

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Хидропреносници снаге

Број индекса: 318/2014

Игор Д. Илић

**Регулација броја обртаја вентилаторског
млина применом хидродинамичке
спојнице**

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

Датум одбране: _____

1. Др Вања Шуштершич -ментор
2. _____
3. _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да да опште напомене о хидродинамичким преносницима снаге и вентилаторским млиновима, затим опише млинско постројење и изврши усаглашавање рада хидродинамичке спојнице и вентилаторског млина. Уједно, треба да уради прорачун хидродинамичког преносника снаге (хидродинамичке спојнице) као и да прикаже 3Д модел овог преносника.

Препоручена литература:

- [1]. Б. Богдановић, Д. Миленковић, Ј. Богдановић-Јовановић: Вентилатори, радне карактеристике и експлоатациона својства, Машински факултет, Ниш, 2006
- [2]. Љ. Крсмановић, А. Гајић: Турбомашине-хидродинамички преносници снаге, Машински факултет, 1998

У Крагујевцу

10.02.2016.

Ментор:

Др Вања Шуштершич, ванр. проф.

РЕЗИМЕ

Предмет овог мастер рада је примена хидродинамичке спојнице у термоенергетским постројењима, односно, конкретно код вентилаторског млина за угаљ. У раду је дат општи приказ теорије хидропреносника снаге, са посебним освртом на хидродинамичке преноснике. Затим је дат опис термоенергетског постројења Термоелектране Костолац Б, са посебним освртом на котловско постројење и постројење за млевење угља и коначно на хидродинамичку спојницу Voith-ове производње.

У оквиру рада дат је прорачун хидродинамичке спојнице, њених основних геометријских параметара, као и параметара снаге. На крају креиран је 3Д модел хидродинамичке спојнице и осталих елемената конструкције. Сви делови су моделирани у програмском пакету Catia.

Кључне речи: хидродинамичка спојница, котло, вентилаторски млин, угаљ

ABSTRACT

The subject of this master thesis is the use of hydrodynamic couplings in power plants or in particular a fan coal mill. The paper gives a general overview of the hydrotransmission power theory with particular emphasis on hydrodynamic transmitters. After that, it gives a description of the thermal unit Power Plant Kostolac B, with special emphasis on the boiler unit, the grinding coal unit and finally on the hydrodynamic coupling made by Voith.

In this thesis, the calculation of the hydrodynamic coupling, its underlying geometric parameters and performance parameters is given. At the end a 3D model of hydrodynamic coupling and other structural elements is created. All parts are modeled in the CATIA software.

Keywords: hydrodynamic couplings, boiler, fan mill, coal

САДРЖАЈ

УВОД	1
1. ПРЕНОСНИЦИ СНАГЕ	2
1.1. ХИДРАУЛИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ СНАГЕ	2
2. ХИДРОДИНАМИЧКА СПОЈНИЦА	5
2.1 ОПИС, КОНСТРУКЦИЈА И ПРИНЦИП РАДА	5
2.2. ПРИМЕНА РЕГУЛАЦИОНИХ СПОЈНИЦА	8
2.3 КОНСТРУКТИВНА РЕШЕЊА РЕГУЛАЦИОНИХ СПОЈНИЦА	13
2.4 ОСНОВНЕ РАДНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ РЕГУЛАЦИОНИХ СПОЈНИЦА	14
2.5 УТИЦАЈ СТЕПЕНА ПУЊЕЊА НА РАДНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ	15
2.6. РЕЖИМИ КОЧЕЊА	17
2.7 СПРЕГА ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ И АСИНХРОНОГ ЕЛЕКТРОМОТОРА	18
3. ТЕРМОЕЛЕКТРАНА Костолац Б.	20
3.1 ЛОЖИШТЕ КОТЛА	24
3.2 ПОСТРОЈЕЊЕ ЗА МЛЕВЕЊЕ УГЉА	24
3.3 ТЕХНИЧКИ ОПИС МЛИНОВА	27
3.3.1 Принцип дејства вентилаторског млина	28
3.3.2 Делови млина	29
3.4 УПРАВЉАЊЕ МЛИНОВИМА	34
4. ХИДРОДИНАМИЧКА РЕГУЛАЦИОНА СПОЈНИЦА VOITH R750 A4-50W	36
4.1 ОПИС СПОЈНИЦЕ	36
4.2 РЕЖИМ РАДА ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ	37
4.3 РЕГУЛИСАЊЕ БРОЈА ОБРТАЈА ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ (ПОМЕРАЊЕМ ЦРПНЕ ЦЕВИ)	37
4.4 ЦИРКУЛАЦИЈА УЉА	38
4.5 ОДРЖАВАЊЕ СПОЈНИЦЕ	39
5. ПРОРАЧУН РЕГУЛАЦИОНЕ СПОЈНИЦЕ	41
6. ТЕХНО-ЕКОНОМСКА АНАЛИЗА	45
7. 3Д МОДЕЛ ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ	47
ЗАКЉУЧАК	54
ЛИТЕРАТУРА	55

УВОД

Најједноставнији начин преноса енергије, који се може применити код разних погона и машина је механички пренос преко полуга, вратила, спојница и зупчаника. Са развојем технике повећавају се захтеви при преносу енергије. Захтева се променљивост брзине кретања, обртног момента, броја обртаја, периодично прекидно кретање и др., у широком дијапазону. Ове сложене захтеве у систему преноса снаге са успехом могу да реше преносници хидрауличке енергије.

Данас се хидраулички преносници користе у свим гранама индустрије, саобраћаја и др. У неким гранама и код неких машина су скоро потпуно заменили класичне преноснике. Широка примена хидрауличких система преноса снаге базирана је на развоју појединачних компоненти и хидрауличких система као целине, а убрзано се развијала класична, пропорционална и сервохидраулика, уз комбинацију са електроником, како би примена хидрауличких система била оптимална.

1. ПРЕНОСНИЦИ СНАГЕ

Преносници снаге су уређаји који су намењени да снагу, добијену од погонског мотора пренесу на радни орган гоњене машине. Они морају да испуне следеће задатке:

- да регулишу обртни момент, број обртаја, смер обртаја у зависности од врсте спољашњег оптерећења;
- да регулишу радне карактеристике (проток, напор) пумпи, компресора, итд.
- да изврше сумирање потребне снаге мотора при групном погону више различитих уређаја,
- да обезбеде миран старт и заштиту од преоптерећења погонског мотора.

Код групног и код индивидуалног погона преносници снаге морају да обезбеде оптималну дистрибуцију снаге уз минималне губитке. Они такође морају да буду:

- поуздани у раду,
- лаки за управљање, транспорт, одржавање, опслуживање, итд.

Да би се то постигло најчешће се изводе као вишецелински агрегати, прилагођени потребама погона уређаја за који су намењени, специфичностима транспорта, експлоатације и одржавања у тешким теренским условима.

По начину трансформације обртног момента погонског система, системи преноса могу бити:

- механички,
- хидраулични,
- електрични.

1.1. ХИДРАУЛИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ СНАГЕ

Хидраулични преносници се према принципу дејства могу поделити на:

- о хидростатичке и
- о хидродинамичке преноснике снаге.

Основни задатак ових преносника је да, у радном делу преносника механичку енергију трансформишу у хидрауличку енергију и да тако формирану хидрауличку енергију поново трансформишу у механичку енергију, у моторном делу преносника.

Овај процес се може одвијати при константном или при променљивом броју обртаја.

Предности ових преносника су:

- о компактност конструкције,

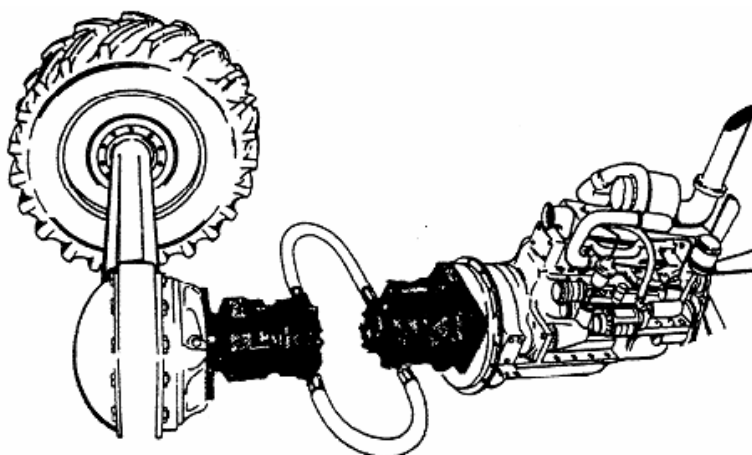
- о могућност континуалне регулације броја обртаја,
- о поуздан рад, итд.

Недостаци су:

- о скупа израда,
- о осетљивост на прљавштину,
- о сложено одржавање, итд.

Хидраулички пренос снаге се врши посредством течности, најчешће минералног хидрауличног уља или незапаљивих течности за хидраулику. У овим преносницима се врши трансформација механичке енергије у енергију флуида, а након тога генерисана енергија у механички рад. У зависности од принципа рада претварача енергије, делимо их на хидростатичке и хидродинамичке преноснике снаге [1].

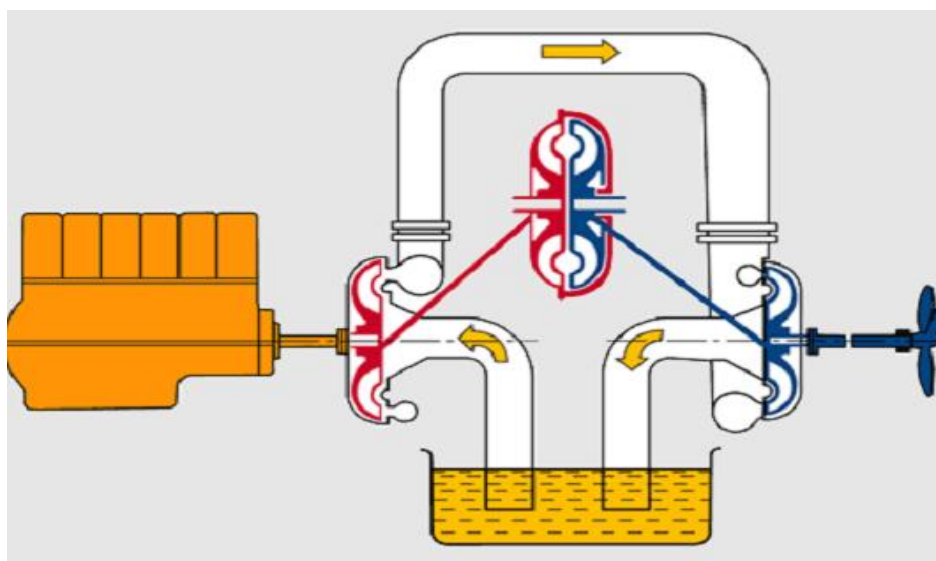
Код хидростатичких преносника претвараачи енергије су запреминска пумпа на улазу и запремински хидромотор или хидроцилиндар на излазу (слика 1). Рад ових претвараача карактерише релативно мали проток течности, па пренесена снага углавном зависи од притиска течности. Због малог протока радне течности овакви преносници се називају хидростатичким.



Слика 1. Хидростатички преносник снаге [1]

Код хидродинамичких преносника снаге претвараачи енергије раде по принципу турбомашина, центрифугалне пумпе и турбине. Због тога се овакви преносници снаге називају и турбопреносници снаге. Механички рад улазног вратила, посредством радног кола пумпе изазива струјање радне течности и повећање њене енергије, и то пре свега кинетичке енергије. Успоравањем струје флуида у обртном колу турбине струјна енергија се трансформише у механички рад обртања излазног вратила.

Струјна течност у хидродинамичким преносницима снаге (слика 2) карактерише релативно низак притисак, па се пренос снаге углавном врши на рачун протока.

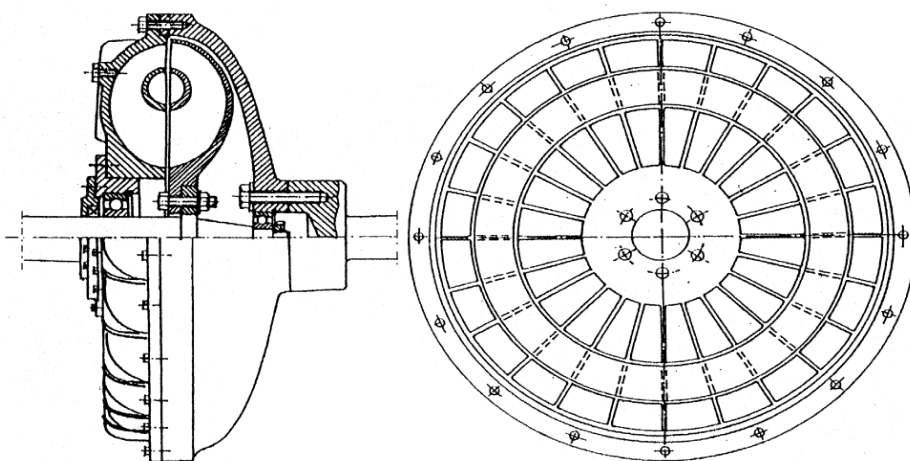


Слика 2. Хидродинамички преносник снаге [1]

2. ХИДРОДИНАМИЧКА СПОЈНИЦА

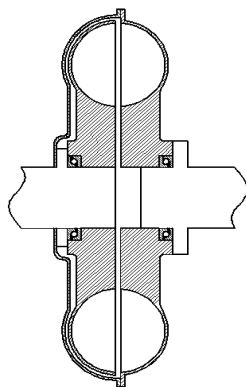
2.1 ОПИС, КОНСТРУКЦИЈА И ПРИНЦИП РАДА

Регулациона хидродинамичка спојница састоји се из пумпног кола, турбинског кола, кућишта које је чврсто везано са пумпним колом и обрће се заједно са њим, црпне цеви и резервоара. Лопатична кола израђују се са унутрашњим торусом или без унутрашњег торуса. Улога унутрашњег торуса је да образује струјно поље према унапред дефинисаној путањи циркулације (слика 3). Код хидродинамичких спојница без унутрашњег торуса (слика 4) граница између улазног и излазног пресека радног кола пумпе, односно турбине, формира се према условима одвијања процеса размене енергије, и одређена је кругом радијуса R_0 .



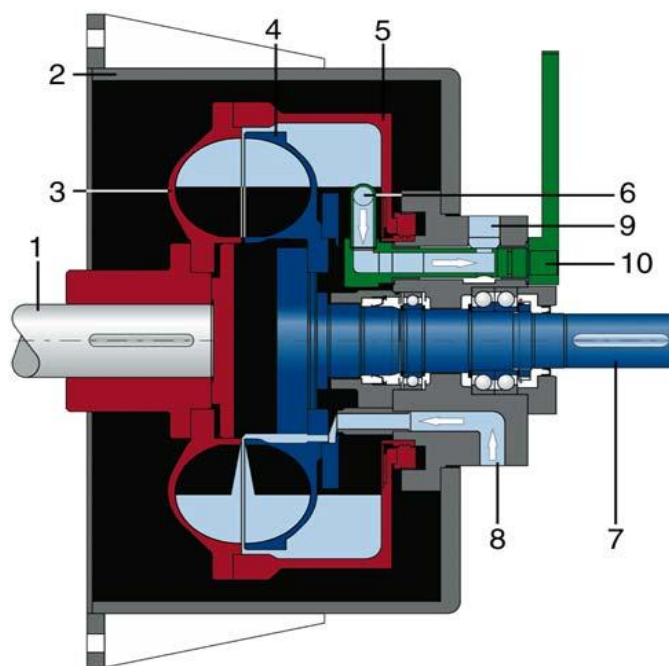
Слика 3. Хидродинамичка спојница са унутрашњим торусом [1]

Пумпна и турбинска кола хидродинамичких спојница изводе се најчешће са радијалним правим лопатицама. Ова кола приближно су симетрична и одликује их велики број лопатица. За пречнике спојница од 0.2-1m препоручени број лопатица креће се у границама од 25-60.



Слика 4. Хидродинамичка спојница без унутрашњег торуса [1]

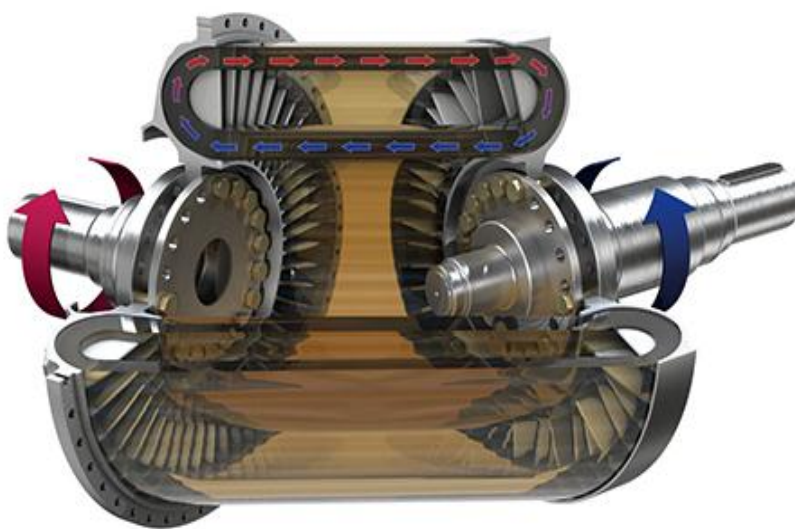
1. Пумпно (улазно) вратило
2. Резервоар
3. Пумпно коло
4. Турбиско коло
5. Кућиште турбинског кола
6. Црпна цев
7. Турбинско (излазно) вратило
8. Доводни канал радне течности
9. Одводни канал радне течности
10. Закретни механизам



Слика 5. Конструктивно решење регулационе турбоспојнице [1]

Вратило пумпног кола хидродинамичке спојнице везано је за погонски агрегат, док је вратило турбинског кола директно или преко механичке трансмисије у вези са погоњеним агрегатом. Механички рад се са вратила пумпног кола преноси на вратило турбинског кола преко течности која циркулише у овим колима (слика 5).

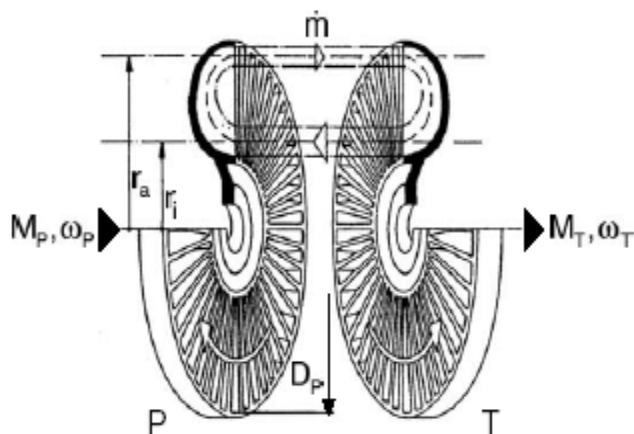
Циркулацију радне течности изазива пумпно коло које потискује течност ка периферији кола, повећавајући јој струјну енергију. У турбинском колу, са смером струјања од периферије ка центру, течност се успорава, и на рачун смањења своје енергије предаје механички рад турбинском колу, односно његовом вратилу. На овај начин је остварена еластична веза погонског и гоњеног вратила.



Слика 6. Лопатична кола - принцип рада хидродинамичке спојнице [3]

Како између пумпног и турбинског кола нема других елемената, излаз из турбинског кола је улаз у пумпно коло, а излаз из пумпног кола је улаз у турбинско коло. Имајући ову чињеницу у виду, може се закључити да су производи полупречника и обимских компонената апсолутне брзине исте за излаз из кола пумпе и улаз у коло турбине, као и за излаз из кола турбине и улаз у коло пумпе, односно:

$$(\overline{rc_u})_{3,p} = (\overline{rc_u})_{0,t} \quad (\overline{rc_u})_{3,t} = (\overline{rc_u})_{0,p}$$



Слика 7. Основне димензије тубоспојнице [1]

Снаге на улазном и излазном вратилу су:

$$P_1 = M \cdot \omega_1$$

$$P_2 = M \cdot \omega_2.$$

Степен корисности хидродинамичке спојнице дефинисан као:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Однос броја обртаја на излазном и улазном вратилу представља преносни однос (i):

$$\frac{n_2}{n_1} = i$$

Термин клизање хидродинамичке спојнице дефинише се односом:

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - i$$

или у процентима:

$$s[\%] = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} \cdot 100 = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100 = (1 - i) \cdot 100$$

Клизање је последица различитог броја обртаја пумпног и турбинског кола, које се јавља због губитака енергије у струји течности која циркулише кроз радно коло. Када не би било губитака струјне енергије, и када би се пумпно и турбинско коло обртало са истим бројем обртаја прекинула би се циркулација у спојници, јер би течност релативно мировала у односу на радна кола. У номиналним режимима рада (рад са највећим степеном корисности), спојнице раде са клизањем од 2-3%, односно са степеном корисности од 0.97-0.98.

Изгубљена енергија у хидродинамичкој спојници може се третирати као топлота трења.

Тако се изгубљена снага се дефинише изразом:

$$\Delta P_g = P_1 - P_2 = (1 - \eta)P_1 = (1 - i)P_1 = \frac{s [\%]}{100} P_1$$

па се може сматрати као топлотни проток извора топлоте трења:

$$\dot{q}_{tr} = \Delta P_g$$

Овај топлотни проток се може поделити на проток који загрева радну течност ($\dot{q}_t$), проток који загрева делове спојнице ($\dot{q}_s$) и проток који се одводи у околину ($\dot{q}_o$), односно:

$$\dot{q}_{tr} = \dot{q}_t + \dot{q}_s + \dot{q}_o$$

Да би се интензивирало одвођење топлоте у околину и снизила температура радне течности и делова спојнице, често се спољашњи дискови пумпног кола израђују са ребрима за хлађење.

Због ширења радне течности услед загревања, хидродинамичка спојница није у потпуности испуњена радном течношћу. Степен пуњења се креће максимално до 85-90% од запремине која би могла да се испуни радном течношћу. У експлоатацији хидродинамичких спојница максималне дозвољене температуре уља се крећу у границама од 80-100 °C.

Код регулационих турбоспојница (слика 5) моментна карактеристика спојнице није једнозначна функција преносног односа већ зависи и од регулационог параметра, на чију вредност се делује споља. Регулациони параметар може бити степен пуњења спојнице, али и угао нагиба лопатица, као и положај пумпног или турбинског кола. Најчешће се, ипак, примењују спојнице са променљивим пуњењем.

2.2. ПРИМЕНА РЕГУЛАЦИОНИХ СПОЈНИЦА

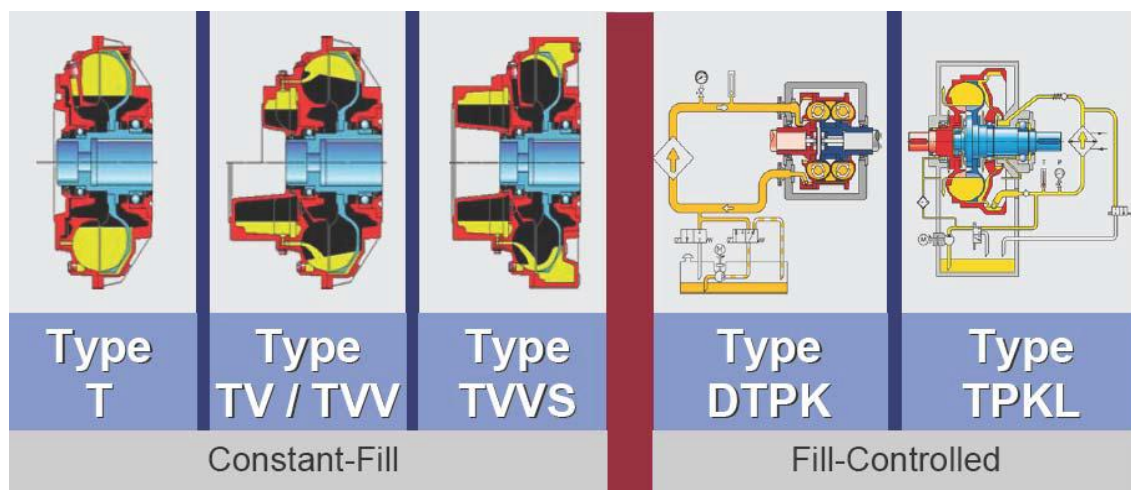
Уопштено гледано, најчешћа област примене хидродинамичких спојница је у погону тешко оптерећених машина и уређаја, какве се налазе у индустрији грађевинске механизације, рударству, код погона железничких машина, у бродоградњи и у индустрији моторних возила. Проблеми које намећу тешки услови рада и велика

оптерећења којима су изложене погонске машине примењене у грађевинској индустрији једино је и могуће решити применом хидродинамичког преноса снаге. У овој области, хидродинамичке спојнице користе се било самостално, било у комбинацији са механичким мењачем.

Високу заступљеност хидродинамичких спојница у рударској индустрији условила је веома корисна могућност да се, за њен погон користе електромотори са кратко спојеним ротором. На овај начин се, уградњом хидродинамичке спојнице у преносни систем, постиже, поред добијања јефтиног и сигурног погонског агрегата, остваривање високог степена заштите од лома или преоптерећења скупог погоњеног уређаја.

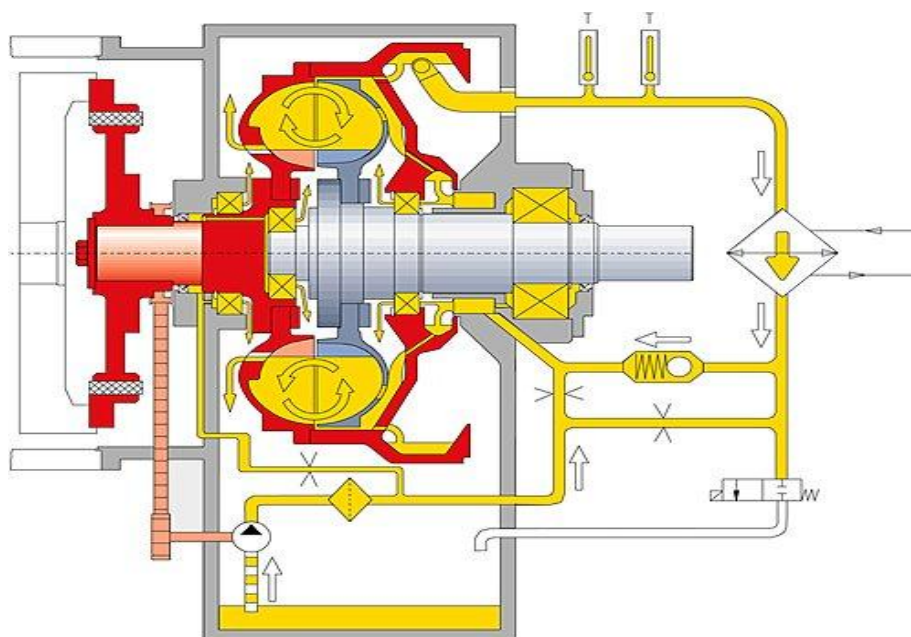
У индустрији железничких машина користе се посебно за ову намену развијене конструкције хидродинамичких преносника, који у себи садрже и хидродинамичку спојницу и хидродинамички мењач. Коришћењем оваквих преносника знатно се продужава радни век трајања уређаја, као и олакшавање руковања и одржавања.

Према подацима немачког произвођача хидродинамичких спојница “Voith”, примена регулационих спојница долази у обзир код тешко оптерећених турбомашина, друмских возила и у трансмисијама бродских мотора. Своју примену регулационе хидродинамичке спојнице налазе у процесној индустрији, рударству, бродоградњи и аутомобилској индустрији, код тешких возила.



Слика 8. Типови и конструкције VOITH турбоспојница [3]

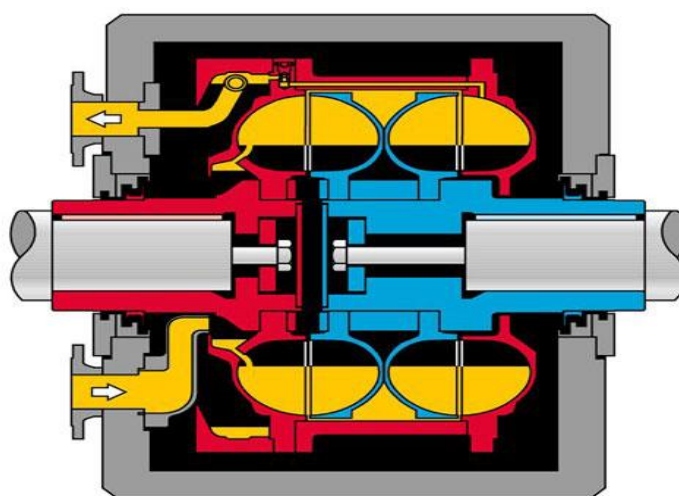
На слици 9 приказана је регулациона хидродинамичка спојница типа TPKD – SAE немачког произвођача Voith, која је намењена за коришћење као замена за механичке спојнице. Најчешћа област примене јој је у садејству са дизел мотором као погонским агрегатом.



Слика 9. Хидродинамичка спојница типа TPKD – SAE [3]

У тренутку стартовања, радни простор спојнице практично је без радног флуида, тако да погонски мотор стартује готово без оптерећења. Прикључење или искључење радне машине могуће је при било којој брзини улазног вратила, што се постиже пражњењем или пуњењем радног простора течностју. Са испражњеним радним простором, спојница ради у такозваном “stand – by” режиму, који временски није ограничен.

Ове спојнице налазе примену у погону радних машина код којих је појава инерције високо изражена, затим у случајевима када би механичка спојница употребљена уместо хидродинамичке трпела превисоко хабање, као и у случајевима када је потребно максимално пригушење удара и вибрација. Спојница овог типа примењена је у бродоградњи, код пловила која се крећу залеђеним морима, затим у рударству и процесној индустрији, код разних врста дробилица и млинова.

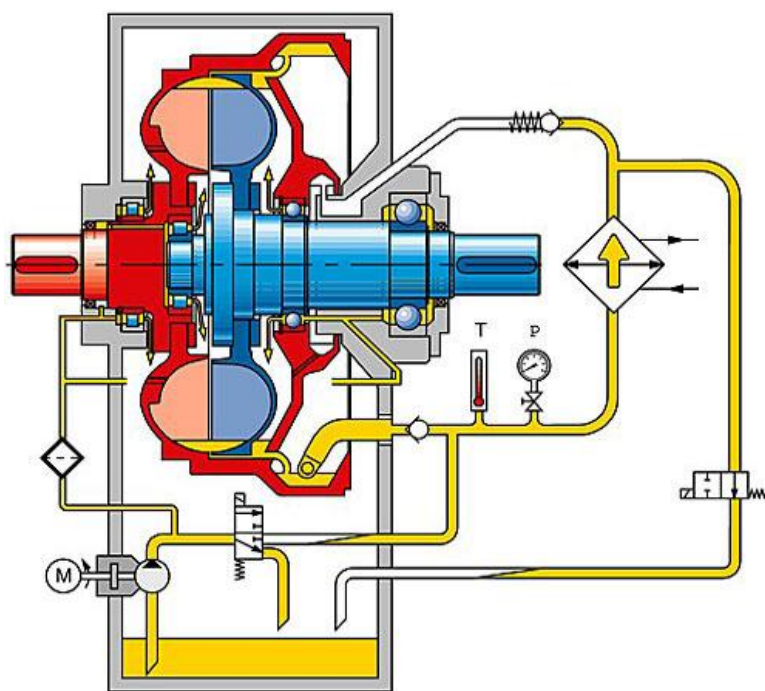


Слика 10. Двострука регулациона спојница [2]

Хидродинамичка спојница приказана на слици 10, Voith DTPK је двострука спојница са екстерно учвршћеним радним колима. Ова концепција омогућава знатно смањење габаритних мера спојнице у односу на пренешену снагу. Концепција двоструких радних кола такође омогућава уравнотежење осних сила које делују на лежишта спојнице.

Када је спојница у стању мировања, радна кола су практично празна, чиме је омогућен лаган и неоптерећен старт погонског мотора. Код овог типа спојнице, убрзавање радне машине контролисано је брзином пуњења спојнице течношћу. Такође, једна од њихових предности је велика термичка резерва услед постојања спољног хладњака за радну течност. У случају делимичног пуњења, код овог типа спојница, могуће је вршити расподелу оптерећења по радним колима, коришћењем вишемоторског погона.

Овај тип спојнице користи се код погона који захтевају прецизно одређен ниво убрзавања великих погоњених маса, променљиве брзине излазног вратила, велике снаге, реда величине мегавата, као и високе стартне угаоне брзине. Изведене спојнице овог типа искоришћене су у рударској индустрији, на разним типовима конвејера, у бродоградњи, код високо оптерећених погона какви су рецимо ледоломци или фериботи. Овакве спојнице користе се, такође и код снажних турбомашина какве су пумпе за воду.



Слика 11. Регулациона спојница VoithTPKL [3]

Радне карактеристике спојнице Voith TPKL, која је приказана на слици 11, могу се мењати у току рада спојнице, мењањем нивоа пуњења. Изводи се као самоносива конструкција која се монтира независно од погонске и радне машине. Спојница може да ради неограничено дуго у режиму неоптерећеног погонског вратила, који се остварује пражњењем радног простора. Саставни део спојница овог типа је електронски лимитер максималног стартног момента. Спојница такође укључује и независни систем за снабдевање, измену и хлађење радне течности. У радним режимима делимичног пуњења, степен пуњења може се мењати у границама (0 – 100)%, чиме се, променом клизања спојнице мења и брзина радне машине.

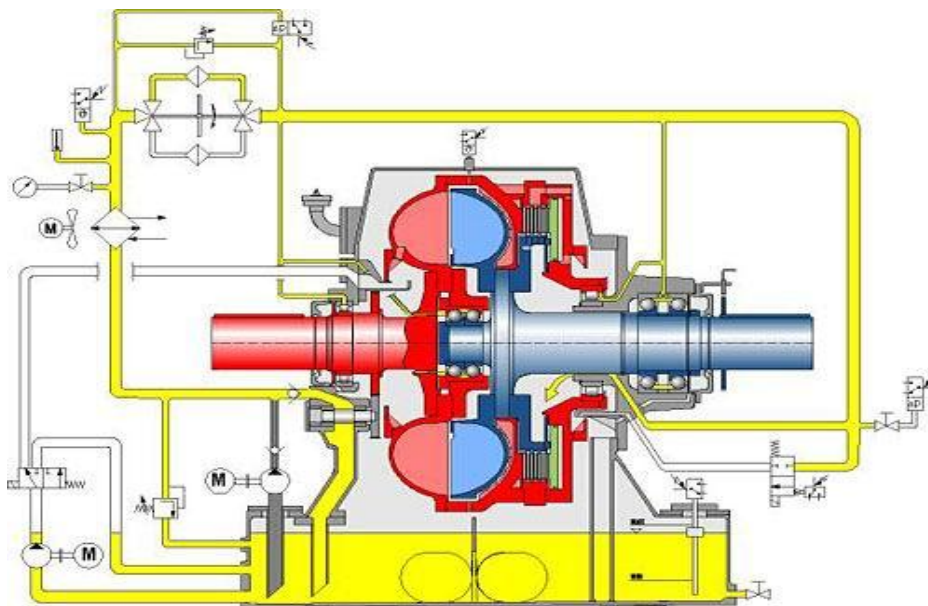
Област примене спојница типа TPKL одређена је радним условима у којима се захтева дефинисано убрзавање терета, ограничење стартног обртног момента или угаоне брзине улазног вратила, као и променљива брзина погоњене машине. Спојнице овог типа такође су веома ефикасне у суспензији вибрација и удара. Ова врста спојнице примењује се у рударству и индустрији челика, за погон конвејера, у комбинацији са асинхроним мотором као погонском машином.

Комбинација механичке и хидродинамичке спојнице, која је остварена код регулационе спојнице VoithTPL – SYN омогућава се преношење обртног момента и снаге без клизања, у номиналном режиму. Приликом стартовања радне машине, механичка спојница је отворена, и уређај стартује као хидродинамичка спојница. Када број обртаја достигне вредност блиску номиналној, механичка спојница се затвара, радни простор хидродинамичке спојнице се празни, и пренос снаге се врши преко механичке спојнице.

Радни режим може се контролисати степеном пуњења током покретања спојнице, а комбинација са механичком спојницом омогућава стартовање погонског мотора потпуно без оптерећења, висок степен корисности (близак 100%), као и тренутни прекид везе између погонске и гоњене машине. Потоње значи да се, у случају преоптерећења, погонски мотор тренутно искључује из система, што говори и о високом степену заштите.

Своју примену спојнице овог типа налазе код операција у којим се захтева контролисано убрзавање терета, пренос снаге без клизања, као и у случајевима када се захтева пренос великих снага.

Спојнице типа TPL – SYN типично се примењују у погонима млинова као и турбо компресора и других турбомашина снаге од 4 MW до 12 MW.

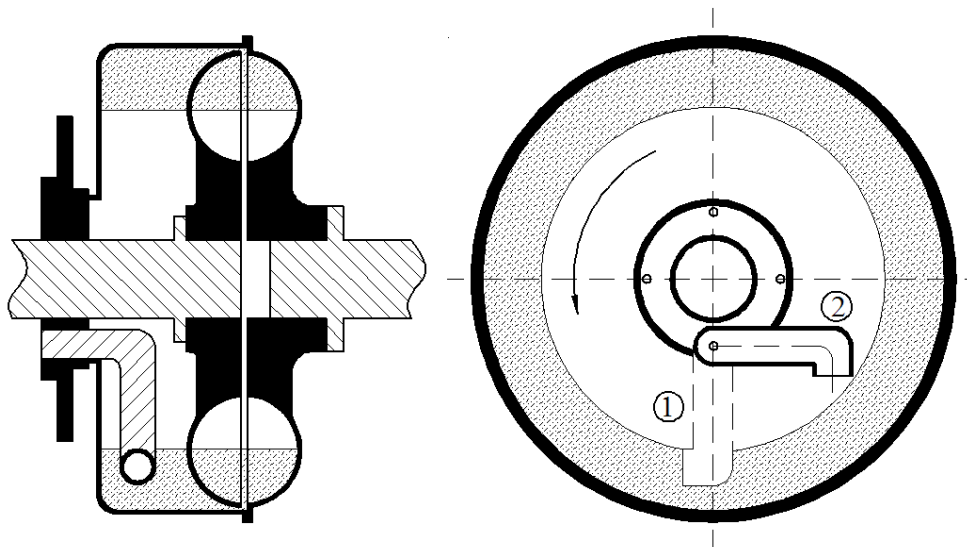


Слика 12. Регулациона спојница Voith TPL – SYN [3]

2.3 КОНСТРУКТИВНА РЕШЕЊА РЕГУЛАЦИОНИХ

СПОЈНИЦА

Спојнице са променљивим пуњењем, као најчешће примењиване, могу имати различита конструктивна решења. На слици 13. приказана је спојница са промењивим пуњењем.



Слика 13. – Регулациона спојница са промењивим пуњењем[2]

Код овог типа спојнице, кућиште (поклопац) турбине повезан је са пумпним колом и обрће се заједно са њим под дејством погонског агрегата (електромотор). У кућишту турбинског кола налази се црпна цев, чији је спољни крај повијен у смеру супротном од смера обртања спојнице. Унутрашњи крај црпне цеви зглобно је везан за непокретну главчину у којој се налази канал за одовод радне течности из радног простора. Захваљујући зглобној вези, црпна цев се може закретати између два крајња положаја 1 и 2, приказаних на слици 13.

Под дејством центрифугалних сила, радна течност ротира заједно са кућиштем, а црпна цев, коришћењем кинетичке енергије ротирајуће масе течности црпе радну течност из њега и враћа је у резервоар. Како је количина радне течности која кроз калибрисане отворе напушта радни простор знатно мања од оне коју црпна цев може да врати у резервоар, количина радне течности зависи, практично, само од положаја црпне цеви.

Када је црпна цев у положају 1, она из радног простора црпи максималну количину радне течности. Ово доводи до његовог потпуног пражњења и престанка функције спојнице. Насупрот овоме, у положају 2 црпна цев је потпуно изван ротирајуће масе течности, услед чега спојница ради са максималним степеном пуњења.

Код оваквог типа регулације проблем загревања радне течности решава се помоћу оребреног спољашњег кућишта, мада су могуће и конструкције код којих се радна течност после расхлађивања у спољашњем хладњаку враћа у радни простор. Код спојница са овом врстом регулације испуњавање радног простора течностима постиже доста брзо, док је његово пражњење спорије. Самим тим, и повећавање бројева обртаја остварује се брзо, док је за смањење потребно више времена.

Спојнице код којих се регулација броја обртаја постиже изменом облика радног простора, због сложености конструкције, која их чини скупим и неефикасним, веома ретко су у употреби. Промена облика радног простора може се постићи променом положаја пумпног или турбинског кола, померањем њихових лопатица, или пригушивањем протока помоћу засуна.

2.4 ОСНОВНЕ РАДНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ РЕГУЛАЦИОНИХ СПОЈНИЦА

Остварује се континуална варијација излазног броја обртаја, односно броја обртаја радне машине у широком интервалу вредности. При томе вредност броја обртаја може да буде константна, може пратити оптималне потребе постројења – зависно од вредности одговарајућих променљивих параметара карактеристичних за радни процес или се мењати по одређеном програму без обзира на карактер оптерећења радне машине.

Регулациона турбоспојница врши правовремено и стабилно континуалну регулацију параметара снаге, момента и угаоне брзине, без осциловања њихових вредности.

Захваљујући преносу снаге посредовањем уља без додира погонског и гоњеног дела регулационе турбоспојнице и аутоматском прилагођавању њеног режима условима рада постројења, искључена је могућност преоптерећења мотора и радне машине, а тиме и хаварије.

Обезбеђено је стартовање мотора без оптерећења и континуално убрзавање радне машине према потреби, без обзира каква су оптерећења гоњене машине и колика је инерција њених покретних делова.

Радни век регулационе турбоспојнице је врло дуг пошто нема хабања радних кола и других покретних делова. Могућност појаве кавитације је искључена обезбеђењем потребних вредности притиска радног флуида у систему. Сем тога, регулациона турбоспојница увек ради у оптималном режиму што се повољно одражава на радни век целог постројења. Сви витални делови смештени су у уљном простору, па нису изложени корозији.

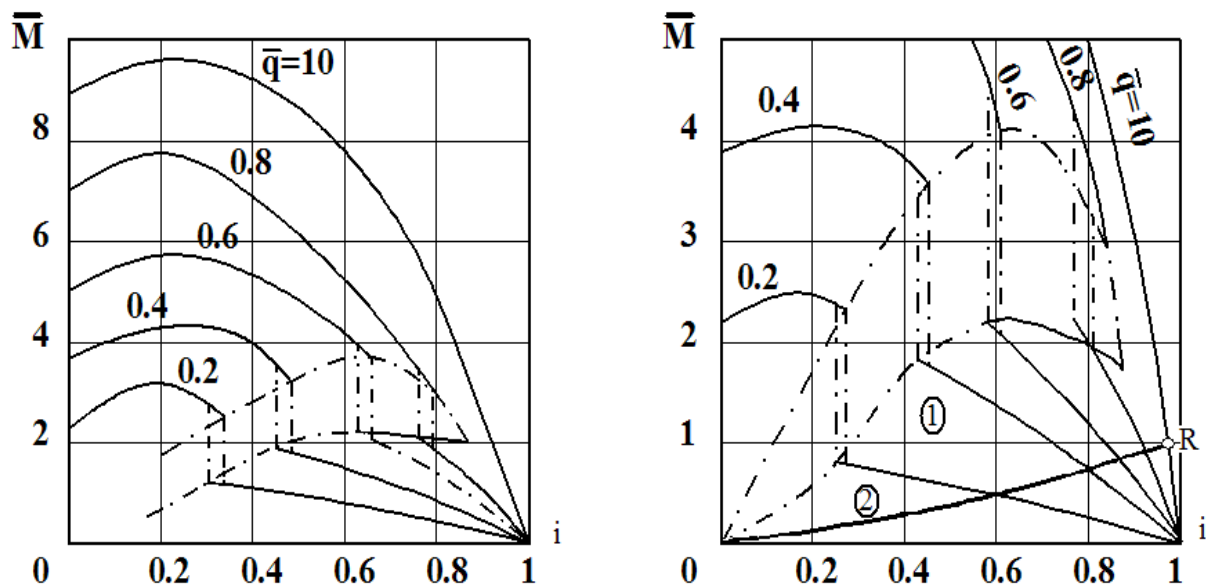
Због одсуства круте механичке везе између погонског мотора и радне машине, осцилације и удари практично се не преносе на погонски мотор и друге делове трансмисије, што обезбеђује пригушивања вибрација, уз врло малу бучност у односу на друге преноснике.

Одржавање регулационе турбоспојнице не причињава велике тешкоће. Потребно је контролисати ниво уља у резервоару и извршити његову замену по губитку потребне вредности његовог вискозитета, што се чини врло ретко.

2.5 УТИЦАЈ СТЕПЕНА ПУЊЕЊА НА РАДНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ

На радне карактеристике хидродинамичке спојнице, поред броја обртаја пумпног кола и преносног односа, утиче и степен пуњења спојнице радном течношћу. Степен пуњења спојнице (q) дефинише се као однос између запремине радне течности у спојници и укупне запремине шупљине у унутрашњости спојнице, односно укупне запремине течности коју би спојница могла да прими. У режимима рада са већим клизањима, долази до интензивног загревања и испаравања радне течности, због чега је максимални степен пуњења спојница ограничен на $q_n = 0,80 \div 0,90$.

Утицај степена пуњења на радне карактеристике једне регулационе спојнице приказан је на слици 14, при чему слика 14-а показује бездимензијску моментну карактеристику $M(i) = M/M^*$, где је M^* - вредност момента који спојница преноси у номиналном радном режиму. Са $\bar{q} = q/q_n$ означена је бездимензијска карактеристика степена пуњења, при чему q^* представља номинални, одн. максимално дозвољени степен пуњења. Слика 14-б показује моментне кеарактеристике исте спојнице, али у спрези са радном машином чији момент оптерећења: (1) – константан, (2) – мења се по закону параболе.

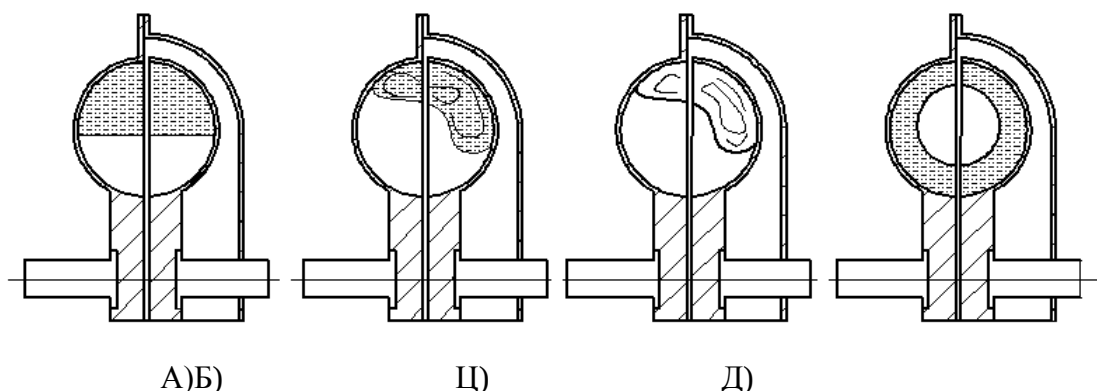


Слика 14. – Зависност моментне карактеристике спојнице од степена пуњења [1]

Разлог за промену моментне карактеристике спојнице при промени степена пуњења лежи у промени пречника циркулације, или прецизније, у промени карактера струјања која се при томе одигравају. Може се запазити да моментне криве при делимичном пуњењу губе стабилност и вредност момента нагло опада при достизању критичне вредности преносног односа бројева обртаја. Такође се јавља и област нестабилног

рада, праћена снажним вибрацијама и скоковитом променом вредности обртног момента, која је на слици означена линијама црта – тачка.

Појава нестабилног рада спојнице зависна је од карактера момента оптерећења радне машине, тако да се са слике 14-б може закључити да је, у случају квадратног закона промене овог момента, могуће и да не дође до појаве нестабилног рада. Такође се може рећи да је појава нестабилности мање изражена код спојница без унутрашњег торуса него код оних које га имају.



Слика 15. – Механизам појаве нестабилности у раду хидродинамичке спојнице [1]

Механизам појаве нестабилног рада спојнице може се објаснити помоћу слике 15. На слици 15-а приказано је стање радне течности при преносном односу $i = 1$, када нема релативног кретања. Увећање момента оптерећења доводи до разлике у бројевима обртаја пумпног и турбинског радног кола, при чему се турбинско коло обрће спорије. Ово доводи и до релативног кретања радне течности, тј. до њене прерасподеле међу радним колима спојнице. Ово за последицу има и повећање разлике између улазног и излазног пречника циркулације у пумпном колу. У истом тренутку, на радну течност почињу да делују и центрифугалне силе, које настају као последица не само обртања флуидне масе око осе спојнице, већ и као последица њеног кретања у меридијанским равнима.

По преласку у турбинско коло, струја радне течности почиње да се приближава његовој осе (слика 15-б), а након досезања темена унутрашње кривине меридијанског пресека, до тада компактна флуидна маса дели се у две одвојене гране, највећим делом лоциране у турбинском колу (слика 15-ц). Када кинетичка енергија струје достигне одговарајућу вредност, радни флуид се приљубљује уз зидове радних кола спојнице, улазећи у пумпно коло на његовом најмањем радијусу. Овај режим струјања приказан је на слици 15-д.

Облици струјања дефинисани сликама 15-б и 15-д су стабилни, међутим прелазни облик, дефинисан сликом 15-ц, због изразите неуравотежености распореда флуидне масе у радним колима, као и због појаве њеног цепања на два крака, представља узрок нестабилног рада хидродинамичке спојнице.

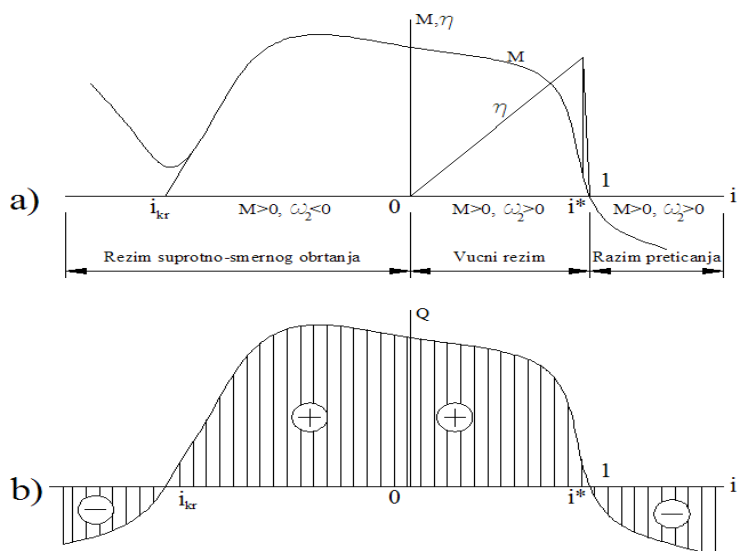
2.6. РЕЖИМИ КОЧЕЊА

Осим у нормалном-вучном режиму рада, када се енергија преноси од пумпног ка турбинском вратилу, хидродинамичка спојница може да ради и у режиму кочења, када се енергија преноси од турбинског ка пумпном вратилу.

Постоје три врсте режима кочења, и то:

- режим претицања ($i > 0$),
- режим супротносмерног обртања ($i < 0$) и
- режим динамичког кочења.

У режиму претицања турбинско коло се обрће брже од пумпног. До оваквог режима може доћи при кретању возила на низбрдици, као и код дизалица при спуштању терета. Смер циркулације радне течности у спојници у режиму претицања је супротан смеру циркулације у вучном режиму, што значи да се улоге пумпног и турбинског кола замењују, а обртни момент мења знак.



Слика 16. Радне криве спојнице у различитим условима рада
а) крива момента, б) крива протока [2]

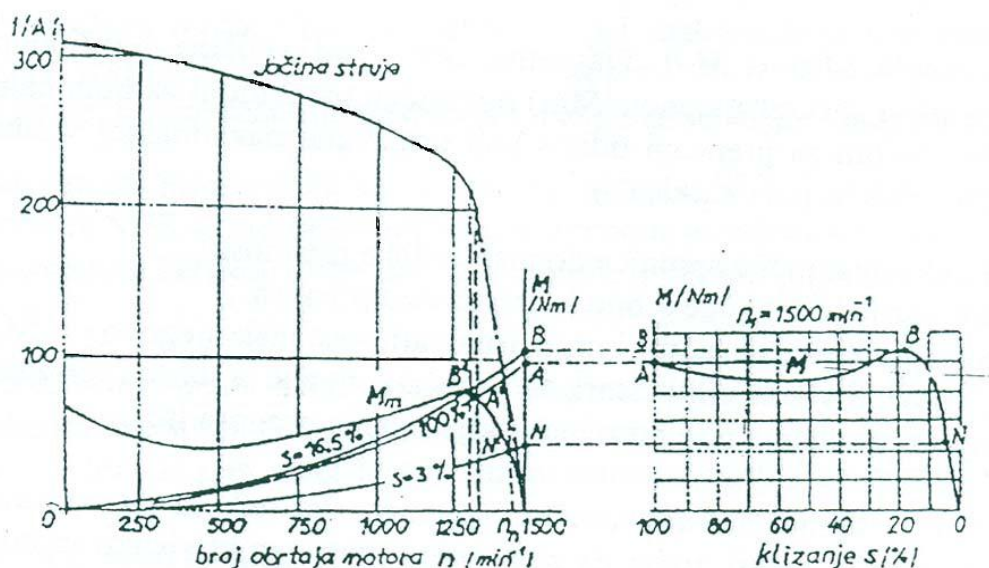
У режиму супротосмерног обртања (слика 16) смерови обртања пумпног и турбинског кола су супротни. До оваквих режима рада долази при кретању возила по успону, када је снага на улазном вратилу недовољна да савлада отпоре кретања возила, па се возило креће уназад при укљученој вучи унапред. Исти режим се остварује и на дизалицама при спуштању терета без укључивања хода уназад (могућност веома лаганог спуштања). При супротосмерном обртању пумпног и турбинског кола, течност струји кроз спојницу исто као и у вучном режиму све док се не достигне вредност критичног преносног односа i_{kr} . При даљем повећавају броја обртаја турбинског кола, смер циркулације се мења и течност почиње да струји од турбине према пумпи.

Режим динамичког кочења настаје када је пумпно коло укочено, а турбинско се обрће под дејством спољашњег оптерећења.

2.7 СПРЕГА ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ И АСИНХРОНОГ ЕЛЕКТРОМОТОРА

Пречник хидродинамичке спојнице која ради у спрези са асинхроним мотором бира се по услову да у номиналном радном режиму електромотора и спојница ради у номиналном радном режиму. Да би се избегао рад спреге електромотора и спојнице у режимима велике потрошње струје и лошег хлађења електромотора момента карактеристика спојнице мора да буде таква да максимални момент спојнице не буде 2-3 пута већи од номиналног. Дакле, спојница са несиметричним колима пумпе и турбине су погодне за рад у спрези са електромотором.

На слици 17. дат је пример спреге електромотора и хидродинамичке спојнице чије радне карактеристике добро одговарају условима заједничког рада.



Слика 17. Одређивање параметара заједничког рада електромотора и хидродинамичке спојнице [2]

На левом дијаграму приказана је моментна карактеристика електромотора $M_m(n)$ и зависност јачине струје. На десном дијаграму приказана је заједничка моментна карактеристика спојнице и електромотора при константном броју обртаја пумпног кола, у зависности од клизања спојнице $s(\%)$. Према моментној карактеристици спојнице $M(s, n_1 = \text{const})$, на левом дијаграму уцртане су параболе моментних карактеристика спојнице при константном клизању (преносном односу $M(s, n_1 = \text{const})$).

Дакле, режими устаљеног рада спреге електромотора и спојнице биће дефинисани пресецима параболо моментних карактеристика спојнице и моментне карактеристике електромотора (подручје $B'N'$ на моментној кривој електромотора). Радна тачка при стартовању спојнице (покретању турбинског кола) је дефинисана тачком A' . При

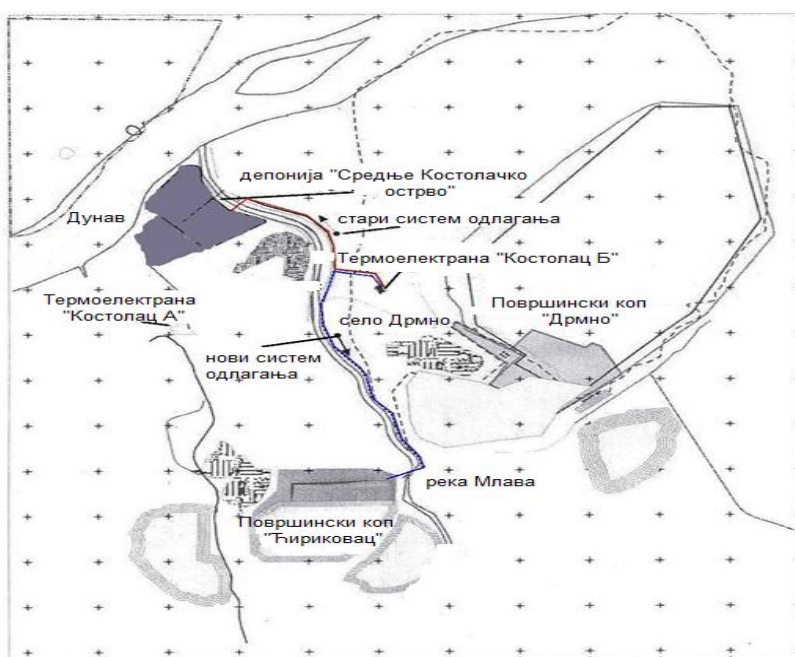
стартовању електромотора са оптерећеном спојницом (оптерећењем на турбинском вратилу) брзо се прелази подручје великих јачина струје и успоставља почетна равнотежа у тачки А'.

Предности примене хидродинамичке спојнице са електромотором су следеће:

- неоптерећеност мотора код старта и поред оптерећеног (блокираног) радног уређаја,
- спрега ради у режимима малих јачина сруја и довољног хлађења,
- обезбеђена могућност да у случају блокирања радног уређаја мотор и даље неоптерећено ради (тачка А') док се узрок не отклони или мотор искључи.

3. ТЕРМОЕЛЕКТРАНА Костолац Б

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 348,5MW. 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 17.



Слика 17.Локација Термоелектране „Костолац Б”

Техничке карактеристике блокова Б1 и Б2 су:

Котао је једноцевни, мембранско-заварени са принудном циркулацијом и мешовитим протоком, такође је и једноканални са једним међупрегревањем који се ложи угљеним прахом, а за кретање и стабилизацију користи мазут. Произвођач је СЕС Тлмаче Словачка (у тренутку градње Чехословачка) по лиценци СУЛЗЕР(Швајцарска).

Техничке карактеристике котла су:

- номинални капацитет 1000 [t/h]
- притисак свеже паре 186 [bar]
- температура свеже паре 540 [°C]
- притисак међупрегрејане паре 46 [bar]

- температура међупрегрејане паре 540 [°C]

Турбина је кондензациона, четвороцилиндрична са седам нерегулисних одузимања. Произвођач је ABB Zamech Elblong Пољска по лиценци BBC (Швајцарска).

Техничке карактеристике турбине су:

- номинална снага 348,5 [MW]
- притисак свеже паре 179 [bar]
- температура свеже паре 537 [°C]
- притисак међупрегрејане паре 42,2 [bar]
- количина међупрегрејане паре 897,5 [t/h]
- специфична потрошња топлоте (при температури расхладне воде од 12 [°C]) је 7735,113 [kJ/ kWh].

Генератори су синхрони, трофазни, директно спојени са турбином. Произвођач је ABB DOLMEL, Пољска.

Техничке карактеристике генератора су:

- снага 348,5 [MW] при напону ± 5 Uh.
- Наивно привидна снага је 410 MVA, напон 22 kV, струја 77 kA.

За напајање два турбоагрегата у термоелектрани Костолац Б, предвиђена су два парна котла у блок – спреси. Параметри паре, целокупни распоред постројења, као и начин заједничког рада са турбоагрегатима, одабрани су на основу искуства фирме SULZER.

Постројење као блок, служи за покривање основног оптерећења. Као гориво се користи лигнит, који се добија са копа Дрмно. Постројење за потпалу котла и стабилизацију ватре за гориво користи тешко уље, односно мазут.

Угаљ који се добија са копа Дрмно треба да има особине дате у табели 1.

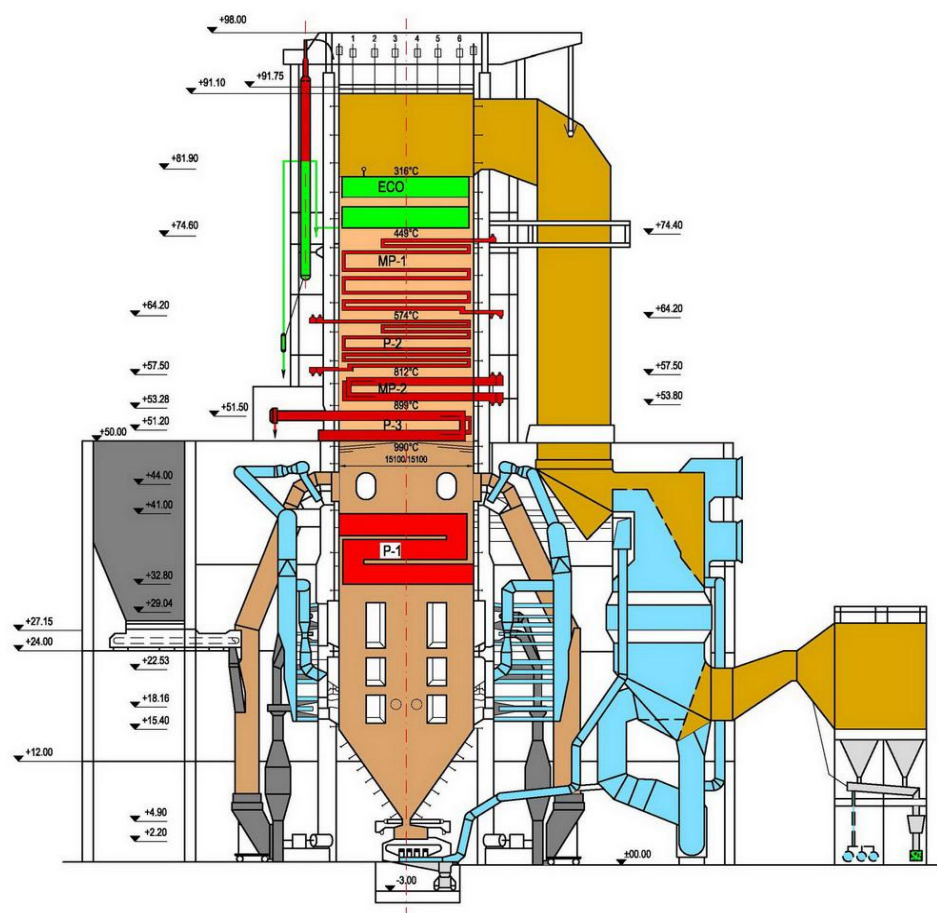
Табела 1. Особине угља [6]

Лигнит са копа Дрмно					
Доња калорична моћ	kCal/kg	1450	1550	1750	2000
Садржај воде	%	44.03	44.1	43.93	43.37
Садржај пепела	%	25.81	25.02	22.25	18.41
Садржај сумпора, укупни	%	1.14	1.17	1.16	1.1
Несагорљиви сумпор	%	0.44	0.47	0.52	0.54
Сагорљиви сумпор	%	0.7	0.7	0.64	0.56
Садржај кокса	%	37.16	36.06	34.68	34.3
Садржај чврстог угљеник С	%	11.35	11.04	12.43	15.62
Садржај испарљивих делова	%	18.18	19.84	21.39	22.6
Садржај чистог угља	%	30.16	30.88	33.82	38.22
Елементарна анализа горива					
Садржај угљеника С	%	19.48	19.67	25.28	25.28
Садржај азота N	%	1.87	2.07	2.32	2.32
Садржај H ₂ +O ₂	%	8.34	9.29	8.55	8.55
Карактеристике температуре пепела					
Температура синтеровања T1	°C	950	960	950	950
Температура омекшавања T2	°C	1170	1180	1180	1180
Температура топљења T3	°C	1370	1380	1340	1340
Температура течног стања T4	°C	1400	1400	1350	1350
Хемијске анализе пепела					
Угаљ	kCal/kg	1450	1550	1750	2000
Садржај SiO ₂	%	49.39	49.39	51.77	45.34
Садржај Fe ₂ O ₃	%	10.3	12.37	9.38	12.76
Садржај Al ₂ O ₃	%	22.43	25.41	23.98	18.87
Садржај CaO	%	7.97	6.82	7.2	11.3
Садржај MgO	%	1.51	1.18	2.15	2.42
Садржај SO ₃	%	5.81	3.78	3.7	7.6
Садржај P ₂ O ₅	%	0.2	0.3	0.11	0.12
Садржај TiO ₂	%	0.99	0.39	0.65	0.6
Садржај NaO ₂	%	0.35	0.25	0.35	0.39
Садржај K ₂ O	%	1.23	0.34	0.84	0.6
Мељивост угља	Φ	47-63			
Крупноћа угља	mm	0-30			
Угао проклизавања		32-34.5			

Ради се о типу угља у виду шкриљаца, какав је уобичајен у отвореним коповима. У нормалном случају, мрки угаљ се јавља као конгломерат. Током процеса млевења распада се конгломерат на независне честице угља и пепела, што обезбеђује добру запаљивост и сагоревање. Шкриљчasti угаљ се цепа приликом млевења на мале плочице, које се састоје из слоја угља, прекривеног слојем пепела са обе стране. На тај начин отежано је ослобађање најважнијих делова, што се негативно одражава на паљење и сагоревање.

На основу елементарне анализе пепела претпоставља се да угаљ поседује добру карактеристику сагоревања, како у ложишту, тако и на површинама за догоревање. Висок садржај $\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2$ указује на извесну склоност ка лепљењу шљаке на зидове ложишта, односно коморе за сагоревање. Расположиве информације о понашању пепела из постојећег постројења потврђују горње претпоставке. Према тим информацијама, пепео нема изразито ерозивна својства. Међутим, услед релативно великог садржаја пепела у угљу, избегавају се високе брзине струјања у димним гасовима на додатним површинама.

Једноцевни парни котлови фирме SULZER, који се овде користе, раде на принципу принудне циркулације са мешовитим протоком. Они су тако димензионисани да могу да раде како са фиксним, тако и са клизним притиском. Њихова конструкција је резултат дугогодишњег искуства, тесне сарадње са корисницима и специфичних захтева условљених врстом горива, о којима је већ било речи у претходном делу.



Слика 18. Пресек парног котла [6]

Парни котлови су једнопроточне концепције све до излаза димних гасова из струјне зоне. Путем хоризонталних и вертикалних канала одводе се димни гасови на регенеративни загрејач ваздуха.

3.1 ЛОЖИШТЕ КОТЛА

У зависности од врсте угља, одабрано је ложиште типично за лигнит. Убацивање горива у ложиште је тангенцијално, по обиму замишљеног круга, при чему се горионици налазе у зидовима ложишта. На свакој страни налазе се по два горионика. На сваком од 8 горионика за угљену прашину прикључен је по један млин са вентилационим дејством и сепаратором.

Као медијум за сушење угља користе се врели димни гасови, који се одсисавају са врха ложишта. Температура, потребна за сушење угља добија се мешањем димних гасова са примарним ваздухом и хладним, рецикулационим димним гасовима. Коришћењем хладних димних гасова, смањује се количина примарног ваздуха и на тај начин се одржава потребан степен инерције млинова.

Употреба хладних димних гасова обезбеђује сигуран рад млинова и при мањим снагама. Сем тога, тиме се остварује оптимална расподела ваздуха за сагоревање на примарни и секундарни, према захтевима за паљење и сагоревање, без бојазни да ће се пореметити инерција млинова.

Ложење је тако димензионисано, да и при коришћењу најлошијег угља топлотне моћи од 1408kCal/kgмаксимална снага котла може да се одржава са само 7 млинова у раду.



Слика 19. Помоћни горионик (БРИД)

3.2 ПОСТРОЈЕЊЕ ЗА МЛЕВЕЊЕ УГЉА

За припрему угљеног праха користе се различити млинови који се у основи разликују по механизму млевења. Постоји више могућности да се угљеној маси која се меље доведе енергија. Разликују се неколико основних могућности дејства силе на честицу: гњечење, сечење, трење, туцање и удар. Енергија која се у млиновима користи за

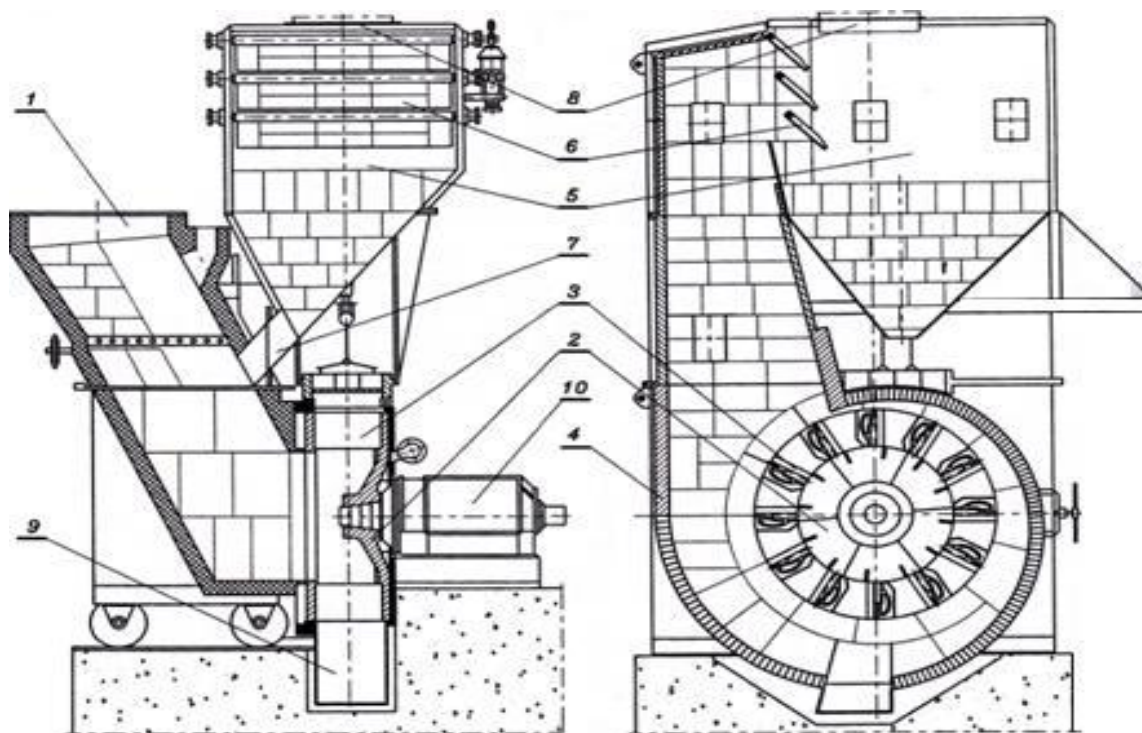
ситњење угљене масе доводи се истовремено на неколико начина, од којих је један обично доминантан. У млиновима који се користе за млевење домаћих угљева доминантан је удари, делимично, трење.

Пошто су млинови ротационе машине, начин млевења је у првом реду дефинисан њиховим бројем обртаја, па се они најчешће према њему и деле на:

- спороходе (број обртаја мањи од 75 o/min) чији је представник добошасти млин,
- средњеходе (број обртаја од 75 до 225 o/min) у које спадају млинови са чашом, млинови са клатном, млинови са диском и млинови са куглама.
- брзоходи млинови (број обртаја већи од 225 o/min) чији су преставници млинови чекићари и вентилаторски млинови.

У нашим термоенергетским објектима примењују се брзоходи млинови. За њих је карактеристично да се процес млевења одвија углавном сударом и трењем, а код млинова чекићара делимично и гњечењем. Због обимности материје овде ће детаљније бити описан најчешће примењен млин у термоблоковима у Србији тј. вентилаторски млин. Вентилаторски млинови су погодни за сагоревање влажних угљева какви су, на пример, лигнити, па се због тога најчешће користе у домаћим постројењима. Слични су радијалним вентилаторима, с тим што су им елементи који учествују у процесу млевења ојачани због присуства абразивних материјала у гориву.

Конструкција вентилаторског млина приказана је на слици 20. Кроз улазно грло (1) у млин се доводи сирови угаљ заједно са продуктима сагоревања рециркулисаним са врха ложишта. Приликом проласка кроз ударно коло (2) угаљ се меље сударом са масивним ударним лопатицама (3) постављеним као код радијалног вентилатора. Приликом млевења долази до наглог хлађења сушећег флуида, проузрокованог интензивним сушењем које се одвија симултано са процесом млевења. Аеросмеша се из млина преко регулационих клапни (6) уводи у инерциони сепаратор (5) у коме, због силе инерције, при скретању струје долази до издвајања крупнијих, недовољно самлевених честица. Ове честице се преко левка (7) враћају у улазно грло и поново се мељу како би се постигла задовољавајућа финоћа угљеног праха на излазу из сепаратора (8). Заједно са недомлевеним честицама, из сепаратора се у млин враћа знатна количина охлађених продуката сушења, због чега се смањује вентилационо дејство млина и повећава енергија за млевење. Осим тога, како су рецикулационе честице обogaћене абразивним минералним материјама, које имају већу густину од угљене масе, као и металним честицама насталим хабањем радних елемената млина, знатно се повећава и убрзава њихово даље хабање, чиме се смањује радни век млина.



Слика 20. Вентилаторски млин [8]

1. улаз угља и сушећег флуида; 2. ударно коло; 3. ударне плоче; 4. кућиште млина; 5. спирала кућишта; 6. млински сепаратор; 7. регулационе клапне; 8. повратак грубо млевених честица; 9. излаз аеросмеше; 10. шахт млина; 11. двоструки лежај

За добијање угљене прашине служе 8 ЕВТ млинова са вентилационим дејством тип N270.45 са сепаратором. Зависно од топлотне моћи угља, називна снага котла се постиже са 6 или 7 млинова у погону. При режимима са делимичним оптерећењем мора се један број млинова искључити. На тај начин је могуће одржати котао у погону са око 45% називне снаге, без употребе мазутних горионика као потпоре.

Величина и капацитет млина у највећој мери зависе од дозвољене обимне брзине и пречника млинског радног кола. Симетричним распоредом млинова у односу на котао и горионике за угљену прашину може се на најједноставнији начин постићи да путеви горива и медијума за сушење буду најкраћи. Сви канали за гориво и медијум за сушење су, на основу симетричног распореда, исти. Гориво се допрема у сушач путем ланчастих и тракастих додавача, где се оно суши и пада у млин. У млину се, услед окретања радног кола, гориво равномерно меље и уједно допунски суши, затим услед вентилационог дејства млина, транспортује кроз сепаратор, канал угљене прашине и горионик у ложиште.



Слика 21. Вентилаторски млин за угаљ

3.3 ТЕХНИЧКИ ОПИС МЛИНОВА

Технички подаци млинова су:

➤	Тип ЕВТ	N.270.45
➤	Капацитет	76 t/h
➤	Запремина аеро смеше	75 m ³ /s
➤	Номинални број обртаја	450 min ⁻¹
➤	Пречник ударног кола	3600 mm

Вентилаторски млин, тип N 270.45 је самоусисни вентилаторски млин са ударним колом који служи за млевење угаља и добијање fine угљене прашине.

У млину се, услед окретања радног кола, угаљ равномерно меље и уједно допунски суши, затим се услед вентилационог дејства млина транспортује у сепаратор, канал угљене прашине и горионик у ложиште котла.



Слика 22. Погон вентилаторског млина

У зависности од врсте угља, одабрано ложиште типично је за лигнит. Убацивање горива у ложиште је тангентијско, по обиму замишљеног круга, при чему се горионици налазе у зидовима ложишта. На свакој страни налазе се по два горионика. На сваком од 8 горионика за угљену прашину прикључен је по један млин са вентилационим дејством и сепаратором.

Ложење је тако димензионисано, да при коришћењу најгорег угља максимална снага котла може да се одржава са само 7 млинова у раду.

Величина и капацитет млина у највећој мери зависи од дозвољене обимне брзине и преч-ника млинског радног кола. Симетричан распоред млинова у односу на котао и горионике за угљену прашину може се на најједноставнији начин постићи да путеви горива и медијума за сушење буду најкраћи. Сви канали за гориво и медијум за сушење су на основу симетричног распореда исти. Гориво се допрема у сушач путем ланчаних и тракастих додача, где се оно уједно и допунски суши, затим услед вентилационог дејства млина транспортује у сепаратор, канал угљене прашине и горионика у ложиште.

3.3.1 Принцип дејства вентилаторског млина

Претходно уситњени (дробљени) угаљ (влажни угаљ) се из бункера за угаљ доводи помоћу додача до падног шахта и кроз њега у млин. Кроз озидани, изоловани падни шахт млин истовремено усисава из горњег дела ложишног простора котла димне гасове са температуром од око 1000 °C.

За време падања угља, у падном шахту се врши претходно сушење угља услед мешања са врелим димним гасовима. У млину се угаљ при даљем спрашивању брзо и потпуно осуши. Притом се угаљ доводи у ударно коло, из којег после извршеног

спрашивања излази као мешавина носећег гаса и угљеног праха тз. аеросмеша – и одлази у сепаратор.

У сепаратору се врши одвајање гриза, то јест честица које прелазе предвиђену финоћу, и кроз повратни канал за гриз се ове честице враћају на поновно млевење. Померањем сепараторских клапни (жалузина) се може мењати количина враћеног гриза.

Притом за положај сепараторских клапни важи следеће:

Већи нагиб = већа количина враћеног гриза, финији угљени прах.

Мањи нагиб = мања количина враћеног гриза, грубљи угљени прах

Расположива регулација броја обртаја ударног кола, која се може користити за прилагођавање млина према похабаности, квалитету угља и смањеним оптерећењима, утиче на вентилационо дејство млина, која се у општем случају карактерише као запремина аеросмеше коју избацује млин. Притом важи:

Већи број обртаја = већа запремина аеросмеше – повећано хабање.

Мањи број обртаја = мања запремина аеро смеше – смањено хабање.

Мешавина носећег гаса и угљеног праха излази из млина са температуром иза млина од 120-190°C, максимално 210°C. Излазна температура аеросмеше зависи од влажности сировог угља, температуре усисних димних гасова, оптерећења млина и рецикулације гриза.

Додавањем загрејаног ваздуха и рециркулисаних димних гасова (хладна рецикулација) могу се мењати температуре на излазу из млина. Хладан ваздух се нормално додаје само при заустављању, ради заштите делова млина од недозвољеног прегревања. Додавањем хладног, односно загрејаног ваздуха и рецикулационих хладних димних гасова врши се преко прикључака опремљеним са клапнама које су постављене на падном сахту.

Отварање и затварање клапни се врши преко ручне и даљинске команде са пулта или аутоматски у зависности од температуре аеро смеше иза млина. Клапне се користе за регулисање доведене количине загрејаног или хладног ваздуха и рециркулисаних хладних димних гасова у млин.

После излаза из сепаратора млина, угљени прах је већ припремљен за сагоревање и помоћу носећег гаса се доводи до горионика, односно у ложиште котла. За време погона делови млина подлежу хабању, које зависи од особина угља који се мења (примесе песка итд.)

3.3.2 Делови млина

Основни делови млина су:

- Прикључак рецикулационог канала,
- Кућиште млина,
- Врата млина,

- VOITH – хидрауличка спојница,
- Радно коло,
- Дупли лежај,
- Погонски електромотор.

Прикључак рециркулационог канала се састоји од једне вишеделне конструкције. Доњи део се може подићи помоћу уређаја за подизање чиме се омогућава померање врата млина. На прикључку су постављени табласти затварачи који служе за преграђивање рециркулационог канала код замене радног кола или неких других радова на млину.

Кућиште млина је затворене челичне конструкције и са свих страна је обложено панцирима. Кућиште је са предње стране затворено покретним вратима. На кућишту постоје и монтажни отвори који служе за појединачну замену ударних плоча.



Слика 23. Кућиште вентилаторског млина

Врата млина се састоје од кућишта врата, упуштене крагне и колица. Кућиште врата и упуштена крагна монтирани су на колицима и изнутра обложени панцирима са свих страна. Врата се могу померати по шинама.



Слика 24. Врата млина

Пречник радног кола млина је 3600 mm. У радном колу млина налазе се ударне челичне плоче о које угаљ при паду удара и услед великог броја обртаја постаје угљена прашина. Ударне плоче су конзолно причвршћене на вратилу дуплог лежаја. Конзолна диспозиција ударног кола на вратилу омогућава да се после отварања врата млина, (која се лако покрећу), за кратко време демонтира ударно коло и замени за ново ударно коло, које је опремљено са новим ударним плочама. Замена ударног кола врши се помоћу специјалног уређаја за демонтажу ударног кола. Ударне плоче на ударном колу се могу заменити и без демонтаже ударног кола.

За то су предвиђени монтажни отвори са стране лежаја као и на горњој прирубници кућишта млина.



Слика 25. Радна кола вентилаторског млина



Слика 26. Монтажни отвор за поправку



Слика 27. Ударне плоче вентилаторског млина

Вратило дуплог лежаја је у дуплом лежају ослоњено на два самоподешавајућа ваљкаста лежаја на која се доводи потребна количина уља за подмазивање помоћу уљне инсталације за циркулационо подмазивање. Циркулацију уља обезбеђује једна уљна пумпа са сопственим мотором која је смештена ван дуплог лежаја.

Прегледно распоређени показни инструменти као и лако приступачни регулациони органи омогућавају лако надзирање дуплог лежаја. Уљне инсталације дуплог лежаја прикључене су на измењиваче топлоте уље-вода на које се доводи расхладна вода из заједничког система.



Слика 28. Дупли лежај вентилаторског млина

Технички подаци за погонски електромотор су:

- Снага 1500 kW
- Напон 6000 V
- Називни број обртаја 1500 min⁻¹

Електромотор је високонапонски асинхрони мотор са кратко спојивим ротором, где је улежиштење ротора изведено преко два котрљајућа ваљкаста лежаја, који се подмазују машћу. Хлађење електромотора врши се ваздухом преко уградног вентилационог кола.

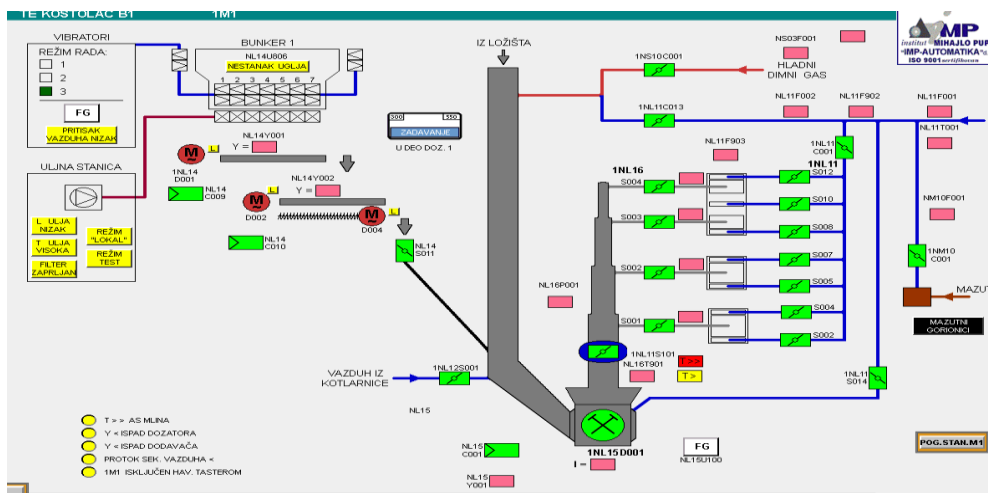
Мотор је опремљен електричним грејачима који се аутоматски укључују након искључења 6 kW прекидача електромотора.



Слика 29. Електромотор вентилаторског млина

3.4 УПРАВЉАЊЕ МЛИНОВИМА

Уређајима млина може се управљати ручно из командне собе (слика 30), или преко Функционалних група.

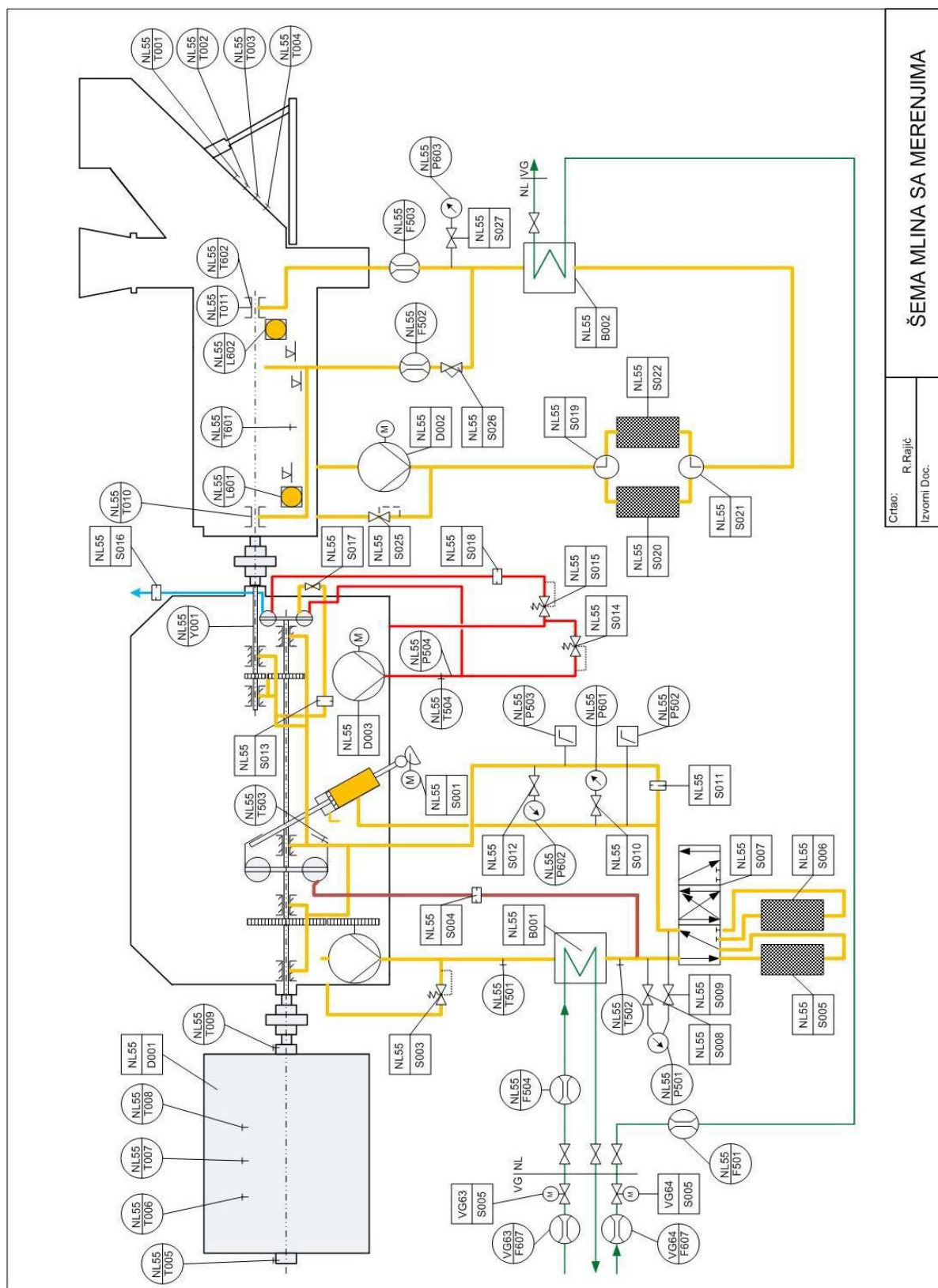


Слика 30. Млински круг

Ако су котао и ложиште спремни за погон, онда треба најпре укључити један за другим два дијаметрално супротна млина. Притом треба водити рачуна да пре укључивања другог млина, полазна струја код првог млина опадне на номиналну вредност. При истовременом или сувише раном укључивању другог млина долази до евентуалног преоптерећења трансформатора сопствене потрошње.

Када електромотор млина достигне свој погонски број обртаја треба црпну цев на регулационој хидрауличкој спојници извући, тј. довести у положај "пуно".

После достизања потребног погонског броја обртаја и при температури из млина од најмање 120°C, треба укључити додавање угља. Температуру из млина треба регулисати на 120°C до 130°C, али не више од 190°C. Потребни погонски број обртаја млина је између 420 и 480 min⁻¹.



Слика 31. Шема млинског агрегата са мерењима [6]

4. ХИДРОДИНАМИЧКА РЕГУЛАЦИОНА СПОЈНИЦА VOITH R750 A4-50W

4.1 ОПИС СПОЈНИЦЕ

У оквиру млина се налази хидродинамичка спојница. По принципу рада ово је проточна спојница. Обртни момент примарног (пумпног) кола преноси се на масу течности која се у том колу убрзава, да би се у секундарном (турбинском) колу смањила, преносећи исти обртни момент. Циркулација течности може да се оствари само падом притисака са примарног на секундарно коло. Предуслов за ово је да се секундарно коло окреће са нешто мањим бројем обртаја од примарног (пумпног) кола. Ову разлику броја окретаја примарног и секундарног кола зовемо проклизавањем и оно износи 2-3%. Услед проклизавања долази до губитака снаге, а што се одражава у загревању уља. Одвођење топлоте се врши преко хладњака.



Слика 32. Хидрауличка турбоспојница

Примарна страна састоји из погонског (примарног) вратила, примарног (пумпног) кола и редукторског склопа за погон зупчасте уљне пумпе спојнице. Вратило се на улазној страни ослања на један ваљкасти лежај смештен у кућишту спојнице, док је на излазној страни преко прирубничког склопа, заједно са примарним колом ослоњено на спољни део самоподесивог ваљкастог лежаја секундарног вратила.

Секундарна страна се састоји из секундарног вратила, секундарног (турбинског) кола и зупчаника за погон излазног вратила. Улежиштење секундарног вратила и излазног вратила обавља се у датом случају у два самоподесива ваљкаста лежаја, од којих је по један уметнут као аксијални лежај. Секундарно вратило иначе носи и обртно коло хидродинамичке кочнице.

У доњем делу кућишта распоређени су цевоводи, арматуре и зупчасте пумпе. Заптивање пролазавратилаиз кућишта обавља се кроз лавиринте. Кућиште преносника

се учвршћује са 6 шестоугаоних вијака на фундамент. Фундамент има једну шупљину по којој се пружа уљна када.

Кочница за скраћивање времена кретање по инерцији до заустављања радне машине је учвршћена на излазној страни на кућишту преносника.

Зупчаста пумпа снабдева хидродинамичку регулациону спојницу радним уљем, уљем за подмазивање и уљем за управљање (регулационим уљем).

4.2 РЕЖИМ РАДА ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ

Пренос обртног момента са погонског мотора се обављасилама инерције течности која струји. Ова се у примарном пумпном колу убрзава и при кретању у секундарном турбинском колу даје обртни момент исте величине. Ово циркулисање течности је неопходно за пренос обртног момента, који се може одржавати само ако секундарно коло ради са нешто мањим бројем обртаја него примарно коло.

Услед проклизавања радни флуид се загрева у радном простору. Топлота се кружењем радног флуида одводи кроз хладњак. Мењањем количине радне течности у радном простору турборегулационе спојнице може се регулисати број обртаја радне машине зависно од обртног момента. Регулациона област је утврђена према погонским условима.

За успоравање радне машине код кретања по инерцији до заустављања, уљна пумпа шаље радну течност у кочницу. Енергија кретања се између обртног кола и статора кочнице претвара у топлоту. Да би главна пумпа хидродинамичке регулационе спојнице за време процеса кочења транспортовала радни флуид кроз хладњак, сервопогон (црпна цев) мора да буде на 100%- позицији.

Помоћу радијално помичне црпне цеви може се утицати на уљни прстен у његовој дебљини, а тиме и на пуњење спојнице. Повећање пуњења спојнице значи повећање, а смањење пуњења смањење радног бројаобртаја.

4.3 РЕГУЛИСАЊЕ БРОЈА ОБРТАЈА ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ (ПОМЕРАЊЕМ ЦРПНЕ ЦЕВИ)

Регулисање броја обртаја хидродинамичке спојнице обавља се померањем црпне цеви помоћу серво погона. Број обртаја излазног вратила иположај црпне цеви, а тиме и угао обртања серво погона не понашају се пропорционално. Брегаста плоча производи ову везу с обзиром на карактеристичну криву оптерећења млина за угаљ.

Да би се силе на серво преноснику одржале што је могуће мањим, врши се померање црпне цеви преко хидрауличног управљања тока. Контролно уље, које је у посуди за вођење се преко удубљења одводи у део за вођење кроз прстенести простор између клипне шипке и црпне цеви до ивица управљачког клипа. Ако се управљачки клип кроз брегасту плочу креће према доле, онда кроз горњи управљачки отвор тече

контролно уље у простор преко клипа. Црпна цев се креће у правцу 0% степена пуњења спојнице.

Ако се управљачки клип креће према горе, онда он ослобађа доњи управљачки отвор за уље под притиском, док је горњи за повратак уља. Црпна цев се креће у правцу 100% степена пуњења спојнице.

Црпна цев прати кретања управљачког клипа, и док се не покрију поново управљачки попречни пресеци, положај црпне цеви се не може директно прочитати. Ако је тачно показивање кретања црпне цеви потребно, на пр. код контролног хода, подешавања брегасте плоче, мора се уградити шипка за испитивање.

4.4 ЦИРКУЛАЦИЈА УЉА

Потребно радно уље, уље за подмазивање и управљачко уље испумпава главна пумпа, најпре кроз хладњак радне течности. Притисак пумпе је подешен на вентилу за ограничавање притиска.

Радно уље доспева кроз бленду и вод за пуњење у прихватни жлеб примарног кола. Ротационим притиском се уље истискује кроз отворе у радни простор спојнице. Помоћу црпне цеви, која ураћа у уљни прстен у црпном простору, уље се услед мањег притиска транспортује кроз црпну цев, кућиште црпне цеви и вода за отицање радног уља натраг у уљно купатило.

Да би се код прекида циркулације уља спречило недозвољено загревање уља у радном простору, а тиме и загревање примарног, секундарног и спојничког полуваљка, предвиђени су вијци топливог осигурача, чији се уметак топи на 160°C. Турбоспојница се затим празни кроз слободне отворе. Ако дође до прегревања на пр. због изостале функције хлађења код присутне циркулације уља, турбоспојница се делимично празни, а излазни број обртаја опада.

Уље за подмазивање после протицања кроз дупли филтер и бленду доспева у главни вод уља за подмазивање, одакле се одводи до појединачних лежајних места и до озубљења.

Управљачко уље за управљање црпне цеви се иза филтера уља за подмазивање одводи до управљачког клипа команде црпне цеви. Притисак овог уља од 2,5 bar (250 kPa) се читава на манометру.

Пумпа уља за кочење транспортује код заустављања постројења уље у радни простор кочнице. Притисак пумпе је подешен на вентилу за ограничавање притиска. На уљном излазу кочнице смештен је регулациони вентил за кочење, подешавање регулационог вентила сме да се измени само после консултације са фирмом Voith St. Polten. Кроз бленду може стално да истиче одређена количина уља из кочнице до резервоара за уље.

Погонско уље мора, с обзиром на добар хидраулични степен корисности и довољно пенушање, да показује што је мањи могући вискозитет. С друге стране улежиштења (лежишта) условљавају, а пре свега зупчаници, изванредну способност подмазивања и носивост погонског уља.

У овим хидродинамичким регулационим спојницама се користе само висококалорична уља малог вискозитета са веома добрим додацима загарантованих особина подмазивања, чија способност одвајања ваздуха такође задовољава највише захтеве. Такође, основни услов према металима и уграђеним заптивним деловима је хемијска неутралност и подношљивост за људску кожу.

Неопходна је и постојаност уља на старење код погонских температура од око 100° С, као и случају постојања веће количине ваздуха када мора да се омогући дуг радни век.

4.5 ОДРЖАВАЊЕ СПОЈНИЦЕ

Предуслови за беспрекоран рад погона спојнице су:

- Текуће надгледање погона и уља и придржавање погонских података,
- Равномерно време трајања погона свих агрегата,
- Редовна контрола слике осцилација у погледу амплитуда и фреквенци,
- Кратка годишња контрола носеће слике профила зупчаника,
- Годишња провера центрирања, одржавање повезујућих спојница и контрола фундамент вијака,
- Чишћење уљног хладњака по страни расхладне воде.

Редовна контрола погонских параметара преко инструмената за надгледање је од суштинског значаја за поуздан рад агрегата.



Слика 33. Инструмент табла на Voith [6]

Ниво уља треба да буде видљив на уређајима за осматрање уља, а промене као што су улаз воде, појачана запенушаност итд. морају се онда одмах уочити и пријавити надлежним службама задуженим за одржавање техничког система.

Погонско уље би требало путем узимања проба редовно испитивати у вези нечистоћа и ако је потребно сепарирањем и филтрирањем у папирним филтерима

темељно очистити. После 6000 погонских сати, а најкасније после годину дана, погонско уље треба испитати у вези хемијске запрљаности и старења.

Температура у уљној кади, односно дотоку уља до хладњака не треба да падне испод 45-50° С, обзиром на добру способност уља да одваја ваздух.

Да би се филтер за време погона могао пребацивати (прешалтовати) и чистити без сметње (пад притиска уља за подмазивање), оба филтер кућишта морају увек бити напуњена уљем.

5. ПРОРАЧУН РЕГУЛАЦИОНЕ СПОЈНИЦЕ

Полазни подаци за прорачун хидродинамичке спојнице су:

- Излазна снага [kW] $P_a = 1300 \text{ kW}$
- Максимална дозвољена снага мотора [kW] $P_{e \max} = P_p = 1500 \text{ kW}$
- Погонски (улазни) број обртаја [min^{-1}]
 1480 min^{-1} $n_{e \max} = n_p =$
- Излазни број обртаја [min^{-1}] $n_i = 480 \text{ min}^{-1}$
- Опсег регулисања [min^{-1}] $n_i = 420 - 480 \text{ min}^{-1}$
- Специфична топлота погонског електромотора $c_p = 35 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$
- Специфична густина радног флуида [kg/m^3] $q = 865 \text{ kg/m}^3$
- Степен клизања [%] $s = 3 \%$
- Преносни однос зупчаника $i = 2,94$
- Специфична топлота
при константном притиску $c_p = 2 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$
- Промена радне температуре $\Delta t = 50^\circ\text{C}$
- Радни притисак спојнице [bar] $p = 3,2 \text{ bara}$

1. Специфични број обртаја:

$n_{sp} = 50 \div 70 \text{ min}^{-1}$ - препоручена вредност

Усваја се $n_{sp} = 60 \text{ min}^{-1}$

2. Напор пумпног кола:

$$n_{sp} = \frac{n_p \cdot \sqrt{P_p}}{H_p^{5/4}} \rightarrow H_p = \left[\frac{n_p}{n_{sp}} \cdot (P_p \cdot \eta)^{1/2} \right]^{4/5}, \quad \eta = 1 - \frac{s}{100}$$

$$\eta = 1 - \frac{3}{100} = 0,97$$

$$H_p = \left[\frac{1480}{60} \cdot (1500 \cdot 0,97)^{1/2} \right]^{4/5} = [24,67 \cdot 38,14]^{4/5} = 941^{4/5} = 239,3$$

$$H_p = 239,3 \text{ m}$$

3. Запремински проток

$$P_p = \frac{\rho \cdot \dot{V} \cdot g \cdot H_p}{10^3 \cdot \eta} \rightarrow \dot{V} = \frac{P_p \cdot 10^3 \cdot \eta}{\rho \cdot g \cdot H_p}, \quad g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\dot{V} = \frac{1500 \cdot 1000 \cdot 0,97}{865 \cdot 9,81 \cdot 239,3} = \frac{1455000}{2030616} = 0,71653134 \text{ m}^3/\text{s}$$

4. Најмањи пречник вратила:

$$d_{vr} = 0,145 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_p}{n_p}} = 0,145 \cdot \sqrt[3]{\frac{1500}{1480}} = 0,14548 \text{ m}$$

усваја се $d_{vr} = 150 \text{ mm}$

5. Минимална мера спојнице

$$D_0 = 1,5 \cdot d_{vr} = 1,5 \cdot 150 = 225 \text{ mm}$$

6. Средња меридијанска брзина флуида

$$c_m = \alpha \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_p} \alpha = 0,06$$

$$c_m = 0,06 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 239,3} = 4,11 \text{ m/s}$$

7. Проточна површина радних кола на улазу и излазу

$$A_u = A_i = \frac{V}{c_m} = \frac{0,71653134}{4,11} = 0,1743 \text{ m}^2$$

8. Средњи полупречници на улазу и излазу из пумпног и турбинског кола

$$r_u = r_i = \left[\frac{g \cdot H_p}{w_p^2 \cdot (1 - i - a^2)} \right]^{1/2}$$

$$w_p = \pi \cdot \frac{n_p}{30} = 3,14 \cdot \frac{1480}{30} = 154,9 \text{ o/si} = \eta = 0,97$$

$$a = \frac{r_i}{r_u} = \frac{1 + 3v^2}{3 + v^2} \quad , \quad v = \frac{D_0}{D} = 0,4$$

$$a = \frac{1 + 0,48}{3 + 0,16} = 0,468$$

$$r_u = \left[\frac{9,81 \cdot 239,3}{154,9^2 \cdot (1 - 0,97 \cdot 0,4^2)} \right]^{1/2} = \left[\frac{2347,53}{18873,68} \right]^{1/2} = 0,3527 \text{ m}$$

$$r_i = a \cdot r_u = 0,468 \cdot 0,3527 = 0,165 \text{ m}$$

9. Ширина лопатица

$$b_{p2} = \frac{V}{c_m \cdot 2\pi \cdot r_u} = \frac{0,71653134}{4,55 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,3527} = 0,07109 \text{ m}$$

$$\frac{b_{p1}}{b_{p2}} \approx 0,6 \quad \rightarrow \quad b_{p1} = 0,6 \cdot b_{p2} = 0,6 \cdot 0,07109 = 0,042654 \text{ m}$$

10. Спољни пречник

$$D_a = 2 \cdot r_u + b_{p2} = 2 \cdot 0,3527 + 0,07109 = 0,7765 \text{ m}$$

$$D_a = 780 \text{ mm}$$

Прорачуном је добијен пречник од 780 mm, а по фабричким спецификацијама спојнице, пречник спојнице је 750 mm. Оправдање за нешто већи пречник може се наћи у томе што се поједине величине усвајају из препоручених вредности, па услед тога постоје одређена одступања.

11. Број лопатица

$$z_p = 8,65 \cdot D_a^{0,279} = 8,65 \cdot 780^{0,279} = 55,4$$

По препоруци се за број лопатица усваја непаран број, па је усвојено за пумпно коло 57.

Број лопатица за турбинско коло $Z_t = Z_p \pm 2 = 59$, усваја се 59.

12. Прорачун хлађења спојнице

12.1 Губици у спојници

$$P_{gub} = 0,2 \cdot P_{emax} = 0,2 \cdot 1500 = 300 \text{ kW}$$

12.2 Проток за напојну пумпу

$$\dot{V}_{np} = \frac{P_{gub} \cdot 10^3}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho} = \frac{300 \cdot 1000}{2 \cdot 50 \cdot 865} = 3,47 \text{ l/s}$$

12.3 Напор напојне пумпе

$$Y_{np} = \frac{P}{\rho} = \frac{3,2 \cdot 10^5}{865} = 369,9 \text{ J/kg}$$

12.4 Снага напојне пумпе

$$P_{np} = \rho \cdot \dot{V}_{np} \cdot \frac{Y_{np}}{\eta_{np}} = 865 \cdot 3,47 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{369,9}{0,35} = 3,172 \text{ kW}$$

6. ТЕХНО-ЕКОНОМСКА АНАЛИЗА

Анализа трошкова током радног века се најчешће примењује како би се оценило који од погонских система је најекономичнији.

Анализа трошкова током радног века (ЛЦЦ анализа-Life Cycle Costs) обухвата:

1. Капиталне трошкове:

- Трошкови опреме,
- Трошкови додатне опреме,
- Трошкови уградње,
- Трошкови за инфраструктуру.

2. Трошкове за погонско гориво:

- Трошкови погонског горива,
- Ефикасност система за стартовање,
- План оптерећења електране.

3. Операционе трошкове и трошкове одржавања:

- Планирани ремонти,
- Замена делова/система током времена,
- Трошкови смањења времена рада електране.

1) Капитални трошкови

Капитални трошкови су углавном диктирани ценом погонског агрегата, али се такође узимају у обзир и трошкови уградње, трошкови додатне опреме, трошкови за потребни простор, трошкови за потребне зграде, а за примене на нафтним платформама (offshoreапликације) и трошкови за тежину опреме.

2) Трошкови за погонско гориво

Трошкови за погонско гориво су диктирани ценом горива као и ефикасношћу система за стартовање. Такође је важан план оптерећења електране са одговарајућим бројем радних сати.

3) Операциони трошкови и трошкови одржавања

Операциони трошкови и трошкови одржавања укључују регуларно одржавање, планиране ремонте, замену делова/система током времена и такође је потребно да укључе и трошкове заустављања (трошкове када напојна пумпа не ради) како би се на правиан начин оценила различита поузданост различитих погонских система.

Економски ефекат уградње регулационе турбоспојнице на годишњем нивоу се може приказати следећим изразом:

$$B_m \cdot m \cdot H_d \cdot \eta \cdot i \cdot t \cdot P_r$$

где је:

B_m [t/h]— капацитет млина

80 t/h = 80.000kg/h

m [-] - број млинова котла

8

H_d [kW] — доња топлотна моћ горива
kW/kg

1450 Kcal/kg = 6066,8kJ/kg* = 1,68

(*1 kcal= 4.184 kJ)

η [-] - степен искоришћења котла (пројектован)

0,85

i [-] - степен конверзије топлотне енергије у електричну

0,32

t [h] - број радних сати

7500

P_r [-] - приходи по произведеном MWh електричне енергије

0,3

$$80.000kg/h \cdot 8 \cdot 1.68kW/kg \cdot 0,87 \cdot 0,32 \cdot 7500 \cdot 0,3 = 673.505,3 MWh/god$$

Како је цена MWh на прагу термоелектране 25 €/MWh следи да је добит:

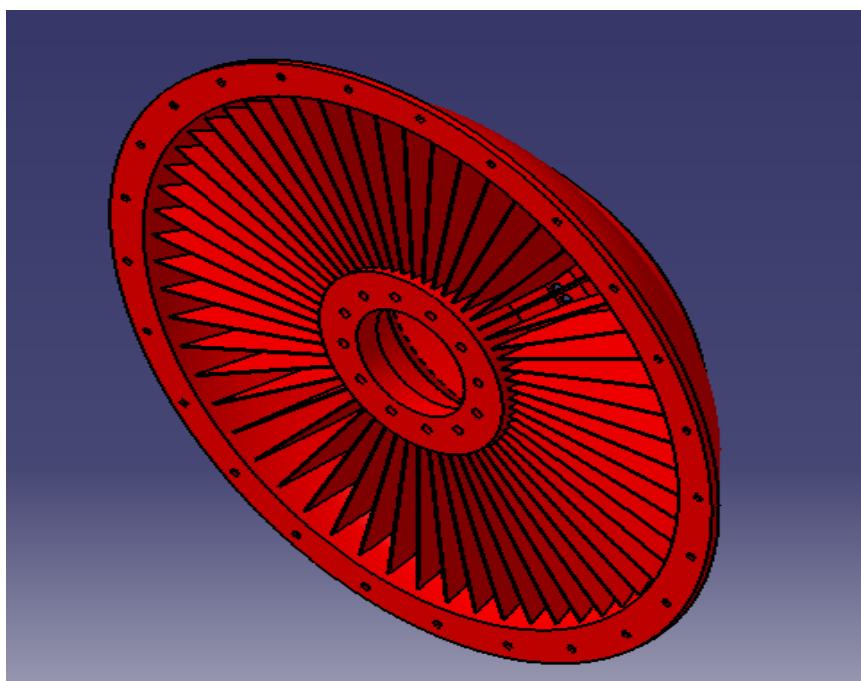
$$673.505,3 \frac{MWh}{god} * 25 = 16837.63 €/god$$

Цена спојнице је око 200.000 €, а период повратка инвестиције је око 2 године.

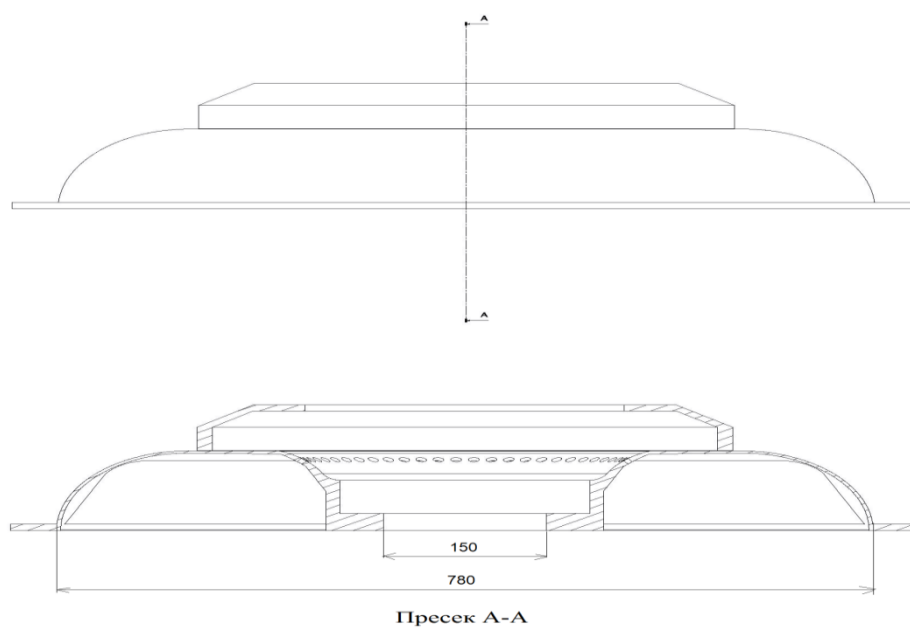
$$400.000€/16837.63€/god = 2.3 године$$

7. 3Д МОДЕЛ ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ

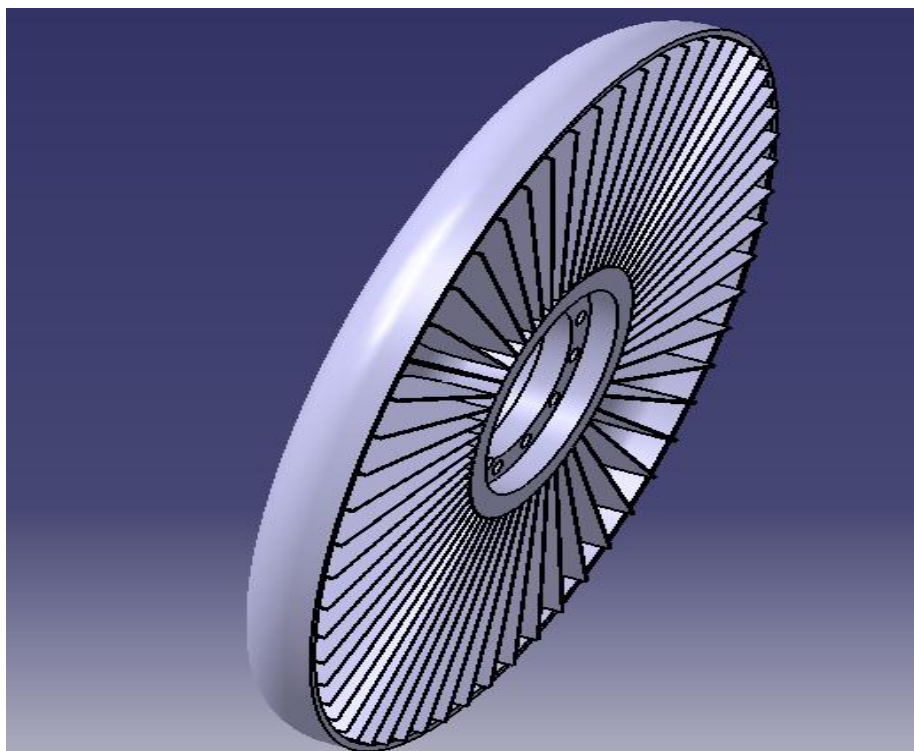
У оквиру овог дела урађен је, у софтверском пакету CATIA V5R19 3Д модел хидродинамичке турбоспојнице.



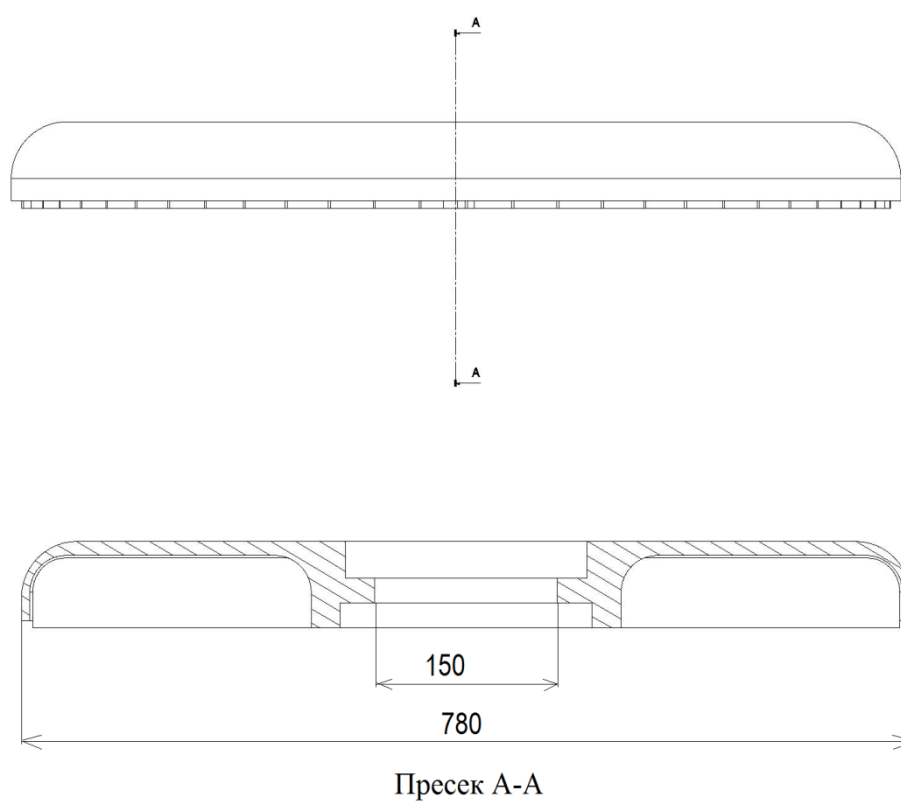
Слика 34. 3Д приказ пумпног кола



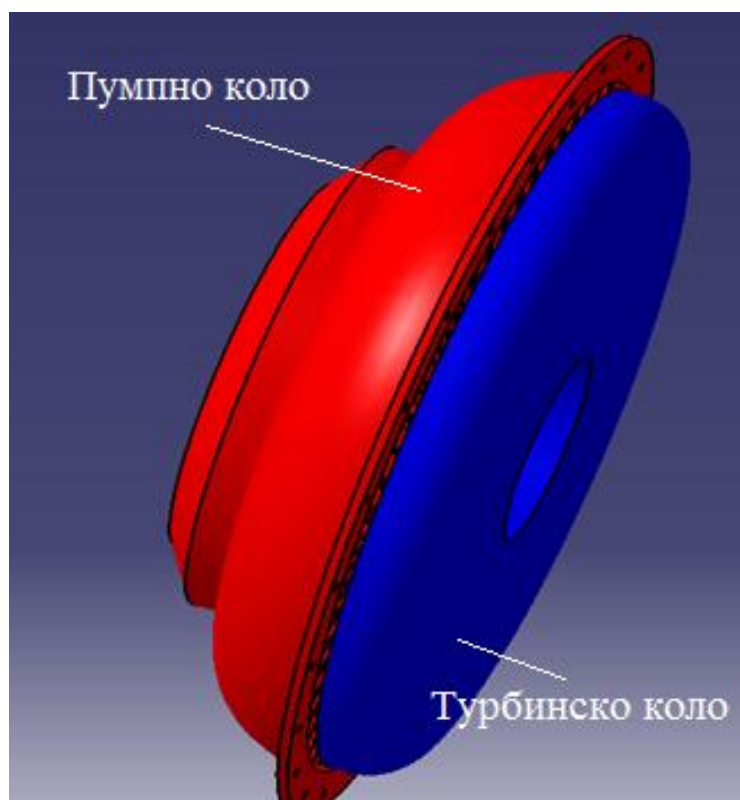
Слика 35. Попречни пресек пумпног кола



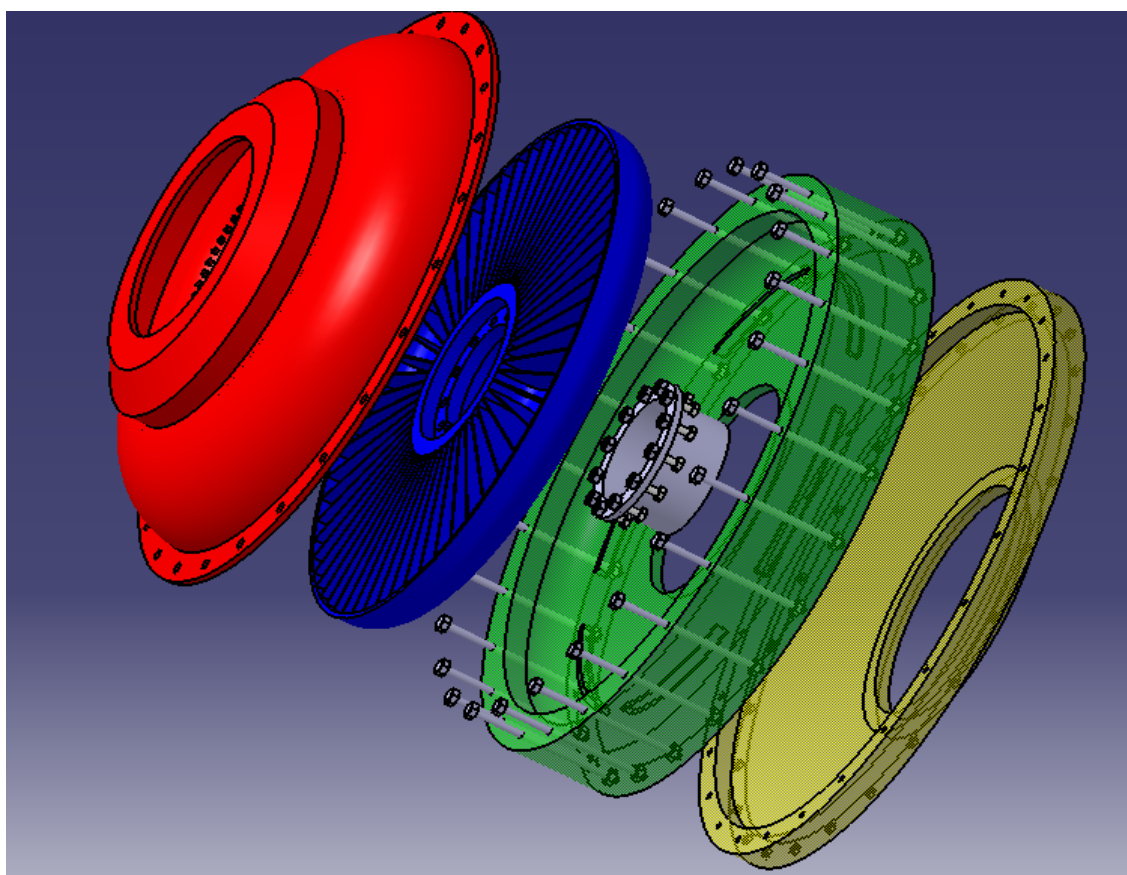
Слика 36. 3Дприказ турбинског кола



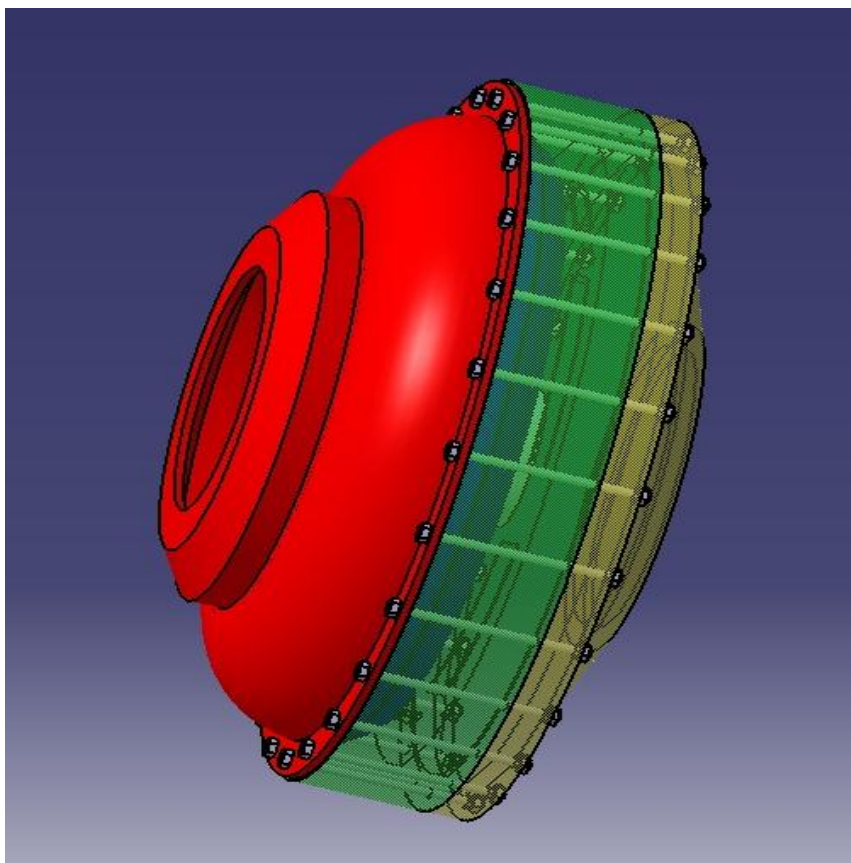
Слика 37. Попречни пресек турбинског кола



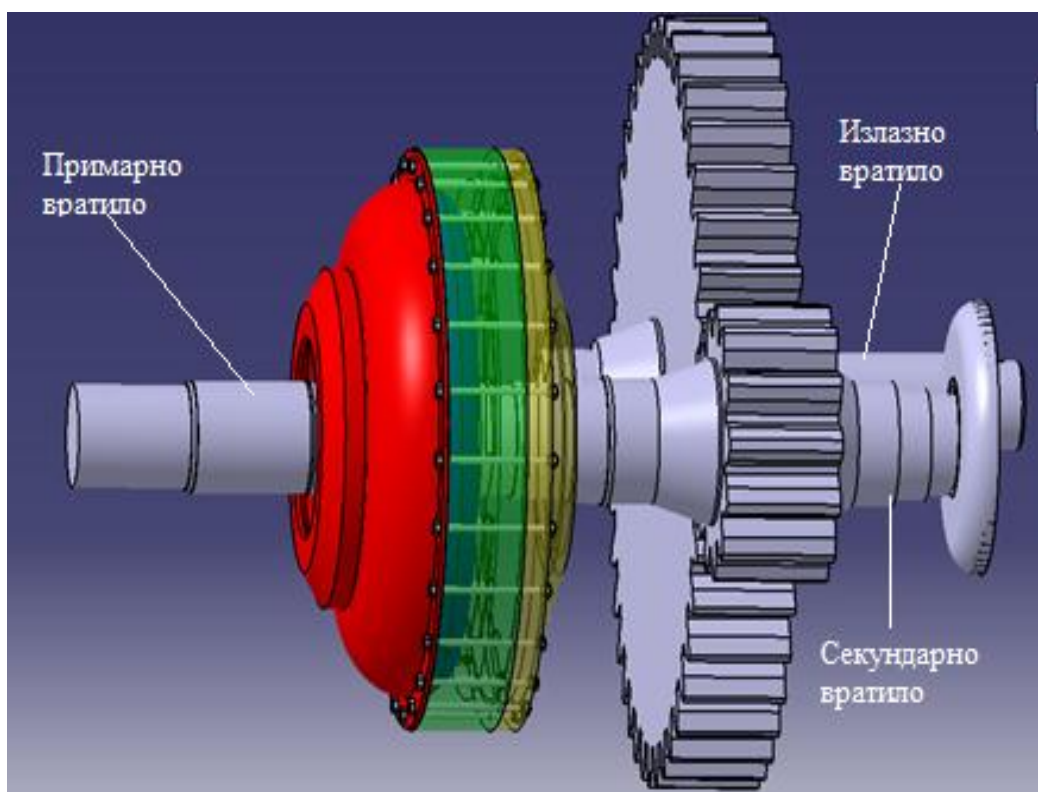
Слика 38. 3Дмодел склопа пумпног и турбинског



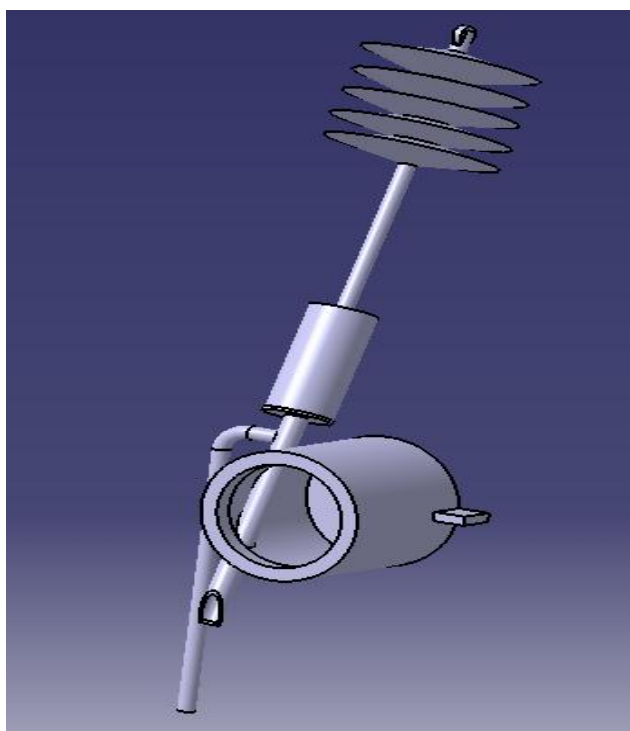
Слика 39. 3Д приказ расклопљене спојнице



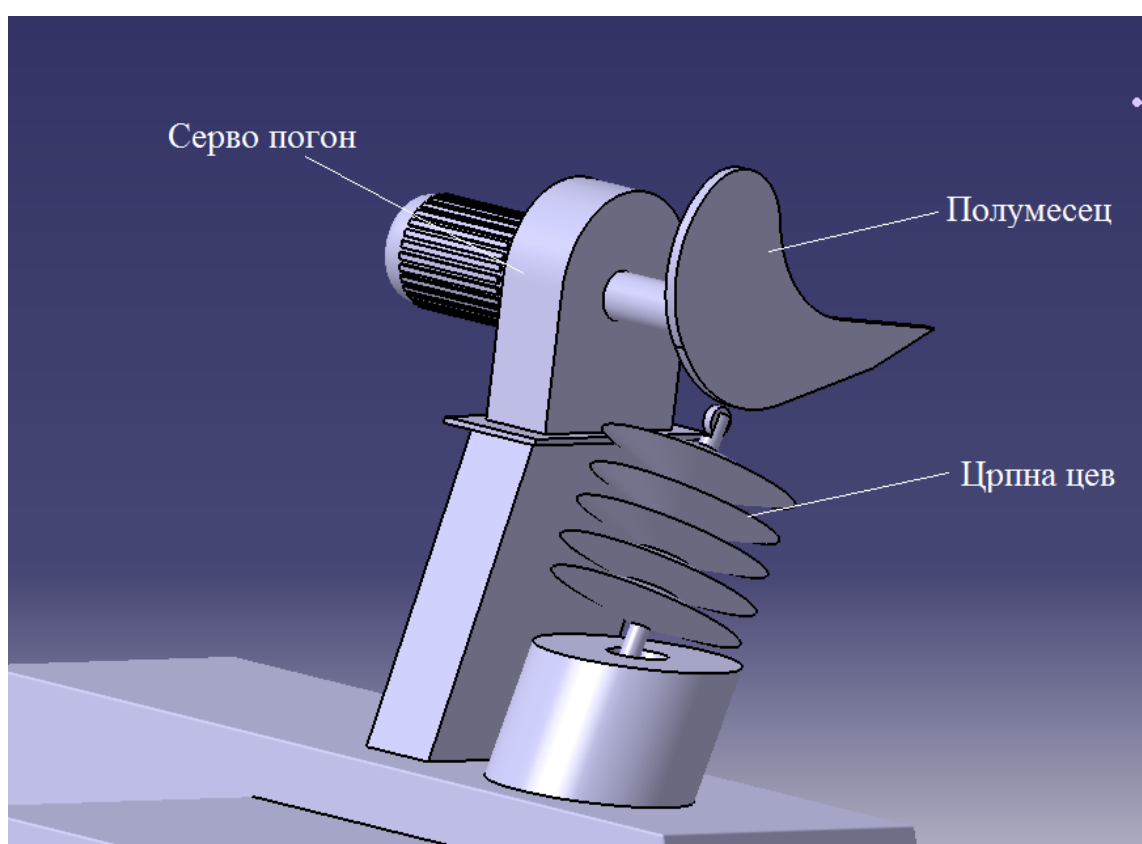
Слика 40. 3Д приказ склопа спојнице



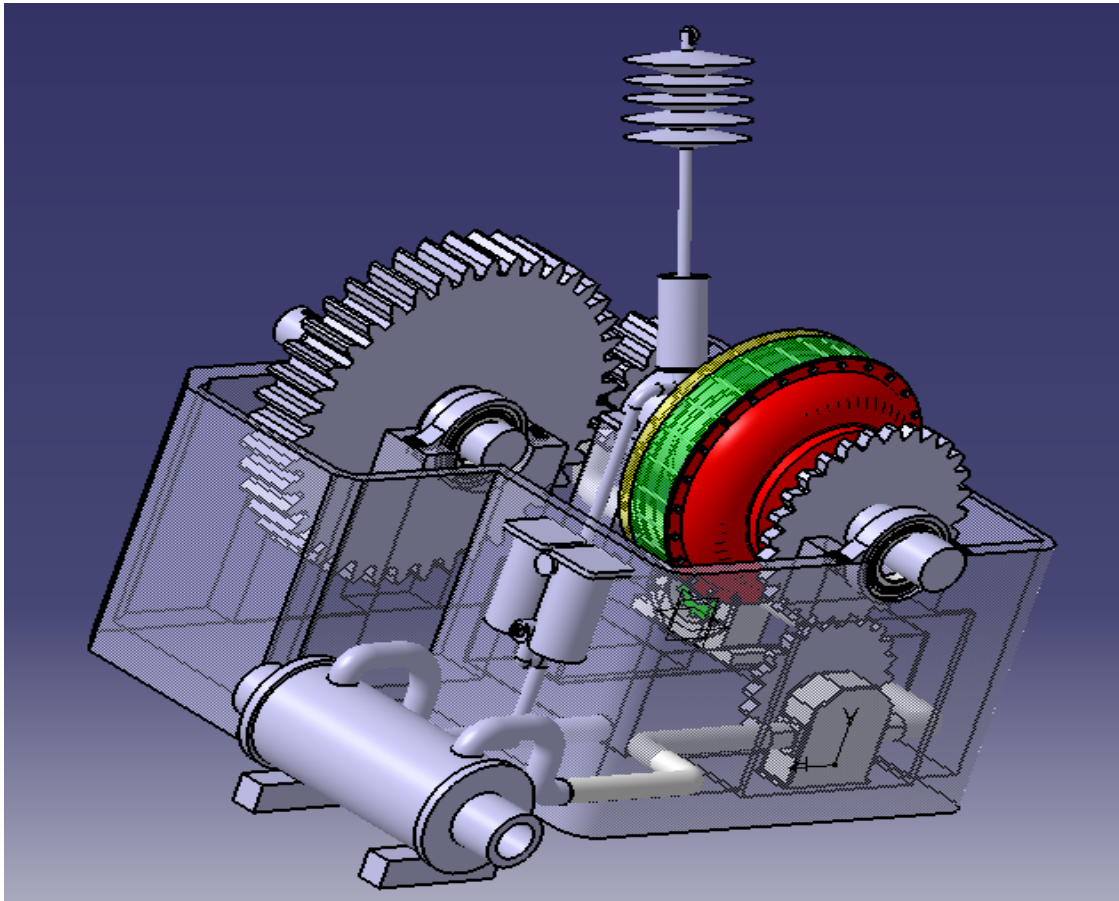
Слика 41. Спојница са вратилима и зупчастим паром



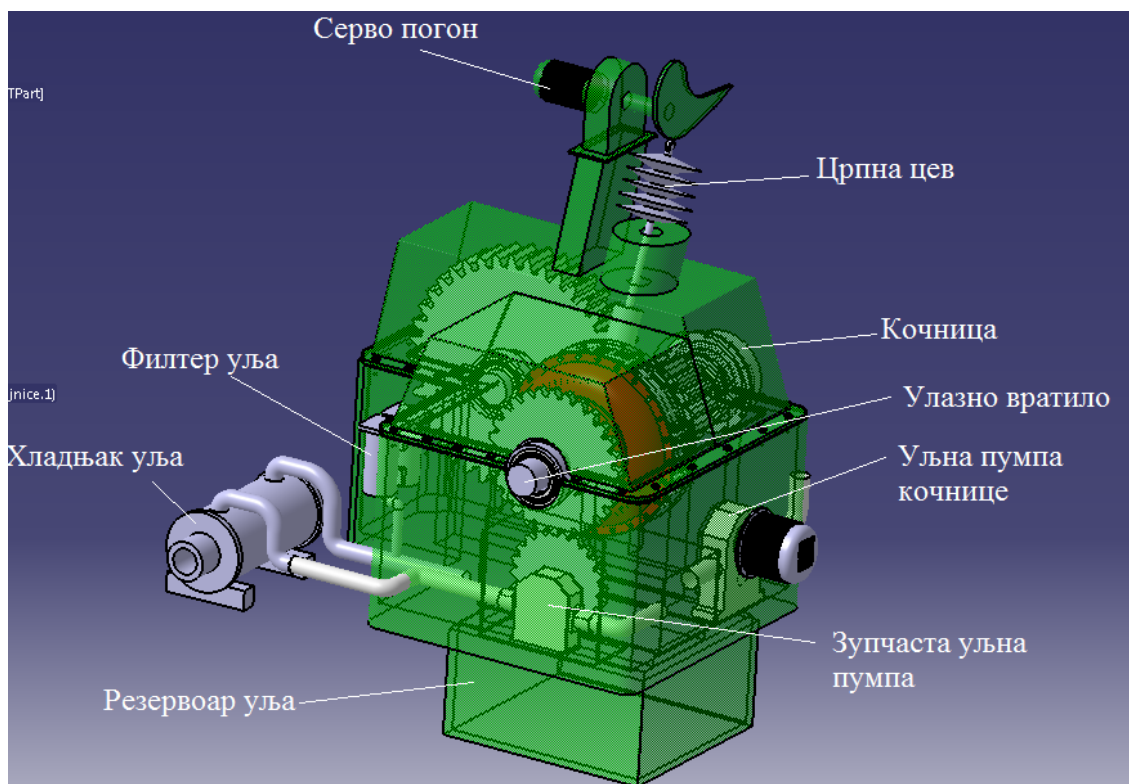
Слика 42. 3Д приказ црпне цеви



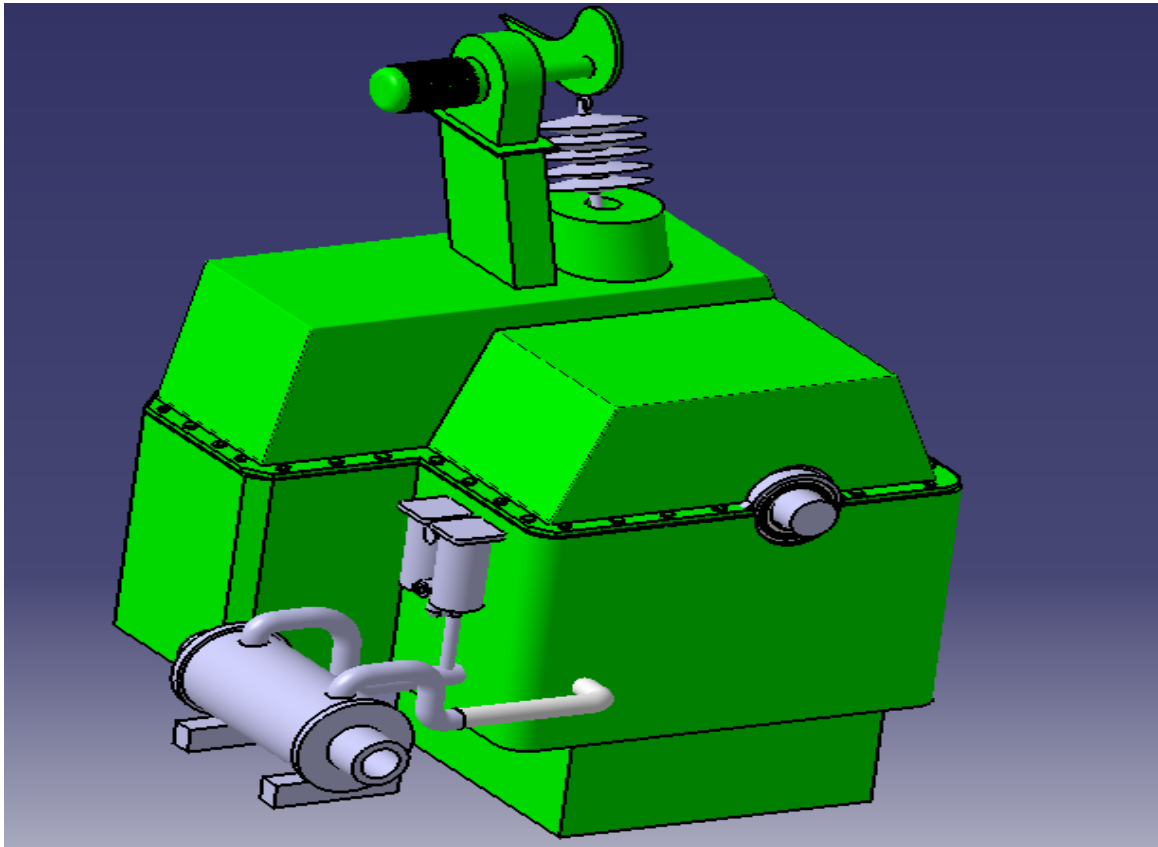
Слика 43. Приказ серво погона црпне цеви



Слика 44. Хидродинамичка спојница



Слика 45. 3Д модел хидродинамичке спојнице



Слика 46. Комплетан 3Д модел

ЗАКЉУЧАК

Термoeлектране у нашој земљи и свету улажу значајне напоре и инвестиције не само да одрже своју производњу на максималним пројектованим параметрима већ и да повећају снагу постојећих блокова преко пројектованих капацитета. Капацитет млинова за припрему угљеног праха представља једно од најбитнијих ограничења при остваривању максималних могућих капацитета целог постројења, а мељивост је један од параметара који директно утиче на капацитет млинова у термoeлектранама. Угаљ који се вади у отвореним коповима је у виду шкриљаца, док се мрки угаљ јавља као конгломерат.

У односу на сам почетак израде вентилационог млина за угаљ мало тога се променило у самој изведби. Млинови издржавају рад од око 1200 h после чега се морају ремонтовати. Ударне плоче на млиновима се праве од челика. Међутим, у новије време је почело наваривање нових челичних плоча на постојеће како би се смањило хабање и тако продужио век млина.

Служба за управљање квалитетом ће се у будућности све више развијати јер је поред ударних плоча најважније штеловање сепараторских клапни како би се у котао убацивала најфинија угљена прашина, а предуслов за то је и одговарајућа вентилација, односно број обртаја млина. С тог аспекта је веома битно омогућити аутоматску промену броја обртаја што се постиже применом хидродинамичке спојнице. У овом раду је дат приказ примене хидродинамичке спојнице у оквиру постројења за млевење угља, урађен је прорачун дате спојнице, а дата је и техничка документација и 3Д модел. На крају је урађена и техно-економска анализа уградње једне овакве спојнице.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. В. Шуштершич, „Хидростатички преносници снаге“, скрипта, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет Крагујевац, 2010. год.
- [2]. В. Шуштершич, „Погони и трансмисије“, (скрипта) Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет Крагујевац, 2010. год.
- [3]. www.voith.de(приступљено: 25.05. 2016)
- [4]. Бабић М., Стојковић С.: „Турбомашине, теорија и математичко моделирање“, Београд – Крагујевац, 1997.
- [5]. В. Келић: Хидропреносници; Научна књига, Београд, 1989.
- [6]. Савић, В.: Уљна хидраулика 2, Дом штампе, Зеница, 1990.
- [7]. Радован Ковачевић, ПОГОНСКО УПУСТВО ЗА КОТЛОВСКО ПОСТРОЈЕЊЕ, 1987.
- [8]. Погонско упутство за вентилаторске млинове ТИП N 270.45, Београд, 1987. године
- [9]. П. Ланцош, СЛОВАЧКА ИНДУСТРИЈА ЕНЕРГЕТСКЕ ОПРЕМЕ, издавач, 2010.
- [10]. Б. Трифуновић, ВЕНТИЛАТОРСКИ МЛИНОВИ, 1987.
- [11]. www.voithturbo.com/variable-speed(приступљено 28.05. 2016)
- [12]. У. Цветковић, Мастер рад, Факултет инжењерских наука, Крагујевац 2013.