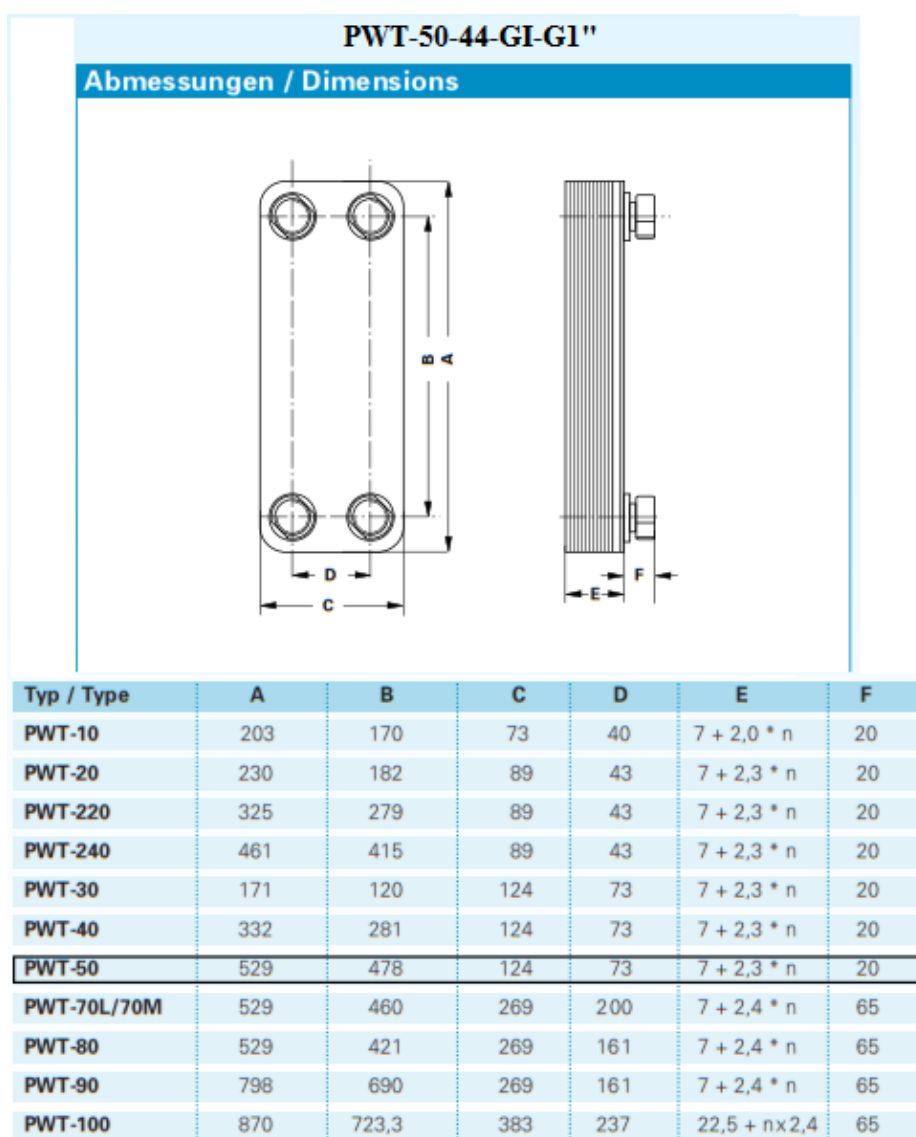
Pointer

Black plastic
160 mm only: black aluminium

Слика 4.32: Механички уређај за мерење притиска

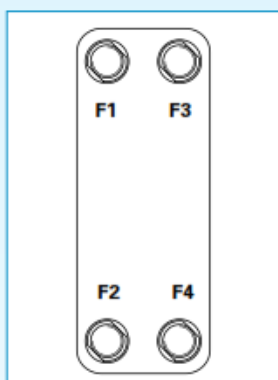
4.8 Избор хладњака погонске јединице раста

Када је загревање радне течности у хидрауличном систему толико да се у резервоару она не може природно охладити, потребно је у хидраулични систем уградити *хладњак*. Хладњаци се уграђују најчешће код мобилних система, код којих су димензије резервоара смањене. У овом случају је систем стационаран, али због велике спољашње температуре мора се уградити хладњак са ознаком PWT-50-44-GI-G1“, слика 4,33: и 4,34:. Овим хладњаком се постиже најбољи ефекат у специјлно конструисаним размењивачима топлоте (хладњавима). Као расхладни флуид се користи вода, [17].



Слика 4.33: Димензије размењивача топлоте (хладњака)

Technische Daten / Technical data / Données techniques



Geräteanschlüsse / Connections to the equipment / прикључи на опреми

- F1 Primär - Ein / Primary on / примарни о
 F2 Primär - Aus / Primary off / примарни искључен
 F3 Sekundär - Aus / Secondary off / средње искључивање
 F4 Sekundär - Ein / Secondary on / средње о

Материјал плоча - Нерђајући челик Č 1.4404
 Материјал плакова - Бакар 99,99 % или Никл
 Максимални радни притисак - 30 bar - 16 bar Никл
 Максимална температура - (100° C - 195° C

N - PWT - 50 - 44 - GI - G 1"

Nickel gelötet / Nickel soldered /
 Nickel braseés

Plattenwärmetauscher / Plate heat exchanger /
 Echangeur thermique à plaques

Baugröße / Construction size / Taille

Plattenanzahl / Number of plates / Nombre de plaques

Gewindegröße / Thread size /
 Taille du filetage

Gewindeart / Type of thread / Type de filetage

GA = Außengewinde / External thread /
 Filetage extérieur

GI = Innengewinde / Internal thread /
 Filetage intérieur

DN = Flansch / Flange / Bride

Baugröße Construction size Taille	Plattenanzahl No. of plates No. de plaques	Innengewinde Internal thread Filetage intérieur GI	Schlüsselweite Key width Amplitude de clé SW	Außengewinde External thread Filetage extérieur GA	Flansch Flange Bride DN
PWT-10	10, 14, 20, 24, 30	G 1/2"	—	G 1/2", G 3/4"	
PWT-20	10, 14, 20, 24, 30, 40, 50	G 1/2", G 3/4"	—, SW 30	G 1/2", G 3/4", G 1"	
PWT-220 PWT-240	10, 14, 20, 24, 30	G 1/2", G 3/4"	—, SW 30	G 1/2", G 3/4", G 1"	
PWT-30	10, 14, 20, 24, 30, 40, 50	G 1/2", G 1"	—, SW 36	G 3/4", G 1", G 1 1/4"	
PWT-40 PWT-50	10, 14, 20, 24, 30, 34, 40, 44, 50, 60, 70, 80, 90, 100	G 1/2", G 1"	—, SW 36	G 3/4", G 1", G 1 1/4"	
PWT-70L/70M	20, 24, 30, 34, 40, 44, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150	G 1/2", G 1 1/2"	—, SW 55	G 1 1/2", G 2"	DN 40, DN 50
PWT-80 PWT-90 PWT-100	20, 24, 30, 34, 40, 44, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200			G 3" G 2 1/2", G 3" G 2 1/2", G 3"	DN 65* DN 65* DN 100*

Слика 4.34: Размењивач топлоте (хладњак) PWT-50-44-GI-G1“

4.9 Избор резервоара погонске јединице раста

Резервоари су компоненте чија је основна функција обезбеђивање простора за смештај потребне запремине радне течности. Поред основне функције, резервоари обављају додатне задатке: [4].

- хлађење радне течности,
- извајање ваздуха из радне течности,
- издвајање воде и механичких нечистоћа из радне течности,
- понекад поклопац резервоара служи за ношење пумпног агрегата и различитих компонената.

Резервоари се изводе као отворени, код којих је притисак радне течности атмосферски, и знатно ређе као затворени, код којих је радна течност под притиском.

Препорука за избор димензија резервоара узимајући у обзир могућност хлађења су:

код мобилних постројења

- да запремина резервоара буде за 50 % већа од запремине свих хидроцилиндра или да запремина резервоара буде за 50 % већа од минутног протока свих пумпи у систему,

код стационарних система

- где се примењује природно хлађење радне течности, а уређај ради повремено, запремина резервоара треба да је три пута већа од минутног протока свих пумпи у систему,
- где се примењује природно хлађење радне течности, а уређај ради стално, запремина резервоара треба да је пет пута већа од минутног протока свих пумпи у систему, слика 4.35.
- где се радна течност хлади природним путем, а уређај ради стално са пригушењима и са отвореним вентилом сигурности, запремина резервоара треба да је десет пута већа од минутног протока свих пумпи.

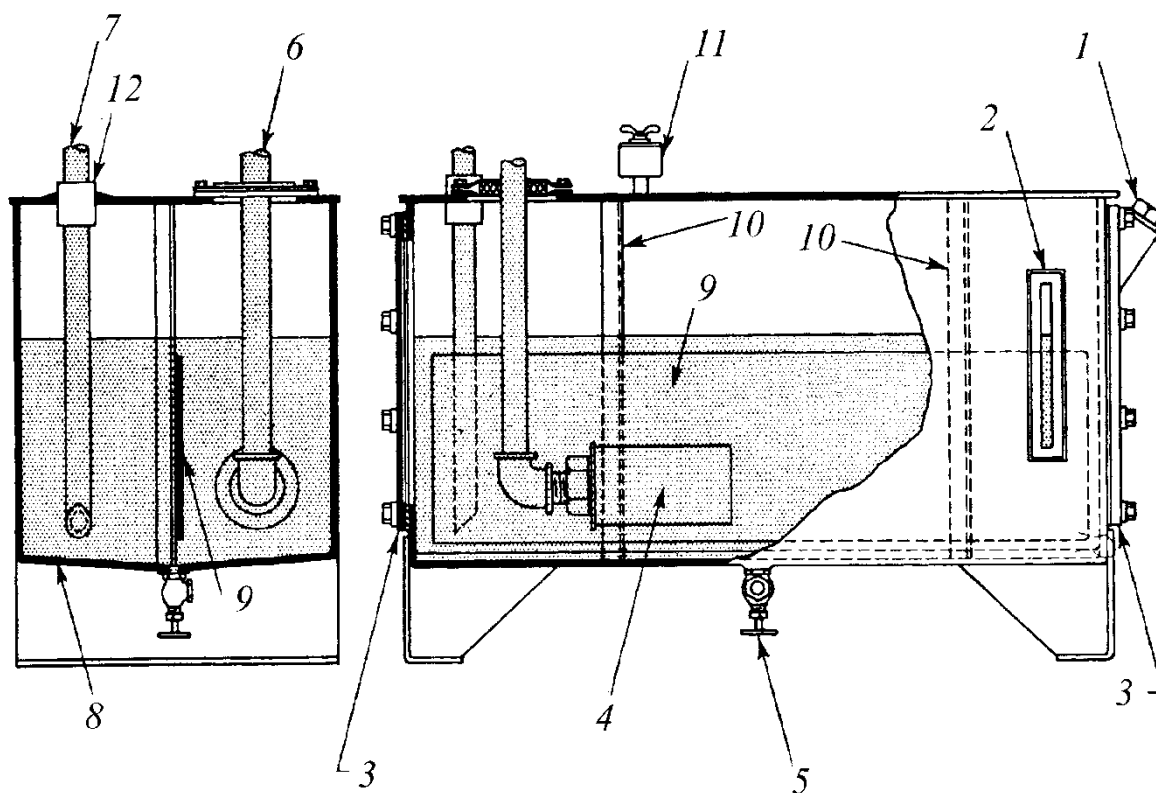
$$V_r = Q_{p1} \cdot 5 = 89,68 \cdot 5 = 448,4 \text{ l}$$

Усваја се резервоар запремине 500 l.

где су:

$V_r [m^3]$ – Запремина резервоара,

$Q_{p1} [l/min]$ – Запремински проток пумпе на излазу из пумпе.

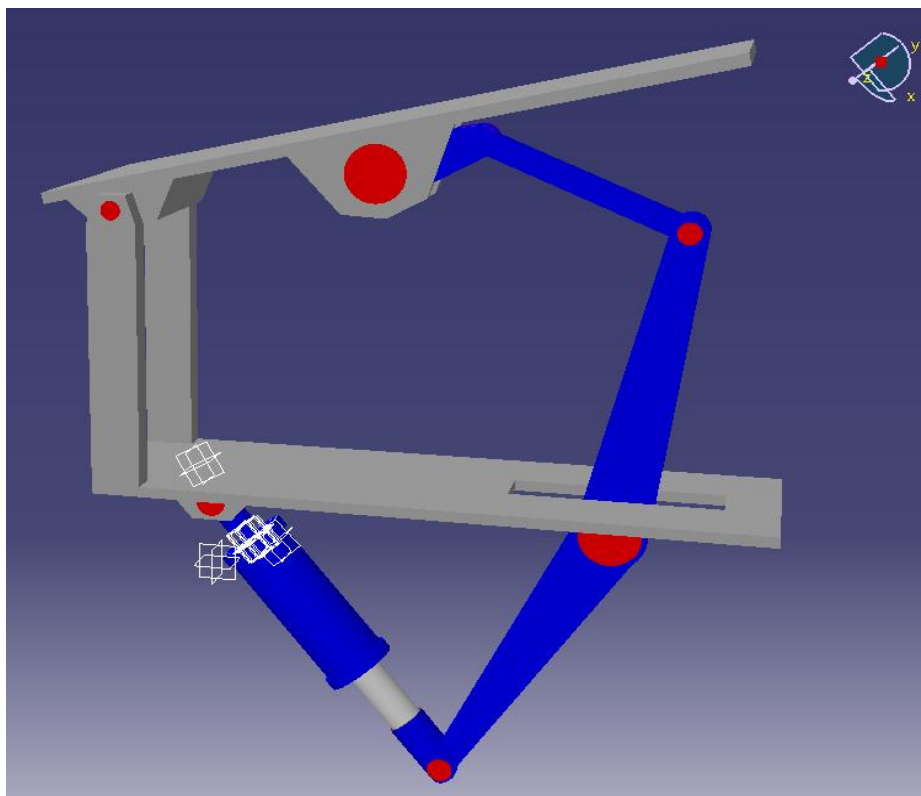


Слика 4.35: Типична конструкција отвореног резервоара

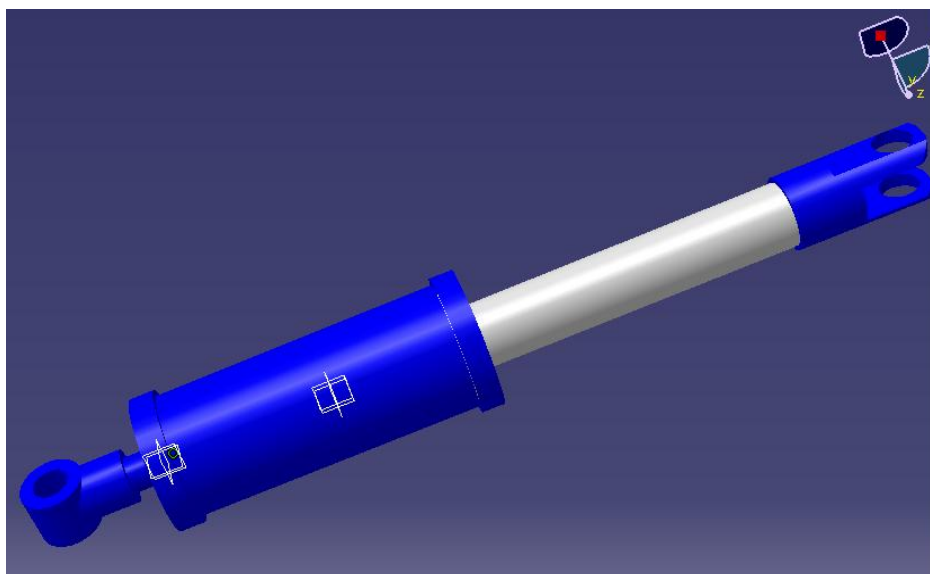
1 - наливно грло, 2 – показивач нивоа, 3 – поклопац отвора за чишћење, 4 – уисни филтер, 5 – отвор за испуштање, 6 – уисни вод, 7 – повратни вод, 8 – дно резервоара, 9 – перфорирана преграда, 10 – држачи преграде, 11 – одушка, 12 – заварени спој

5. 3D модел роста

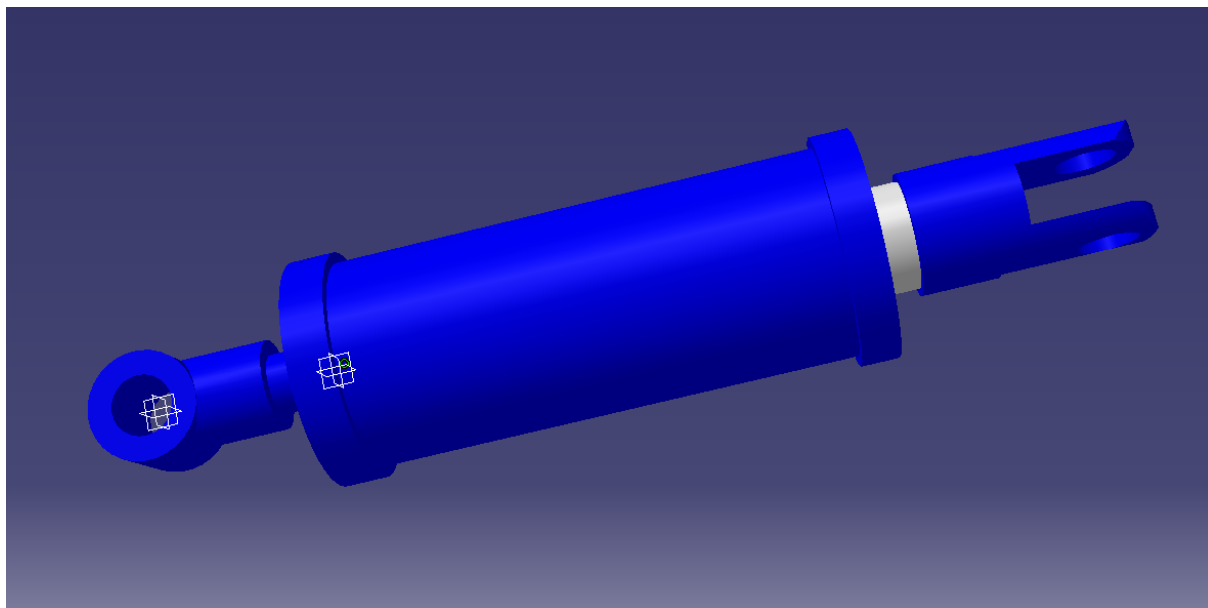
У оквиру овог дела урађен је, у софтверском пакету CATIA V5R19 3Д модел хидроцилиндра за покретање роста.



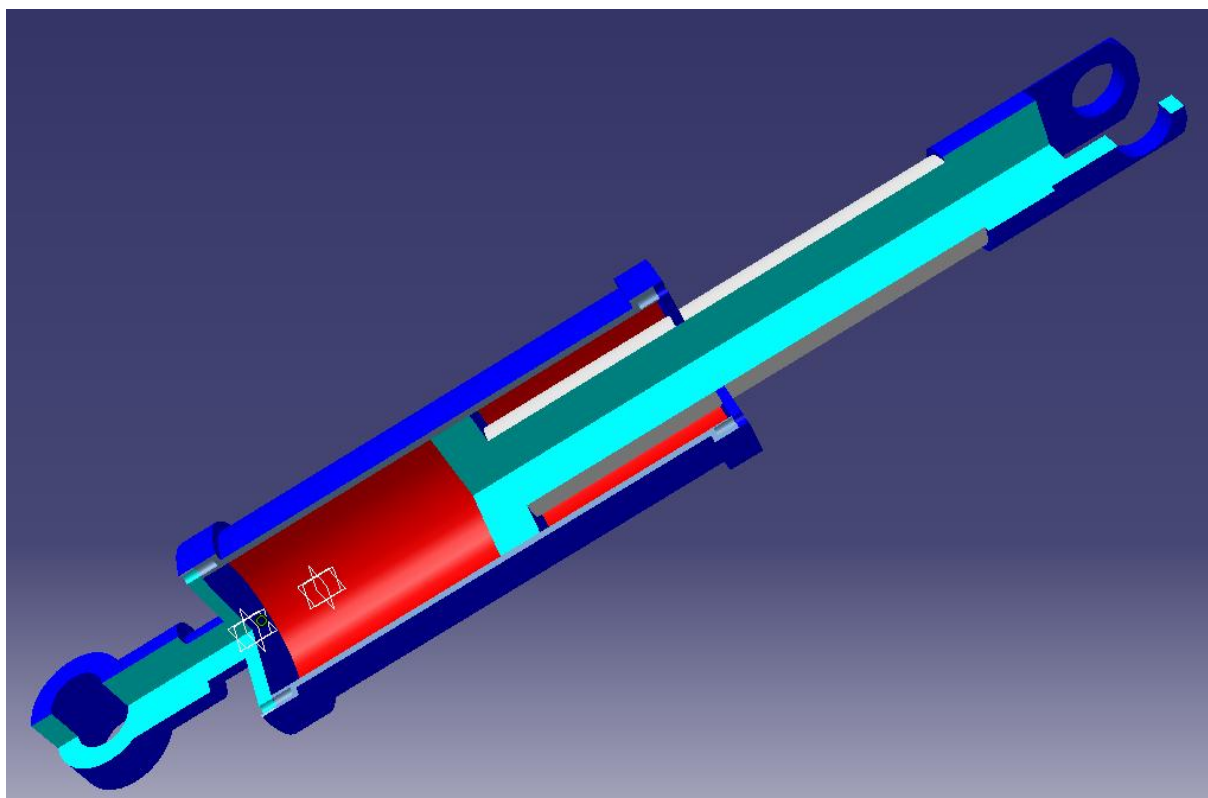
Слика 5.1: 3Д модел конструкције роста



Слика 5.2: 3Д модел хидроцилиндра при извлачењу клипњаче



Слика 5.3: 3Д модел хидроцилиндра при увлачењу клипњаче



Слика 5.3: Пресек 3Д модела хидроцилиндра

Закључак

Овим завршним радом приказан је нови систем хидропогона роста за транспорт пепела из котла Термоелектране „Костолац Б“, са аспектом на подсистем крацера прикупљања и припреме шљаке у котларницама блока 2.

У области хидраулике, постоји велики број могућности за одвијање одређених процеса, али један од најважнијих је трансформисање одређених видова енергије у хидростатичку. Ниједан други вид енергије се не може транспортовати до најудаљенијих места на објекту тако ефикасно као што се то чини хидрауличним флуидом и системом.

Са развојем и имплементацијом нових техника у хидраулици, хидраулички системи и хидростатички преносници снаге имају све ширу примену као системи помоћу који се врши пренос снаге и управљање, затим системи помоћу који се врши погон радних органа са којима се изводе технолошке операције код мобилних машина и уређаја у машинству, рударству, грађевинарству, као и у многим другим областима. Највећи и одлучујући недостатак хидраулике је њен релативно лош степен искоришћења. То значи да велики део енергије није искоришћен и бива изгубљен у облику топлотне енергије.

У овом раду приказан је један хидраулички систем за погон транспорта пепела. Пошто се систем налази у средини у којој је изложен разним изворима механичких нечистоћа, неопходно је било обезбедити цео систем од уласка ових нечистоћа у управљачке и извршне компоненте. Као најбоље решење нашло се постављање филтра на повратном воду. На основу овог изабрана је клипно аксијална пумпа која има одређени праг толеранције на минималне количине нечистоћа.

Угаони хидраулични раст са погоном електромотора, аксијално клипном пумпом, хидроцилиндром као и другим прикључним елементима хидрауличног система је пројектован у потпуности, па се сада могу сагледати добре и лоше стране конкретног роста.

Применом хидрауличног система роста, после капиталног ремонта 2012. године, дошло је до знатно бољих резултата транспорта пепела, док је у старом режиму рада било доста потешкоћа, задржавање пепела на расту и других. Све ово омогућава стабилан рад и повећање енергетске ефикасности котла.

Пројектовање овог хидрауличног система заснивало се на научним принципима уз примену стандардних компонената. Примена ових компонената омогућава лаку заменљивост. Правилним избором параметара система (притисак, проток, брзине...) радне течности, компонената, мерних и контролних инструмената, уз планско и превентивно одржавање омогућава се поуздан и дуготрајан рад овог система.

Литература

- [1] Consortium Dobersek – Möller GbR, Књига Т.1: Технолошки пројекат прикупљања, припреме и транспорта пепела и шљаке у ТЕКО „Б“, 2009. год.
- [2] Consortium Dobersek – Möller GbR, Књига М.1: Унутрашњи систем пепела и шљаке, Свеска М.1.4: Изизимање и транспорт шљаке, 2009. год.
- [3] Consortium Dobersek – Möller GbR, Технолошки пројекат реконструкције раста ТЕ КОСТОЛАЦ - М10024 - Свеска 1: Реконструкција раста, 2012. год.
- [4] Д. Гордић, „Пренос снаге флуидом – Хидраулика“, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет у Крагујевцу, 2007. год.
- [5] Црнојевић. Ц: МФ Београд – Класична и уљна хидраулика, I издање 1998. год.
- [6] В.Савић: УЉНА ХИДРАУЛИКА – Хидрауличке компоненте и системи, Зеница, 1981
- [7] В. Келић: Хидропреносници, Научна књига, Београд, 1989
- [8] Bosh Rehroth - Hydraulic cylinders, Mill type design, <http://www.boschrexroth-us.com>, приступљено 10.07.2013. год.
- [9] Hydroscaand katalog, http://www.jb-hydraulics.nl/producten_pdf/machines_jb.pdf, приступљено 10.07.2013. год.
- [10] <http://www.vem-group.com/fileadmin/content/pdf>, приступљено 11.07.2013. год.
- [11] В.Шуштершич, „Хидростатички преносници снаге“, скрипта, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет Крагујевац, 2010. год.
- [12] Axialkolben - Verstellpumpen Baureihe J-V, http://www.bibus.hu/series_j-v, приступљено 17.07.2013. год.
- [13] Argo Hytos, http://www.tcaspa.it/files/cataloghi/argo_hytos.pdf, приступљено 01.08.2013. год.
- [14] <http://www.hydac.bg/pdf>, приступљено 03.08.2013. год.
- [15] <http://www.hidraulik.rs/sites/hidraulik/files/prikljucci-za-creva.pdf>, приступљено 03.08.2013. год
- [16] http://www.chryssafidis.gr/files/data_sheets/6023xxA.pdf, приступљено 04.08.2013. год.
- [17] <http://rheamp.bg/pdfs/pwt.pdf>, приступљено 04.08.2013. год.