

Универзитет у Крагујевцу

ДИПЛОМСКИ РАД

ПЕЛТОНОВА ТУРБИНА

Ментор:

Проф.др. Милун Бабић

Студент:

Угљеша Шмигић 385/2011

Крагујевац, 2014

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжињерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет:

Број индекса: 385/2011

Угљеша Б. Шмигић
Пелтонова турбина
мастер рад

РЕЗИМЕ

Циљ овог рада је приказати развој модела Пелтонове турбине у софтверском програму CATIA. Осим тога, овде ће бити представљен и приказ склопа за покретање и регулацију копља Пелтонове турбине.

Пелтонова турбина је једина хидраулична турбина погонског типа у општој употреби, име је добила по америчком инжењеру Лестеру Пелтону, који је много допринео њеном развоју 1870-их година. Стога је ова машина позната као Пелтонова турбина или Пелтонов точак. Спада у групу акцијских турбина код којих се потенцијална енергија воде претвара у кинетичку у за то пројектованом млазнику. Углавном се користе код падова од 250 m па до 2000 m. То је ефикасна машина посебно погодна за високе падове. Многе модификације су биле предлагане до сада али главна модификација је била око 1900, након које није било већих промена. Пелтонову турбину сачињавају лопатица, точак са вратилом и лежиштима, оклоп, спроводни апарат, уређаји за регулацију, замајак и хидраулична кочница.

Кључне речи : Пелтонова турбина, Пелтонов точак, акцијске турбине, хидрауличне турбине.

Abstract

The aim of this project is to present the development of the Pelton turbine in CATIA design software. In addition, there will be presented the frame for initiation and regulation of the spear valve Pelton turbine.

Pelton wheel is the only hydraulic turbine of the impulse type in common use, it is named after an American engineer Laster A. Pelton, who contributed much to its development around the 1870s. Therefore this machine is known as Pelton turbine or Pelton wheel. It belongs to a group action turbine in which the potential energy of water is converted into kinetic energy of the jets is projected. They are mainly used in falls from 250 m to 2000 m. This efficient machine is especially suitable for high-downs. Many modifications have been proposed so far, but a major modification was around 1900, after which there were no significant changes. Pelton turbine consists of bucket, wheel with the shaft and bearings, housing, needle jet/nozzle, regulation devices, flywheel and hydraulic brakes.

Key words : *Pelton turbine, Pelton wheel, action turbine, hydraulic turbine.*

САДРЖАЈ

1.0 Увод	5
1.1 Кратак приказ историје развоја турбина.....	5
2.0 Подела, домен употребе и основни елементи турбина.....	12
2.1 Класе турбина.....	12
2.2 Системи турбина	13
3.0 Пелтонова турбина	17
3.1 Основни елементи.....	17
3.1.1 Лопатице.....	18
3.1.2 Точак са вратилом и лежиштима	19
3.1.3 Оклоп турбине	20
3.1.4 Спроводни апарат.....	20
3.1.5 Уређај за регулисање	21
3.1.6 Замајац и хидраулична кочница.....	22
3.2 Путање, брзина, енергија.....	22
3.2.1 Протицање воде кроз турбину	22
3.2.2 Максимална снага турбине.....	27
3.2.3 Број лопатица и корак	28
3.3 Губици, коефицијент искоришћења и карактеристике	29
3.3.1 Губици енергије.....	29
3.3.2 Коефицијент корисног дејства и карактеристике	34
3.4 Извођење.....	36
3.5 Регулисање	38
3.5.1 Модерни системи регулисања.....	44
4.0 Сливовити приказ Пелтонове турбине.....	47
5.0 Закључак	52
6.0 Литература.....	53

Прилог 1.....	54
----------------------	-----------

1.0 УВОД

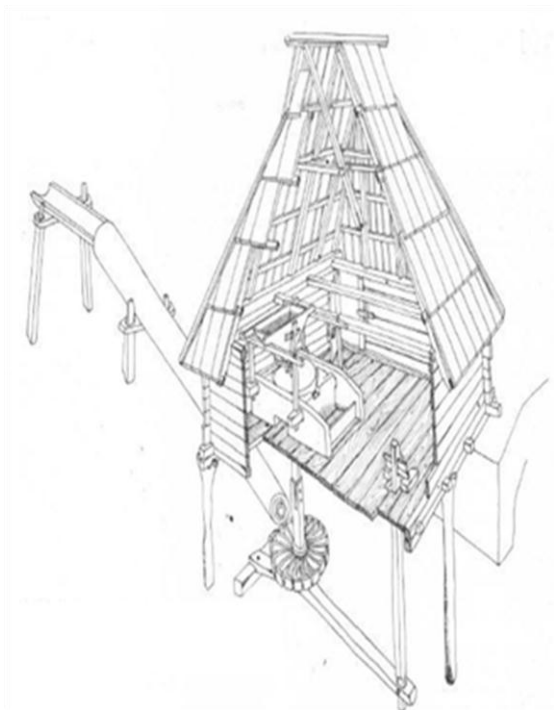
Енергију речних токова (водену снагу) запазили су људи још у најстарија времена посматрајући водопаде и бујице. Већ у старом веку људски ум је занимала мисао како би се могла искористити снага воде, како спречити пустошења, како укротити реке и натерати их да натапају поља и замењују људски рад. Најпре су, у земљама Мале Азије, почела да се граде примитивна радна кола (долапи) које и данас срећемо у нашим јужним крајевима. Дрвени точкови велики и неколико метара и једним крајем потопљени у воду ослањали су се својим вратилом на јаку дрвену конструкцију. Речна струја захватала је даске причвршћене за обод точка, повлачила их за собом и тако окретала точак. Ведрице заковане за точак пуниле су се водом при обртању точка, издизале се и у подметнути олук изливале воду која је затим вадама отицала у поља. Касније, неколико векова пре нове ере, почеле су да се граде воденице, које су на сличан начин користиле енергију воде.

У Средњем веку градила су се водна кола која су за обртање користила тежину воде при њеном падању на мањим водопадима, природним или вештачким. Због савршенијег начина коришћења снаге воде (њене потенцијалне енергије), водна кола су развијала знатно већу снагу него примитивни долапи и покретала млинове, механичке чекиће у ковачницама (познате и у нашим крајевима), пилане, ткачнице итд. Тек средином XIX века дошло се на идеју да се положајна енергија воде најпре претвори делимично у кинетичку а делимично у енергију притиска, па да се тек затим помоћу водног мотора претвара у механички рад. Тако су се из примитивних водних мотора (водних кола) који су нерационално користили енергију воде, развиле водне турбине, које до крајности искоришћавају расположиву енергију воде – чак 90%, па и преко 90%. [1]

1.1 Кратак приказ историје развоја турбина

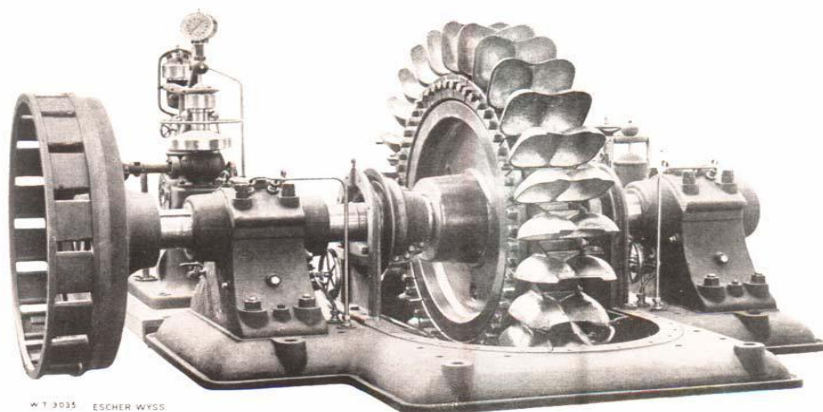
Средином XIX века, када се почело са применом нових начина коришћења енергије воде (тј. са њеним предходним претварањем у кинетичку енергију и енергију притиска), отпочео је и нагли напредак у грађењу машина. Саставни делови турбина били су због тога савршенији и по облику и по квалитету израде него делови водних кола, губици енергије су зато постали много мањи па се и расположива енергија много боље искоришћавала. Напредак у грађењу машина је такође омогућио да се усаврши и

један од старијих коришћења енергије воде (тј. претварање положајне енергије најпре у кинетичку а затим у механички рад) који се примењивао још у средњем веку (помоћу бадња и витла – кашикара, Сл.1.1).[1,2]



Слика 1.1: Воденица поточара [3]

Боље искоришћавање расположиве водне енергије омогућило је да се нагло повећају снаге турбине. На Сл.1.1 приказана је средњовековна воденица са издубљеним лопатицама каква се може видети и у неким крајевима наше земље. Претеча савремене Пелтонове турбине – овакав витао – одавао је свега неколико коњских снага. На истом принципу рада – са коришћењем енергије слободног воденог млаза који дејствује на издубљене лопатице – граде се и Пелтонове турбине. На Сл. 1.2 приказан је „витао“ једне средње Пелтонове турбине, јачине 13500 KW.[1]



Слика 1.2: „Витао“ средње Пелтонове турбине [4]

Некада су хидропостројења била уско везана за фабрику или потрошаче друге врсте, предајући механички рад често непосредно радној машини, без претварања у електричну енергију. Развитак технике високих напона и преноса електричне енергије на даљину омогућио је, с једне стране, да се хидропостројења подижу и неколико стотина километара од потрошача – на оним местима речних токова где је подизање хидропостројења и најрационалније – а с друге стране да се много већи број потрошача концентрише на једно хидропостројење велике снаге. Тако су почеле да се граде све веће и снажније турбине. Огроман напредак у техници грађења турбина, учињен у трећој деценији XX века, омогућио је грађење великих турбина преко 75000 KW. Постављане на планинским потоцима или равничарским рекама, користећи сасвим мале или врло велике водене токове, савремене турбине граде се за снаге од 1 до 86000 KW (Сунгари, Манцури) или 123000 KW (Гран Кули, Америка). [1]



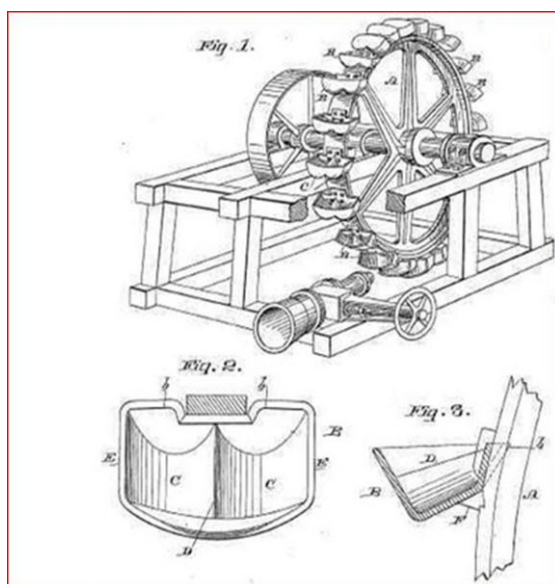
Слика 1.3: Gran Kuli [5]

Напредак у техници грађења великих брана и водојажа које преграђују речне долине омогућио је концентрацију енергије са знатно већих делова реке на једном месту – омогућио је да се у хидропостројењу користи знатно већи пад него код ниских брана.

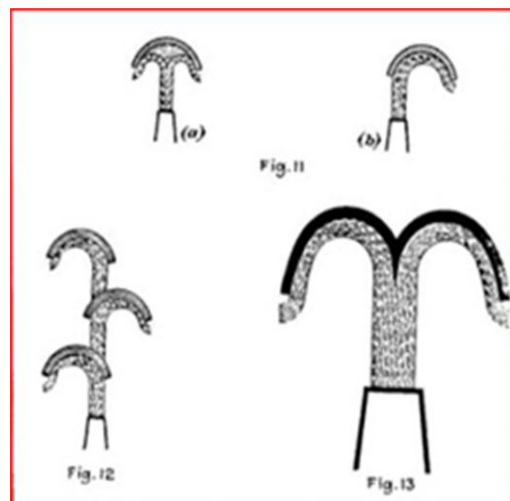
Подизањем великих водојажа – преграђивањем долина – стварају се циновски резервоари који могу да приме неколико десетина, па и неколико стотина милиона м³ воде, чиме се може ублажити катастрофални надолазак воде приликом поплава. Сем снабдевања енергијом читавих области овакви резервоари обично решавају и проблем наводњавања прибрежних поља често великих неколико десетина, па и неколико стотина хиљада квадратних метара. [1]

Педесетих година XVIII века Л. Ојлер је теоретски истражујући Сегнерово водено коло, извео основне једначине за описивање рада реакцијских хидромашина, чиме је створио теоријске основе за развој турбина. Прву водену турбину која је била погодна за практично коришћење конструисао је у Франcusкој Фурнејрон (Фоурнеурон) 1834. Године. У овој машини, снаге 44 KW, вода је дотицала каналом у цилиндричну комору и из ње истицала по ободу дна, окрећући ротор смештен са спољне стране. Даљи развој турбиноградње је био доста динамичан. У периоду од 1847 – 1849 енглески инжињер Френцис, који је радио у САД, конструктивно је усавршио своју реактивну турбину на принципима који се и данас користе. Због тога се тај тип радијално – осних турбина данас назива Франсисовим турбинама. Франсис је поступио супротно од Фоурнеурон-а: спроводно коло је поставио са спољне стране турбине, тако да је добио своју струју која се креће од периферије ка центру, пролазећи кроз саму турбину спиралним током, са кружним и осно-силазним компонентом брзине. Ова концепција се показала веома практичном и задржана је и до данас код читаве једне најшире класе реактивних турбина.[2]

Пелтон је рођен 1829. године у *Vermillion Ohio* а у Калифорнију је дошао у потрази за послом 1850. године. Најпре је рибарио на реци *Sacramento* а затим се, као и многи, окренуо рудницима злата у *Camptonville*-у и *Grass Valley*. Коначно, 1864. године почиње да ради као столар и градитељ млина. [6]



Слика 1.4 : Стара Пелтонова турбина [6]



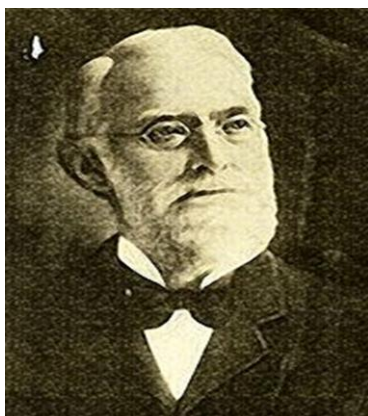
Слика 1.5: Двоструко подељена кашика [6]

У том периоду су рудницима злата биле потребне велике количине енергије за покретање млинова, бушилица и упумпавање ваздуха у рударска окна. Точкови који су се у то време користили у млиновима, са својим равним лопатицама, били су исувише спори и врло неефикасни за ту сврху и био је потребан много моћнији дизајн. Да би се повећала ефикасност весла су замењена кантама постављеним по ободу точка а млаз воде се директно убацивао у канте. Међутим, чак и тада, вода је при изласку из кофе запљускивала следећу и смањивала ефикасност. Пелтон је имао велику страст за истраживањем и иновацијама тако да је направио тридесетак различитих точкова а његов главни пројекат је, ипак, настао сасвим случајно. Кренуо је од просте “кашике” коју је млаз воде нападао по средини, затим са стране, померене кашике и на крају је направио двоструко подељену кашику (на Сл. 1.5 fig 13) која је дала најефикаснији точак.

Његов нови дизајн је први пут коришћен са успехом у руднику *Mayflower* али, његов дизајн је практично остао непознат све до 1883. год кад је рударска компанија *Grass Valley* организовала такмичење да би одабрала који ће дизајн користити у својим рудницима. Пелтонов точак је победио са ефикасношћу од 90,2 %. Другопласирани точак је остварио само 76,5%.

1887. године је на “пелтонов точак” постављен динамо и тако је направљена прва хидроелектрана у планинама *Sierra Nevada*. 27. августа 1889. године проналазак је званично патентиран. Показао се као један од најефикаснијих проналазака у рударству и производњи електричне енергије до данашњих дана. Она користи

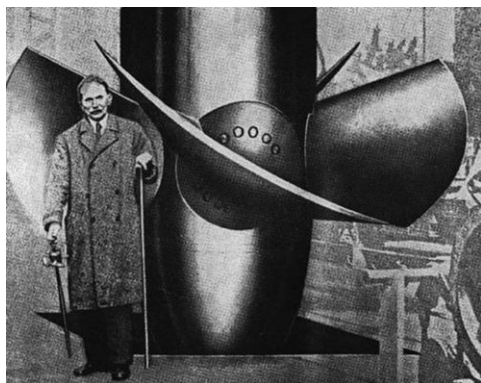
искључиво кинетичку енергију млаза воде и због тога се често назива слободно – млазном турбином. [6]



Слика 1.6: Lester Allan Pelton[6]

Ова турбина, која је 1900. године знатно усавршена патентирањем регулатора помоћу копља, добила је веома широку примену код постројења са високим притисцима и релативно малим протицајима, те се данас користи под називом Пелтонова турбина.[7]

Развој турбиноградње нарочито су подстицали проналасци Николе Тесле, задњих година прошлог века. Наиме због немогућности преноса енергије на даљину до тада су електране углавном грађене уз непосредне потрошаче, због чега се није осећала потреба за великим инсталисаним снагама. До 1893. године грађене су хидроелектране до око 450 KW. Проналасци Николе Тесле су у пољу преноса великих снага и на подручју неизменичних струја омогућили су веома брз развој турбоградње. Тако је изградњом хидроелектране на Нијагари инсталисана снага једне турбине повећана за близу десет пута за само неколико година (са око 450 KW на преко 4000 KW), са веома брзим порастом величине турбоагрегата и у каснијим годинама. Процес усавршавања турбина и конструисање нових типова продужио се и даље. Највећи значај има проналазак чеха В. Каплана, који је уместо пропелерних турбина са непокретни лопатицама предложио систем са покретним лопатицама турбина (1913) и двојном регулацијом протицања (спроводним колом и померањем лопатица саме турбине),



Слика 1.7 : Viktor Kaplan [8]

чиме је значајно побољшао енергетске показатеље турбина које се користе на рекама са већим протицањима и мањим падовима. Године 1917. године признат му је патент, а већ 1919. године је пуштена у погон прва Капланова турбина (Велма), пречника 0,6 м, на паду од само 3 м.

Убрзо се показало да ове турбине имају значајне предности на малим падовима над Францис – овим турбинама, те је веома убрзан

њихов развој и примена. Данас су турбине, под већ одомаћеним именом Капланове турбине незаменљиве код искоришћења великих водотока са релативно малим падовима.

Даљи развој искоришћења сасвим малих падова (чак до свега 1,3 м) подстакао је развој цевних агрегата. Развој ових агрегата отпочео је педесетих година прошлог века посебно са студијама коришћења хидроелектрана на плим у Француској. Први велики капсулни (цевни) агрегати снаге 10 MW уграђени су у хидроелектрану Ранс (Француска) која користи осцилације плиме и осеке. Руска машиноградња (тада Совјетска) веома брзо развија овакве турбине, тако да су произведени капсулни агрегати већ били снаге 40 MW и пречника 7,5 м.

Године 1950. проф. В.Квајатковскиј (СССР) предложио је нов тип турбине са дијагоналним покретним лопатицама (отуда и њихов назив – дијагоналне турбине), а 1952. ту исту идеју у Великој Британији развија И Деријаз. Ове турбине, захваљујући могућности промене положаја лопатица, као и двојној регулацији протока, добијају све ширу употребу, нарочито у реверзибилним хидроелектранама. Прва машина са оваквим системом била је пуштена у погон 1957. у РХЕ Адам Беџ у Канади. После тога је кренуло брзо развијање и по Јапану. [2]

2.0 ПОДЕЛА, ДОМЕН УПОТРЕБЕ И ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТУРБИНА

Током развоја искоришћења водених снага непрекидно се трагало за таквим решењем турбина које ће омогућити реализацију следећих основних тенденција:

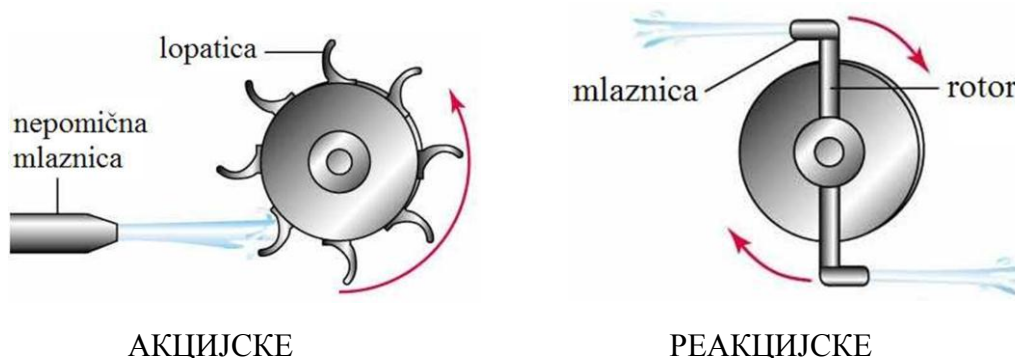
1. Проширење опсега искористивих падова (сада је тај опсег од 1.3 m до преко 1700 m)
2. Проширење опсега искористивих падова и протицаја по турбини,
3. Укрупњавање снага појединачних агрегата,
4. Повећање коефицијент корисног дејства при енергетској трансформацији једног вида енергије у други,
5. Омогућавање флексибилног деловања турбине, у складу са улогом коју хидроелектране добијају током времена (померање већине хидроелектрана у сам врх дијаграма оптерећења),
6. Смањење габарита и тежине агрегата по јединици инсталисане снаге,
7. Повећање поузданости функционисања,
8. Складно уклапање у конструкцију машинске зграде.

Током времена, реализујући ове тенденције, развијена је читава лепеза различитих система и типова турбина.

Турбине можемо поделити на класе, системе и типове. [2]

2.1 Класе турбина

Постоје две основне класе турбина, акцијске и реакцијске које се разликују према начину трансформације енергије у радном колу турбине.



Слика 2.1: Основне класе турбина [9]

2.2 Системи турбина

Разликују се према структури тока у проточном тракту турбине и конструкцијским особинама проточног дела, нарочито у домену положаја и начина функционисања обртног кола. У савременим хидроелектранама се разликују следећи основни системи:

1. У класи реакцијских турбина:

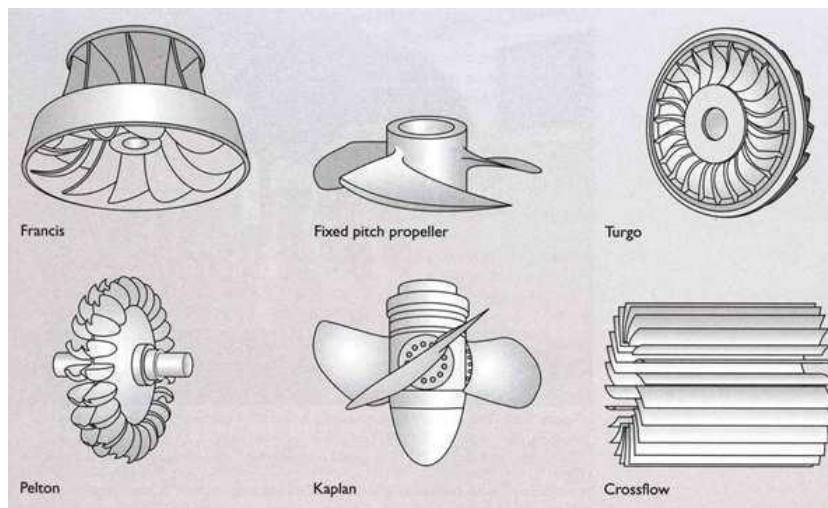
- Радијално – осне турбине типа Francis (Францисове турбине)
- Капланове турбине
- Дијагоналне турбине
- Цевне турбине (хоризонталне радијално – осне турбине)
- Пропелерне турбине, са непокретним лопатицама обртног кола (оне се све ређе користе у савременим хидроелектранама)

2. У класи акцијских турбина: Пелтонова турбина

У оквиру сваке класе разликују се различити типови турбина, пре свега према релативним размерама и конфигурацији елемената проточног тракта. Често се типови систематизују само према типу и односима основних параметара радног кола, при чему се допуштају неопходне модификације спирала и сифона и њихових пратећих уређаја (статор спирале, спроводно коло, облик и конструкција дифузног дела сифона, итд.). Пошто турбине, односно радна кола једног типа турбине могу да буду различитих величина, често се дефинише показатељ размере одређеног типа турбине, при чему су база за дефинисање ове размере улазни и излазни пречници обртног (радног) кола турбине.

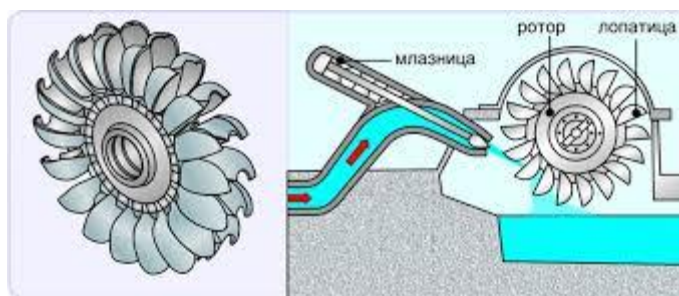
Подела на класе је условљена начином искоришћења струјне енергије у процесу њене трансформације у механички рад.

У *реакцијским* турбинама ток је у читавом проточном тракту под притиском, тако да обртно коло трансформише у механичку енергију ротације све три компонентне енергије струје: енергију притиска, положајну енергију и кинетичку енергију. За ову класу турбина карактеристично је присуство *дифузора* (сифона) који омогућава што потпуније искоришћење енергије водене струје. [2]



Слика 2.2 : Основни системи реакцијских турбина: а) Francis-ова, б) пропелерна, в) Капланова, г) Капланова са дуплим лопатицама, д) дијагонална [9]

У акцијским турбинама обртно коло ротира у ваздуху, при чему се користи само кинетичка енергија водене струје. Значи, на млазници се укупна енергија струје претвара у кинетичку енергију млаза, која се, захваљујући струјном скретању на лопатицама обртног кола акцијске турбине, трансформише у механичку енергију ротације. Од акцијских турбина сада се искључиво користе Пелтонове турбине.



Слика 2.3: Пелтонова турбина [10]

Поједини системи турбина развијали су се у разним временским периодима, у складу са тенденцијама проширења опсега рационалног искоришћења појединих падова и потицаја, уз довољно високе коефицијенте корисног дејства. Током времена једни системи су замењени другим, рационалнијим, тако да се данас у употреби налази више система, који се примењују у различитим условима искоришћења водених снага

Пелтонова турбина је сада једини представник акцијских турбина. Користи се за велике падове од 350 m па све до преко 1700 m, колико износи, до сада, највећи искоришћени пад у свету.

Од реакцијских турбина временски прва је настала *Францисова* турбина, која се у почетку користила и за мање падове. Сада се користи само у приближном опсегу падова од 50 m до 700 m. Из домена падова нижих од 50 m сасвим су је истисле *Капланове* турбине (у новије време и *дијагоналне*) које имају боље особине у погледу осетљивости коефицијент корисног дејства на промену оптерећења.

Капланове турбине су погодне за мале падове и велике инсталисане протоке. Захваљујући двојној регулацији имају веома добре експлоатационе особине – малу осетљивост коефицијент корисног дејства на промену протока, што омогућава широк опсег примене оптерећења турбине. Због тога постоји стална тежња да се прошири опсег њиховог коришћења. Сада се користе у приближним границама од 3 m до 70 m.

Као део тих напора да се побољшају експлоатационе карактеристике турбина и у опсегу средњих падова, настале су *дијагоналне* турбине. Њихов је опсег коришћења за сада од око 35 m до 200 m.

Напор да се рационално искористе и сасвим мали падови довео је до брзог развоја *хоризонталних – цевних* турбина. Оне се могу користити у опсегу од 1 m до око 20 m. Ове турбине у новије време истискују *Капланове* турбине из домена малих падова, захваљујући низу предности у домену конструкције машинске зграде и ефеката у експлоатацији. Поред ових турбина постоје још и *реверзибилне турбине*, које омогућавају турбински и пумпни рад.

Једну турбину дефинише више параметара и карактеристика. Пре свега, то су: систем турбине и размера типа турбине, инсталисана снага, положај вратила (вертикални, хоризонтални, кос), параметри турбине:

- пад (m),
- протицај (m^3/s),
- номинални и специфични број обртаја (min^{-1}),
- пречници обртног кола – улазни D_1 и излазни D_2 ,
- потребна висина сисања H_s ,

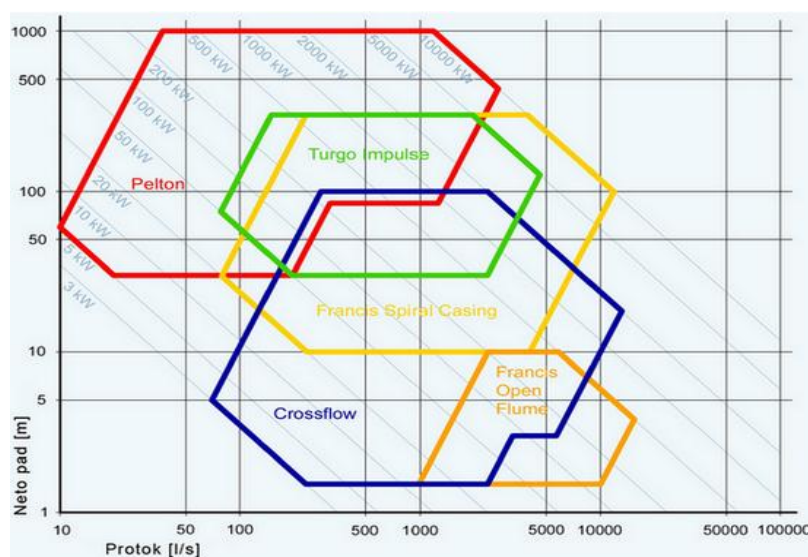
радне карактеристике:

- зависност коефицијент корисног дејства од оптерећења

- зависност коефицијент корисног дејства од пада итд.

Пад се најчешће дефинише преко три вредности:

1. рачунски пад (H) при коме турбина треба да развије задату снагу,
2. минимални радни пад ($H_{\min}$) при коме је могуће оптерећивање агрегата
3. максимални пад ($H_{\max}$) са којим се димензионишу конструктивни елементи турбине и пратећи уређаји. [2]



Слика 2.4: Графички приказ параметара и карактеристика турбина у односу на проток у пад [11]

3.0 ПЕЛТОНОВА ТУРБИНА

3.1 Основни елементи

Као што смо видели, Пелтонова турбина је једна од акцијских турбина и она је једини савремени представник турбина са слободним млазом која се и данас веома успешно користи за искоришћавање водне енергије навелико и код великих и код малих хидроелектрана. Пелтонове турбине се користе код великих геодетских падова од 250 до 2000 m, а са сразмерно мањим протоцима $Q = 0,2 - 3 \text{ m}^3/\text{s}$. Због тога је специфична брзина обртања турбине мала. Могу бити различитих величина а веома су прикладне за употребу у микрохидроелектранама тако да протоке при којима се Пелтонова турбина веома успешно користи можемо спустити и до $Q = 0,08 \text{ m}^3/\text{s}$. Једна од највећих Пелтонових турбина се налази у хидроцентрали *San Carlos* у Колумбији и њен ротор има масу од 23,5 t, пречник 4,3 m а број обртаја је 300 min^{-1} . Такође, постоје ротори са масом мањом од 1 kg и пречника неколико сантиметара.

Код Пелтонове турбине вода се доводи на ротор тангенцијално, цевоводом под притиском који на свом крају има једну или више млазница које су смештене у кућиште турбине. На ротору се налазе лопатице (обично 12 до 40) које напада млаз воде великом брзином пошто изађе из сиска (млазнице). При удару у лопатицу вода мења смер и због те промене количине кретања, на лопатицу делује активна сила која ствара обртни момент тј окреће ротор турбине. Према расположивости количине воде која улази у турбину, можемо направити конструкцију са једним до шест спроводних апарата тј., сисака (млазница). Турбине које имају један или два спроводна апарата граде се са хоризинталним вратилом. Због техничко – контруктивних ограничења. Турбине код којих је потребно урадити више од два спроводна апарата, граде се са вертикалним вратилом.

Пелтонову турбину сачињавају основни елементи:

1. Лопатица
2. Точак са вратилом и лежиштима
3. Оклоп
4. Спроводни апарат
5. Уређаји за регулацију

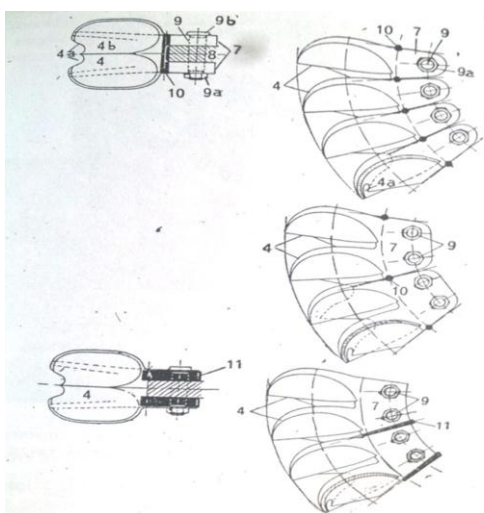
6. Замајац и хидраулична кочница [12]

3.1.1 Лопатице

Лопатица има два удубљења овалног облика између којих се налази сечица лопатице. Задатак сечице је да млаз воде дочека и пресече, упућујући једну половину млаза у једну, а другу у другу полутку лопатице.



Слика 3.1 : Лопатица Пелтонове турбине [13]



Слика 3.2 : Принцип монтаже
лопатица на радно коло

Доњи део лопатице испод сечице је прорезан да вода не би ударала у леђа лопатица, да би водени млаз, кад почне да дејствује на лопатицу доспео одједном што дубље и на крају напустио лопатицу под углом од готово 180^0 . Лопатице Пелтонове турбине се обично израђују појединачно па се затим монтирају на точак и причвршћују конусним чеповима као што је приказано на Сл. 3.2 – горе.

Глава чепа и навртка која служи и као осигурач се местимично заваре за ушице лопатице и тако осигурају. Да би се чеп (9) растеретио од удараца који настају при дејству млаза на лопатицу, између лопатица су набијени конусни чепови за

затезање 10. На тај начин се сила воденог млаза преноси на цео обим точка. И ови чепови се осигуравају делимичним заваривањем.

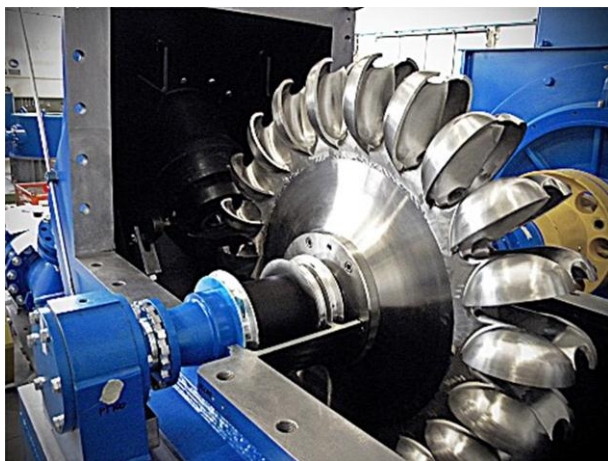
Ако се у ушицама лопатице јаве сувише велика напрезања, онда се лопатице израђују двоструке, са заједничким ушицама за две суседне лопатице. Ушице у том случају имају два чепа за учвршћивање а конусни чепови за затезање се постављају као и раније. Најповољнија је конструкција са лопатицама заједно изливеним са точком али је и најтежа за израду.

При изради и постављању лопатица мора се обезбедити максимална тачност јер се при монтажи сечице свих лопатица морају налазити у истој равни иначе ће при раду сигурно доћи до осцилација које ће оштетити најпре лежајеве а касније довести и до већих хаваријских оштећења и испадања турбине из рада. [1]

3.1.2 Точак са вратилом и лежиштима

Точак турбине је обично изливен од специјалног ливеног челика, било заједно са лопатицама, било посебно. Изузетно, пак, може бити и кован. Главчина точка се на вратило обично везује клином а може и завртњима за прстен који је саставни део вратила што, наравно, зависи од саме конструкције вратила и точка турбине.

Лежишта вратила су обична, клизна, нормалне конструкције. Лежишта су радијална јер због симетричности лопатица аксијалне силе скоро и да нема. Шоље



Слика 3.2 : Лежиште вратила [14]

лежишта су дводелне и лако заменљиве. Код већине лежишта шоље су покретне и прилагођавају се савијању вратила. Ако је снага турбине велика или је број обртаја турбине велики уље за подмазивање се мора хладити. То се обично врши у спирали за хлађење која је уграђена у оклопу турбине. Уместо свог сопственог вратила са два радијална лежаја, за мање турбине се може

усвојити конструкција која подразумева навлачење точка турбине на осовину генератора, при чему опадају оба турбинска лежишта а цео агрегат заузима много мање места. [1]

3.1.3 Оклоп турбине

Оклоп турбине служи као заштита а истовремено има и задатак да воду која је истекла из лопатице одведе у доњи канал (Сл.3.3). Обично је оклоп турбине састављен из два дела. Горњи део је поклопац и он је лакши а доњи део је масиван и он обезбеђује миран рад турбине а истовремено носи и уводну кривину што значи да мора да издржи реакциони притисак млаза воде који излази из уводне кривине, односно из сиска. Заједно са оклопом су изливени носачи на које се постављају турбинска лежишта. Код мањих турбина кућиште турбине односно оклоп се ради од лима.

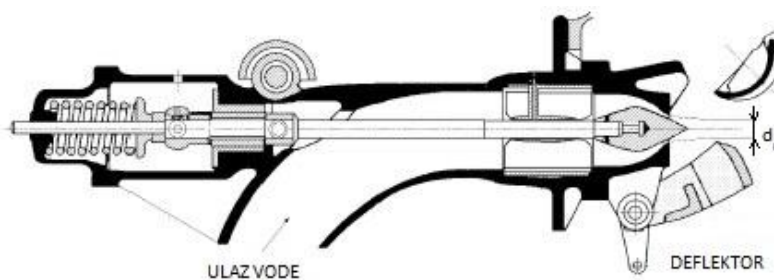


Слика 3.3 : Оклоп турбине [15]

При раду турбине највећи део воде одлази у доњи канал. Један део воде, међутим, заостаје и путује са лопатицама које ту воду ,услед дејства центрифугалне силе, одбацују а њу хватају тзв. Хватачи и одводе је у доњи канал.[1]

3.1.4 Спроводни апарат

Спроводни апарат има задатак да воду уведе у турбину и да је у виду млаза у одређеном правцу упути ка обртном колу. Посебан део спроводног апарата је сисак који при раду турбине трпи велика оптерећења и он најчешће садржи уметак израђен ковањем који може, у случају потребе, да се лако замени без отварања оклопа и самог радног кола турбине. Облик сиска (и копља) је такав да се канал између сиска и копља сужава идући ка излазу, увек, при ма ком положају копља, јер је потребно да вода, пролазећи кроз овај канал, добије убрзање, без обзира да ли је копље мање или више увучено.



Слика 3.4 : Спроводни апарат [16]

Геометрија сиска и врха копља је таква да честице воде које се крећу близу зидова сиска имају већу брзину него честице које се крећу у близини површине копља. Због оваквог облика сиска и копља струјна влакна се збијају и дају компактан млаз. Облик унутрашњости сиска је такав да се канал између зидова сиска и копља сужава идући ка излазу, увек, при ма ком положају копља, јер је потребно да вода, пролазећи кроз овај канал, добије убрзање, без обзира да ли је копље више или мање увучено. Значи, простор између зидова сиска и копља се постепено сужава – при сваком положају копља – да не би дошло до нагле промене брзине и притиска воде.

Брзину $c_0 = 0,98\sqrt{2gH}$ има млаз на месту нешто мало удаљеном од врха копља, јер је тек на том месту сва енергија притиска претворена у брзину. [1]

3.1.5 Уређај за регулисање

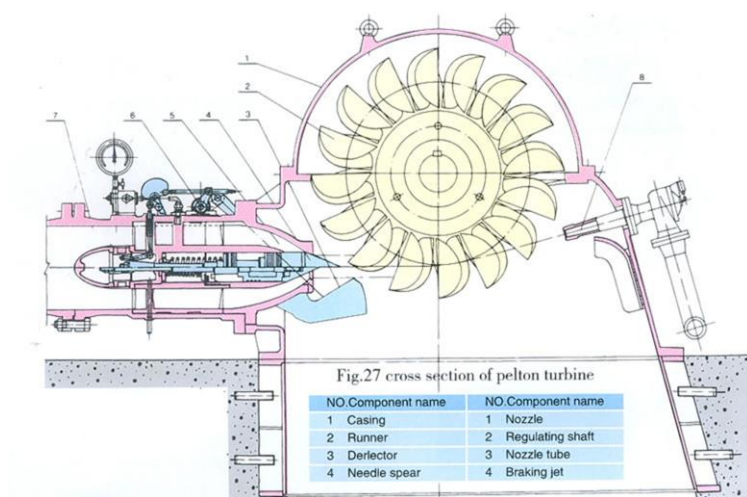
Уређај за регулисање се састоји од:

- Копља које се помера напред и назад и на тај начин се променом пресека у сиску мења тј регулише проток млаза.
- Скретача млаза чији је задатак да у тренутку наглог скидања оптерећења брзо уђе у млаз и скрене га, тако да више не погађа лопатицу, чиме је омогућено копљу да се лагано помери напред и потпуно затвори млазник, спречавајући на тај начин хидраулички удар до кога би дошло у случају наглог затварања.
- Осталих елемената који су потребни за контролу копља и скретача млаза. [1]

3.1.6 Замајац и хидраулична кочница

Турбина је за генератор везана обично чврстом спојницом. Код генератора наизменичне струје, маса ротора је обично довољно велика да би тзв. "цифра замаха" целог агрегата била у одређеним границама. Међутим, код генератора једносмерне струје, готово увек се маса обртних делова агрегата мора повећати, додавањем посебног замајца.

Кад се турбина растерети потпуно и искључи из погона, обртно коло се и даље окреће јер је маса обртних делова агрегата прилично велика. Заустављање турбине би трајало врло дуго и зато се код већих агрегата поставља хидрауличка кочница у виду мањег сиска, чији млаз при кочењу, погађа леђа лопатица (сл.3.5). [1]

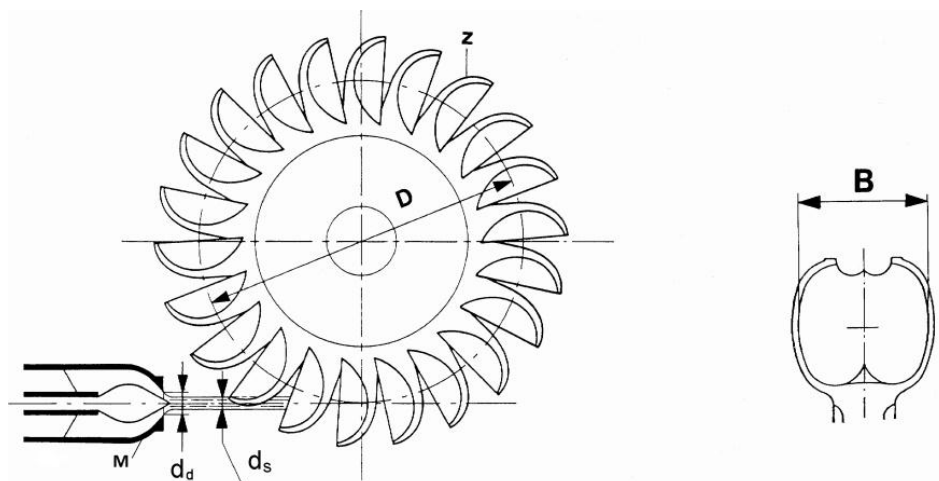


Слика 3.5 : [17]

3.2 Путање, брзина, енергија

3.2.1 Протицање воде кроз турбину

Код Пелтонове турбине млаз пречника d_0 (Сл.3.6) излазећи из млазнице M , удара у лопатицу, која је оштром ивицом подељена на два једнака удубљења овалног облика а из ње излази скоро у супротном смеру.



Слика 3.6 : Основне димензије Пелтоновог обртног кола [18]

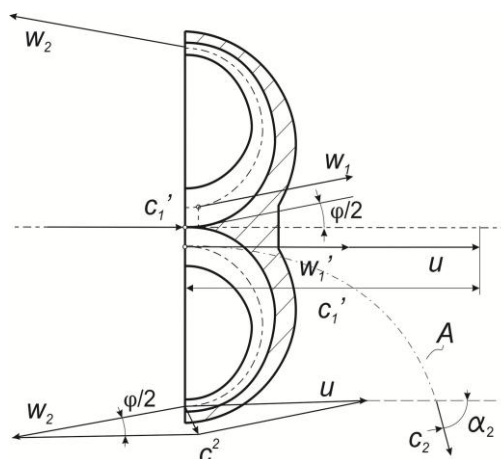
Лопатице су постављене на точак тако да се средње оштрице свих лопатица налазе у истој равни која је нормална на осу турбине и пролази кроз средину сиска. Млаз воде, који излази из сиска великом брзином, обележићемо са c_0' . Занемарићемо растојање између сиска и лопатице (јер је оно у стварним условима веома мало) и сматраћемо да се вода од сиска до лопатице креће праволинијски, тј. да је њена путања тангента на основни круг турбине.

Брзина воде се незнатно мења тј. апсолутна брзина c_1 са којом вода долази на лопатицу није једнака апсолутној брзини c_0' са којом вода избија из сиска. Делић воде који се кретао у оси млаза доспео је у тачку 1' (Сл.3.7) са брзином c_1' . Пошто се тачка c_1' налази на основном кругу, она ће се због обртања точка кретати по кругу, па ће у положају 1' имати неку обимну брзину u .

Познато је да обимна брзина има правац тангенте на круг по коме се тачка креће. Из овога произилази да је код Пелтонове турбине правац апсолутне брзине c_1' , са којом вода долази на обртно коло, истоветан са правцем обимне брзине u . То значи да се лопатица, а са њом и тачка 1' креће брзином u . Делић воде који је доспео у тачку 1' креће се по лопатици неком релативном брзином w_1' . Очигледно је да мора бити

$$w_1' = c_1' - u$$

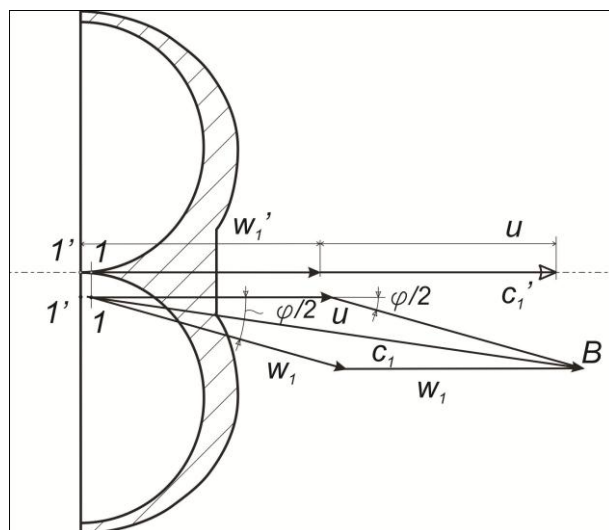
Јер се лопатица, на којој се тачка 1' налази, креће брзином u , па зато w_1' - брзина делића 1' у односу на носилац тј. лопатицу – мора бити мања за вредност u . Троугао брзина се своди на праву линију. (Сл.3.7)



Слика 3.7

Видели смо да при доласку на лопатицу тј у тачку 1', на оштрицу лопатице, вода има релативну брзину w_1' , а већ у тачки 1, мора одмах да скрене за угао $\frac{\varphi}{2}$, тј. да се креће брзином w_1 . Иако угао $\frac{\varphi}{2}$ није сасвим мали и он износи од 7° до 15° , обезбеђен је благ прелаз тако да нема удара ни значајних губирака енергије. Због тога је величина брзине воде у лопатици остала скоро непромењена, али је правац промењен па, сада, релативна брзина у тачки 1, обележена са w_1 заклапа угао $\frac{\varphi}{2}$ са правцем обимне брзине u .

На Сл.3.8 смо сложили два проста кретања делића воде: по основном кругу обимном брзином u , и по лопатици релативном брзином w_1 . Тако добијамо апсолутно кретање делића воде брзином c_1 која је, у ствари, резултанта брзина u и w_1 а самим тим је одређена и њена величина и правац



Слика 3.8

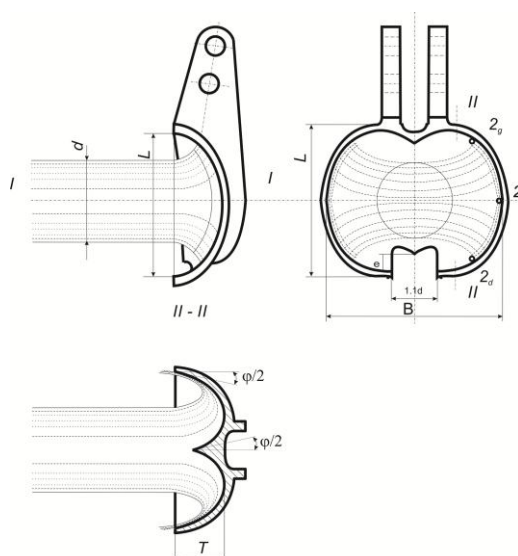
Вода се креће по сечици тј. по унутрашњој страни лопатице мењајући правац и смер и на крају напушта лопатицу у смеру који је за око 160° до 176° супротан од улазног. Кад не би било отпора трења о зидове лопатице и између самих делића воде (због скретања млаза), онда би релативна излазна брзина w_2 била исте величине као улазна w_1 . Код Пелтонове турбине се сва расположива енергија, кад одбијемо губитке у цевима, се претвара у енергију брзине – по изласку из сиска – па, дакле, (по Бернулијевој једначини) енергија која нам стоји на располагању у млазу је:

$$H_0 = \frac{c_0^2}{2g}$$

Губитак енергије, који настаје због савлађивања отпора трења при кретању воде кроз лопатице, обележавамо са h_k (h кола), и он се одређује множењем расположиве енергије млаза са коефицијентом отпора (ρ_2). Губитак је, значи:

$$h_k = \rho_2 \frac{c_0^2}{2g}$$

и он се креће од 0,03 до 0,10.



Слика 3.9

Кинетичка енергија воде на почетку је, при брзини w_1

$$E_1 = \frac{w_1^2}{2g}$$

а у крајњој тачки, при брзини w_2 , после савлађивања отпора h_k на свом путу у лопатици, је

$$E_2 = \frac{w_2^2}{2g}$$

Разлика између почетне и крајње енергије једнака је отпорима тј.:

$$E_1 - E_2 = h_k$$

$$\frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} = h_k$$

па можемо написати:

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} - h_k$$

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} - \rho_2 \frac{c_0^2}{2g}$$

$$w_2^2 = w_1^2 - \rho_2 \cdot c_0^2$$

одакле видимо да је излазна релативна брзина w_2 нешто мања од улазне релативне брзине w_1 .

3.2.2 Максимална снага турбине

Познато је да, ако млаз воде делује на неку препреку брзином c_1 а препрека се креће, измиче, брзином u , онда ће млаз препреци дати највећу снагу ако је

$$u = \frac{c_1}{2}$$

То је случај и код лопатица Пелтонове турбине тако да је горњи израз први услов за добијање максималне снаге. Да би видели који су остали услови потребни за добијање максималне снаге, полазимо од Ојлеровог облика главне једначине:

$$\eta_h \cdot g \cdot H = c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2$$

где су u_1 и u_2 улазна и излазна обимна брзина, које су код Пелтонове турбине једнаке јер су и улазна и излазна ивица на истом растојању од осе обртања. Зато, уместо u_1 и u_2 можемо написати само u тј.:

$$\eta_h \cdot g \cdot H = u \cdot (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2)$$

где је α_1 улазни угао, тј. угао који апсолутна брзина c_1 заклапа са обимном брзином u у тренутку кад млаз напада лопатицу. На Сл.17 видимо да је тај угао једнак половини угла $\varphi/2$, тј. да се креће у границама од $3,5^\circ$ до $7,5^\circ$ па можемо сматрати да је α_1 приближно једнако нули, тј

$$\cos \alpha_1 = \cos 0 = 1$$

тако да добијамо

$$\eta_h \cdot g \cdot H = u \cdot (c_1 - c_2 \cos \alpha_2)$$

Видимо да ће енергија коју користимо из расположивог пада бити највећа ако је

$$c_2 \cos \alpha_2 = 0$$

Видимо да се може деловати на брзину c_2 , али њу не можемо смањити до нуле јер вода мора неком (ма колико она била мала) брзином напустити лопатицу, али зато можемо $\cos \alpha_2$ довести у нулу(или скоро нулу) и то ако угао α_2 буде

$$\alpha_2 = 90^\circ$$

или скоро 90° .

Значи, Пелтонова турбина при једном истом паду H даје највећу снагу ако вода напушта лопатицу апсолутном брзином која према обимној брзини заклапа угао од 90° .

Ако посматрамо Сл.17 видећемо да правац излазне релативне брзине w_2 зависи само од геометрије лопатице и што значи да се при раду турбине не може мењати правац релативне брзине w_2 али може њена величина. При промени величине брзине w_2 , ако посматрамо троугао излазних брзина, видимо да брзина c_2 мора да мења и свој правац и величину (да расте или да опада). Брзина c_2 ће бити утолико мања, а самим тим ће и изгубљена енергија бити мања, уколико се брзине u и w_2 што мање разликују, а то ће бити ако је угао β_2 што мањи.

Тако добијамо трећи услов: Пелтонова турбина даје максималну снагу када су обимна брзина u и релативна брзина w_2 једнаке а угао између њих β_2 што мањи.

Можемо написати, другим речима, да Пелтонова турбина даје максималну снагу када је:

$$\frac{c_0}{2} = w_2 = u$$

при

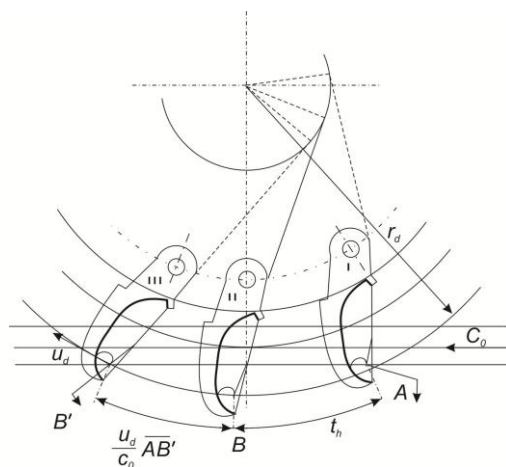
$$\alpha_2 = 90^\circ \text{ или скоро } 90^\circ$$

$$\beta_2 - \text{што мањи}$$

$$c_2 - \text{што мања}$$

3.2.3 Број лопатица и корак

Број лопатица по ободу радног кола, односно корак, добијамо из услова да вода из млаза који прође испод тачке А лопатице мора да достигне следећу лопатицу и преда јој своју енергију (Сл.3.10). Прво одређујемо гранични корак, тј. положај лопатице која не испуњава горњи услов, значи, кад доње капи не достижу претходну лопатицу.



Слика 3.10

Посматрамо лопатицу I на Сл.3.10. Испод тачке A се провукла најнижа кап млаза и путује праволинијски по правој $\overline{AB'}$ а у исто време лопатица путује по кругу, као и претходна, означена са II која се у почетном тренутку налазила у тачки B, а сада се и она окреће по кругу обимном брзином u_d . Ако капљицу на њеном путу $\overline{AB'}$ од тачке A ка B' не дочека лопатица II, онда је њена енергија изгубљена. То ће се десити ако лопатица II пређе из положаја II у положај III за исто време за које кап воде пређе из тачке A у тачку B'.

Пут од A до B' пређе капљица воде за време τ које се добије кад пређени пут поделимо са брзином капи млаза тј.:

$$\tau = \frac{\overline{AB'}}{c_0}$$

За исто време τ врх лопатице II пређе лук $\widehat{BB'}$ тј.

$$\widehat{BB'} = u_d \cdot \tau$$

$$\widehat{BB'} = u_d \cdot \frac{\overline{AB'}}{c_0}$$

Растојање од A до B, мерено по луку, тј. растојање између лопатица I и II, је онај корак t_h при коме капљице воде које промакну испод тачке A лопатице I, не могу да достигну лопатицу II и предају јој своју енергију. Зато се лопатице морају поставити ближе једна другој тј. стварни корак t мора бити мањи од t_h . Обично се узима да је

$$t = (0,65 \text{ до } 0,85) \cdot t_h$$

Утврђено је искуствено да је повољно ако је корак што мањи. Ограничење постоји у конструктивном смислу, тј. потребан је простор на ободу точка за везивање лопатица. Зато се понекад праве двоструке лопатице или се у крајњем случају изливају заједно са точком. [1]

3.3 Губици, коефицијент искоришћења и карактеристике

3.3.1 Губици енергије

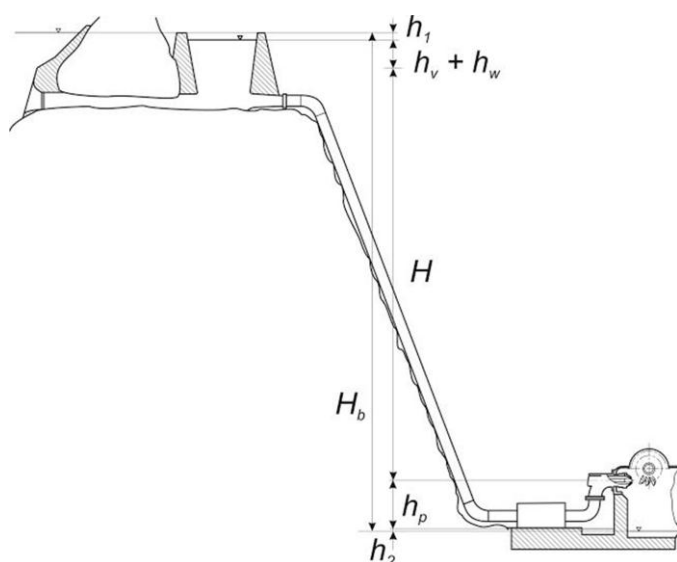
Губици енергије код хидропостројења са Пелтоновом турбином се могу сврстати у неколико група

А) Губици изван турбине

1. Губици у доводним каналима, h_1
2. Губици у одводном каналу, h_2
3. Губици специфични за Пелтонову турбину, h_p
4. Губици у цевоводу, h_v и h_w

Б) Губици у турбини

5. Губици у спроводном апарату, h_{sa}
6. Губици у млазу, h_{ml}
7. Губици у обртном колу, h_k
8. Излазни губици, h_i
9. Механички губици, h_m



Слика 3.11

- 1) Губици у доводним каналима - h_2 . На Сл.3.11 је приказано уобичајено постројење са Пелтономовом турбином. Са H_b је обележен бруто тј. расположиви пад .

Губици у доводним каналима настају услед унутрашњег трења и услед трења боде о зидове цеви и канала кроз које пролази. Њихова величина зависи од дужине довода, квалитета материјала (површина) зидова, брзине воде, нагиба канала, локалних отпора итд. Значи, не може се дати нека прецизна вредност величине ових губитака, већ се они рачунају по законима хидраулике за сваки случај извођења хидропостројења посебно.

2. Губици у одводним каналима - h_2 . То су губици који се јављају непосредно испод турбине у одводним каналима и рачунају се на исти начин као и губици у доводним каналима.
3. Губици специфични за Пелтонову турбину - h_p . За разлику од других турбина целокупан нето пад воде не може да се искористи код Пелтонове турбине из једноставног разлога – она, тј. њене лопатице се налазе изнад нивоа доње воде. Овај губитак се мери као висинска разлика од нивоа доње воде до тачке у којој оса млаза додирује основни круг. Ова висинска разлика зависи од неколико чинилаца: колебања нивоа доње воде, положаја млазника (сиска), величине обртног кола итд.
4. Губици у цевоводу - h_v и h_w . Ови губици настају у цевоводу услед: кривина, затварача, трења о зидове, унутрашњег трења воде, промене пресека цеви итд. Ови губици се смањују конструктивним решењима кад год је то могуће: блаже кривине и промене пресека, мања брзина кретања воде... Искуствено се дошло до релације за максималну дозвољену брзину воде у уводној кривини

$$c_0'' = (0,12 \text{ до } 0,14) \cdot \sqrt{2gH}$$

односно

$$c_0'' = \frac{(0,12 \text{ до } 0,14)}{\varphi} \cdot c_0$$

одакле видимо да је брзина воде у уводној кривини свега 12% до 14% од брзине млаза. Коефицијент φ је обично 0,98.

У правим цевима се губици, сходно хидрауличким законима, рачунају

$$h_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

а губици услед локалних отпора

$$h_v = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Где је v – брзина воде, а λ и ζ су коефицијенти чије су вредности за различите случајеве дати у хидраулици.

Сви до сада набројани губици се називају и спољашњи губици, и ако их одузмемо од бруто пада H_b добићемо нето пад тј. пад који је у ствари расположив на месту испред улаза у спроводни апарат:

$$H = H_b - h_1 - h_2 - h_p - h_v - h_w$$

5. *Губици у спроводном апарату* - h_{sa} . То су губици који настају у спроводном апарату тј. сиску, и они зависе од облика копља и сиска, од њиховог узајамног положаја и исте су природе као и губици у цевоводу. Код пажљиво конструисаног облика сиска и копља, код благе уводне кривине и повољног довода, можемо написати да је излазна брзина млаза

$$c_0 = \varphi \cdot \sqrt{2gH}$$

где је $\varphi = 0,98$

горњу једначину можемо написати и другачије (ако се ослободимо корена)

$$c_0^2 = \varphi^2 \cdot 2gH$$

$$\frac{c_0^2}{2g} = 0,96H$$

што значи да је кинетичка енергија млаза мало мања од нето пада H , тј. користи се 96%. Можемо, према томе, написати да су губици у спроводном апарату

$$h_{sa} = H - 0,96H = 0,04H$$

односно

$$h_{sa} = 4\%H$$

6. *Губици у млазу* - h_{ml} . Посматра се млаз воде од тренутка изласка из сиска до лопатица. Губици настају услед неправилности тј кад млаз није цилиндричног облика а ни компактан. На свом путу од сиска ка лопатицама млаз почиње да захвата и повлачи за собом делиће ваздуха и због тога се шири. Ове губитке можемо смањити ако је путања млаза од сиска до лопатица што мања али је то растојање ограничено самом конструкцијом сиска и присуством скретача млаза.
7. *Губици у обртном колу* – h_k . При уласку млаза воде у лопатицу, млаз скреће и излази из ње скоро у супротном смеру. Угао скретања је нешто мањи од 180° да би излазећа струја млаза прошла поред следеће лопатице чиме се избегава кочење обртног кола тј. турбине. То скретање млаза изазива трошење одређене енергије и то је један од губитака у обртном колу. Такође, овде можемо говорити и о трењу при кретању млаза по површини лопатице а и о трењу у самом млазу воде што

се, уосталом, дешава при било ком кретању воде. Укупни губици у обртном колу одређени су обрасцем

$$h_k = \rho_2 \frac{c_0^2}{2g}$$

Према практичним испитивањима ρ_2 се креће у границама:

$$\rho_2 = 0,03 \text{ до } 0,10$$

Бидели смо раније да је

$$\frac{c_0^2}{2g} = 0,96H$$

Тако да можемо написати

$$h_k = (0,03 \text{ до } 0,10) \cdot 0,96 \cdot H$$

$$h_k = (0,0288 \text{ до } 0,096) \cdot H$$

$$h_k = (2,88 \text{ до } 9,6)\% \cdot H$$

Види се да губици у обртном колу могу бити и прилично велики у односу на претходно посматране губитке. То је због тога што у највећој мери зависе од геометрије сиска и спроводног апарата, њиховог положаја у односу на лопатице тј. обртно коло, од кривине лопатице, углачаности површина, оштрице лопатице, од тога дали је млаз компактан или је почео да се шири итд.

8. *Излазни губици* - h_i . Брзину коју вода има на излазу из лопатице обележили смо са c_2 . Тој брзини одговара енергија

$$h_i = \frac{c_2^2}{2g}$$

Коју вода на изласку из лопатице односи са собом. Ови губици би требало да буду што мањи да би што више енергије искористили у турбини. То значи да брзина c_2 мора да буде што мања. По својој приподи ови губици нису хидраулички у правом смислу речи, јер, као што смо видели кад смо разматрали геометрију саме лопатице односно брзине и углове струјања, они зависе од величине излазних углова као и односа релативне и обимне брзине.

Излазни губици се могу, као и претходни, могу изразити у функцији нето пада N помоћу следећег обрасца:

$$h_i = \psi \cdot H$$

где се коефицијент излазних губитака креће у границама 0,03 до 0,06.

$$h_i = (0,03 \text{ до } 0,06) \cdot H \quad \text{односно}$$

$$h_i = (3 \text{ до } 6)\%H$$

А. *Механички губици* - h_m . Механички губици настају у лежиштима и заптивачима због трења које се јавља при обртању турбине.

$$h_m = m \cdot H$$

$$h_m = (0,01 \text{ до } 0,02) \cdot H \quad \text{тј}$$

$$h_m = (1 \text{ до } 2)\%H$$

3.3.2 Коефицијент корисног дејства и карактеристике

Уопште гледано, логична дефиниција коефицијента корисног дејства је да је то однос између искоришћене енергије и енергије која нам је стајала на располагању. Турбине се не праве и не користе саме за себе већ раде у склопу са генератором па овде разликујемо више битних величина као што су: бруто и нето пад, енергија предата лопатицама, енергија предата генератору... а самим тим имаћемо и неколико коефицијената корисног дејства. Уобичајено је да се говори о четири степена корисног дејства:

η_0 – општи коефицијент корисног дејства целог постројења а подразумева однос енергије предате генератору према расположивој енергији која одговара бруто паду. У овај коефицијент улазе сви набројани губици и он износи

$$\eta_0 = 0.75 \text{ до } 0.82$$

η_h – хидраулички коефицијент корисности а то је однос енергије предате лопатицама према енергији која одговара нето паду. Хидраулички степен корисности формирају губици у

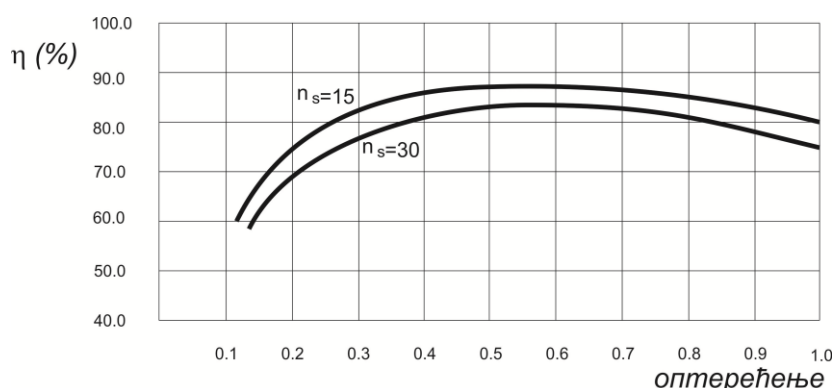
- у спроводном апарату
- у млазу
- у обртном колу
- излазни губици

Остали губици се не узимају у обзир.

η_m — механички коефицијент корисности је однос енергије предате генератору и енергије предате лопатицама турбине. Значи, овде су укључени само механички губици.

η — укупни коефицијент корисности турбине. То је однос енергије предате генератору и нето енергије која одговара нето паду Пелтонове турбине. Укупни коефицијент корисности је обично око 0,88 а код веома пажљиво изведене конструкције може се повећати и до 0,90.

Сва ова разматрања смо вршили за идеалне услове рада, стално оптерећење и најповољнији хидраулички услови протицања. У стварности се то веома ретко дешава. Углавном, при промени појединих параметара или оптерећења, ступају у дејство уређаји за регулисање чији је задатак да обезбеде константан број обртаја турбине. Ако се, у неком тренутку, смањи оптерећење, онда мех. За регулисање смањујеотвор сиска померањем трна, чиме се смањује пресек млаза и проток (брзина се незнатно мења јер зависи од рада тј, $c_0 = \varphi \cdot \sqrt{2gH}$) а самим тим и снага турбине. На Сл.3.12 приказан је дијаграм промене коефицијента корисности η у зависности од оптерећења. Видимо да се η врло мало мења у широком опсегу промене оптерећења и то захваљујући томе да се брзина млаза веома мало мења. Тек при оптерећењима за 1/4 мањим од максималног, услови протицања се знатније мењају и вредност коефицијента η нагло опада.



Слика 3.12

Свака турбина има одређене карактеристичне величине које нам омогућавају да турбину упоређујемо са другим турбинама истог или сличног типа. Једна од најважнијих карактеристика је специфичан број обртаја n_s . Он се израчунава као

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{H \cdot \sqrt[4]{H}}$$

Пелтонове турбине које имају један сисак праве се за специфичне бројеве обртаја до $n_s = 30$, а најбољи коефицијент корисности имају за $n_s = 12$ до 15, што је и експериментима доказано. На дијаграму Сл.3.12, су дате криве две Пелтонове турбине, за $n_s = 30$ и $n_s = 15$. Види се да је повољнији коефицијент корисности за $n_s = 15$. [1]

3.4 Извођење

Пелтонове турбине се изводе на више начина, који се међусобно разликују по положају вратила, по броју сискова и по броју обртних кола.

Ако воду поделимо на више сискова, добија се већи број обртаја турбине, а тиме и јефтинији генератор. Међутим, број сискова се не може тек тако повећавати. Између њих мора постојати размак тако да млаз следећег сиска ступа на лопатицу тек када и последња кап воде претходног млаза напусти лопатицу. Осим тога, број сискова је ограничен и њиховим положајем, јер вода која истиче из лопатице не сме да пада на точак или да смета млазевима из осталих сискова. Ако се повећава број сискова, уводни апарат постаје много комплекснији и гломазнији што поскупљује конструкцију.

Да би добили што јефтинији генератор, обимна брзина мора бити што већа. Видели смо да је најповољнија обимна брзина

$$u = \frac{c_0}{2}$$

тј, из истог пада највећу снагудобијамо кад је обимна брзина једнака половини брзине млаза. Пошто брзина млаза зависи само од пада

$$c_0 = \varphi \sqrt{2gH}$$

Намеће се закључак да Пелтонову турбину треба користити за што веће падове да би добили веће обимне брзине, тј. већи број обртаја а тиме и јефтинији генератор.

Најједноставнија конструкција Пелтонове турбине – са једним колом и једним сиском – даје најбоље резултате код великих падова тј. даје задовољавајуће висок број обртаја. За мање падове се користе турбине са више сискова или више обртних кола на истом вратилу.

Пелтонове турбине се скоро искључиво праве са хоризонталним вратилом а само изузетно (за велике снаге) имају вертикално вратила.

А. Турбине са хоризонталним вратилом – код ових турбина број сискова не може бити већи од два из конструктивних разлога – сметали би један другоме. Ако прорачуни покажу да је потребан већи број сискова, онда се конструишу турбине са два или три обртна кола тако да на свакој имамо по два сиска. [1]



Слика 3.13: Хоризонтална Пелтонова турбина

В. Турбине са вертикалним вратилом



Слика 3.14: Вертикална Пелтонова турбина[20]

На слици (Сл.3.16) је приказан пример центрифугалног регулатора са потребним управљачким елементима који се користи за покретање статорских лопатица турбине или игле (регулационог копља) Пелтонове турбине. Силе које су потребне за покретање статорских лопатица или игле Пелтонове турбине су велике тако да се померање прирубнице не преноси на ове елементе турбине директно, јер би таква веза захтевала веома велике ротирајуће масе регулатора и велике димензије самог регулатора. Зато се између регулатора и регулационог копља користе серво мотори.

Замислићемо да нацртана позиција регулатора и полуге p одговара неком стационарном стању средњег оптерећења турбине. Ако се оптерећење смањи, порашће број обртаја турбине, а самим тим и регулатора због повећаног погонског обртног момента. Прирубница регулатора се помера тј. подиже из позиције A у A_1 , полука p ротира око непокретног ослонаца B у позицију p' . У исто време тачка C полуге p се спушта у тачку C' покрећући разводник R серво мотора S из средње позиције наниже. Уље под притиском сада пролази кроз отворен канал разводника и улази на десну страну цилиндра серво мотора па се због тога осовина серво мотора креће на лево закрећући прстен којим се регулише угао статорских лопатица турбине или помера регулационо копље (иглу) код Пелтонове турбине. Заједно са осовином серво мотора креће се и косина k подижући штап m па према томе и ослонац B у тачку B_1 уз истовремено закретање полуге p из позиције p' у позицију p_1 . Код овог закретања полуге p , њена обртна тачка се налази на прирубници регулатора (AI) па се десни крај полуге p враћа из позиције C' према почетној C , повлачећи за собом и разводник серво мотора натраг у средњи положај. Чим разводник R стигне у средњи положај, престаје померање осовине серво мотора (закретање статорских лопатица односно померање регулационог копља). Сваком полажају осовине серво мотора одговара потпуно одређен положај статорских лопатица турбине или регулационог копља. Ако замислимо, да се разводник серво мотора вратио у средњи положај, а да осовина серво мотора још увек није заузела ону позицију која одговара новом (смањеном) оптерећењу, тада би број обртаја и даље растао, а описани процес би се понављао све док не наступи равнотежа.

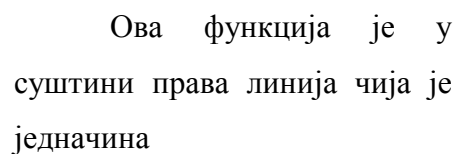
Косину k и штап m називамо повратним механизмом или стабилизатором. Лако је видети, да без повратног механизма уопште не би била могућа стабилна позиција целог регулационог механизма, јер би се осовина серво мотора стално кретала из

једног екстремног положаја у други, а број обртаја би се стално мењао између $\max$. и $\min$.

Празном ходу турбине одговара одређени, екстремно леви, положај осовине сервомотора и (због непосредне везе косе равни k и прирубнице A као и сталног положаја тачке C) максимални, највиши положај прирубнице регулатора. Аналогно томе, пуном оптерећењу одговара екстремно десни положај осовине серво мотора и најнижи положај прирубнице регулатора.

Положај прирубнице једнозначно зависи од броја обртаја турбине па, према томе, највишем и најнижем положају прирубнице одговара највећи и најмањи број обртаја турбине.

У склопу опште регулације рада турбине нужно је обезбедити и ручну промену броја обртаја. Посматраћемо Сл.3.17 на којој је приказана шема регулационог механизма. Ако код неког константног оптерећења (на пример средњег) односно одговарајућег броја обртаја n_0 продужимо шипку m повратног механизма, тада би се полуга p заокренула око зглоба A (прирубнице) а крај полуге C би се подигао, наравно, заједно са осовином разводника. Због дејства разводника R осовина серво мотора се помера у десну страну повећавајући пресек t_j проток кроз турбину, што доводи и до повећања броја обртаја. Пошто број обртаја расте, подиже се прирубница регулатора и она закреће полуку p око подигнутог зглоба B тако да се разводник враћа у средњи положај. Без обзира што је разводник сада у средњем положају, број обртаја и даље расте јер је полуга померена из позиције која је одговарала оптерећењу па се разводник R помера испод средњег положаја, а осовина серво мотора се враћа заузимајући опет исту позицију коју је имала раније, при чему C долази опет у исту тачку. Значи, подигнутом зглобу B , уз непромењен положај C , одговара подигнута прирубница, тј. већи број обртаја. На Сл.21 је шематски представљен начин управљања бројем обртаја ручним путем.

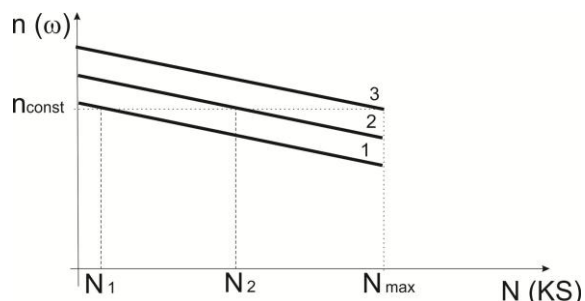


Та линија по правилу
има одређену дебљину, која
одговара такозваном *степену*

$$\varepsilon_t = \frac{n'' - n'}{\frac{n' + n''}{2}} = \frac{n'' - n'}{n}$$

је важан код турбина, односно агрегата, који у некој централи раде у паралелном погону (у заједничкој мрежи неизменичне струје) и треба да је врло мали.

Ако ручно променимо број обртаја турбине, карактеристика статизма се помера, паралелна самој себи, у правцу ординате (Сл.3.19).



Слика 3.19

Повећање броја обртаја има за последицу подизање карактеристике статизма из позиције 1 у позицију 2 односно 3.

Међутим, ако имамо више турбина које покрећу синхроне генераторе паралелно

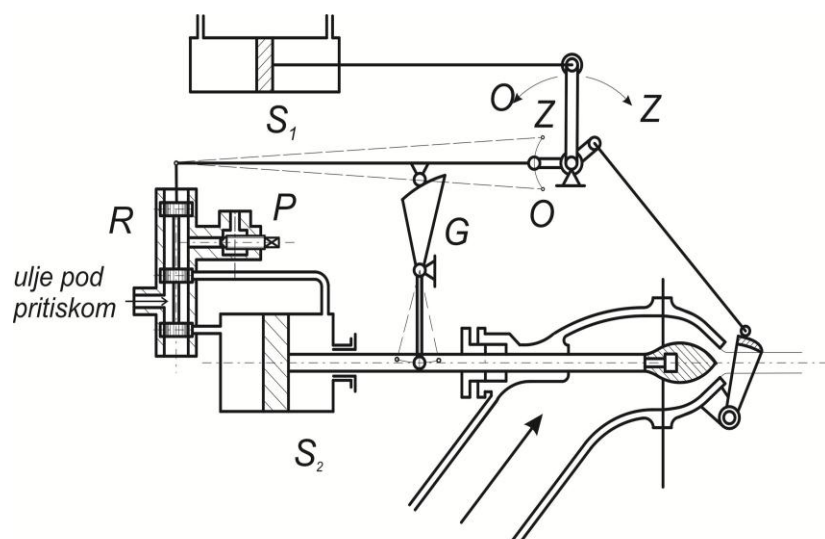
везане на велику мрежу број обртаја код активирања ручне регулације неће се променити јер га на константној вредности одржава синхронизирајућа сила осталих агрегата. Пошто се карактеристика статизма ипак помера од 1 до 3 оптерећење турбине које је у почетку износило N_1 повећава се на N_2 , односно N_{max} . То можемо видети и посматрањем шеме регулације где померање тачке В нема као последицу померање прирубнице А јер је сила синхронизације одржава на истом месту, него само тачке С због чега осовина серво мотора мора трајно да заузмр нову позицију.

Према томе, ручна регулација броја обртаја нам у погону омогућава важне манипулације:

1. Мењање броја обртаја турбине (агрегата) пре паралелног укључења на мрежу да би постигли исте фреквенције синхроног генератора и мреже.
2. Мењање оптерећења турбине

Код Пелтонове турбине примењује се и дефлектор (скретач млаза) који се користи кад се смањује оптерећење. Помоћу скретача млаза можемо погонски момент турбине исто тако брзо смањити као што је брзо пало и оптерећење а да притом не дође до хидрауличког удара јер се цевовод не затвара. Да не би губитак енергије коју односи скренути део млаза био превелик, деловање скретача млаза је само привремено јер игла (регулационо копље) ипак затвара млазницу али полако док се проок не смањи на износ који одговара новом оптерећењу и скретач млаза остане изнад захвата млаза. На

Сл.3.20 приказана је шема једног од многобројних уређаја која одговара описаном функционисању.



Слика 3.20

Кад регулатор активира серво мотор S_1 скретач млаза одмах залази у млаз и скреће га онолико колико одговара паду оптерећења. Истовремено реагује и серво мотор S_2 јер се његов разводник R померио из средњег положаја. Кретање регулационог копља врши се полако јер се на разводнику R пригушује пролаз уља на месту P . Гребен G чије је заокретање везано за померање регулационог копља врши улогу повратног механизма, кривина гребена је обликована тако да у стационарном стању погона скретач млаза буде увек ван захвата. Са друге стране кад се млазница отвара нема пригушивања уља на излазу из серво мотора S_2 па се отварање врши оном брзином коју допушта момент инерције ротирајућих маса агрегата. [12]

3.5.1 Модерни системи регулисања

Давних осамдесетих година прошлог века, једна релативно мања група, тада младих сарадника тадашњег Машинског факултета у Крагујевцу, је почела са развојем малих хидроелектрана, тачније микро хидроелектрана. То су биле хидроелектране контернејског типа, са идејом да их у тадашње време већим делом користи тадашња ЈНА, а и да се енергетски искористе мали водотоци по местима где није постојала електрична мрежа.

У релативно кратком року направљена је документација за три типа турбина, за ниске, средње и високе падове. Снаге су биле 5 kW, 15 kW i 40 kW.

По тој документацији направљени су први прототипови у Заводима Црвена Застава у тадашњем ОУРУ Одржавање, у Фабрици аутомобила, и то хидро електрана од 15 kW за средњи пад (МХЕ 15 С) и мала хидроелектрана за високе падове такође од 15 kW (МХЕ 15 В). Обадва прототипа после краћег испитивања су продати. МХЕ 15 С Дирекцији за водоснабдевање Брестовац у Бојнику и друга МХЕ 15 В ЈП Бели Извор из Врњачке Бање. Прва, МХЕ 15 С, је пуштена у рад у октобру 1999 године, на биолошком минимуму на брани Брестовац и уз текућа одржавања радила је неколико година. После једне олује 2003 године услед удара грома у електричну мрежу страдао је електро орман, и од тада МХЕ не ради. Друга МХЕ 15 В, највероватније још увек скупља прашину у магацину ЈП Бели Извор. Заједничко за све ове хидроелектране је да је већ тада, одређење за управљање регулационим органима турбина било електро механичко.

3.5.2 Електро механичко управљање пелтон турбином

Код Пелтон турбине управљање турбином се сводило на померање регулационог копља у млазници и покретање скретача млаза при испаду МХЕ из рада.

Померање регулационог копља у ранијим конструкцијама је вршено уљном хидрауликом, а то је у данашње време превазиђено решење, из ралога што је доста скупље од електро механичког, а о присуству агрегата са уљем и разводника са извршним цилиндрима у машинској згради, поред реке, негде у планини апсолутно није еколошки прихватљиво.

Код електро механичког управљања потребно је изабрати врсту погона.

Сматрам да је погон корачним моторима добро решење, из разлога што се у комбинацији са рецикулационим вратилом и навртком чији је корак 5 mm, може обезбедити веома фино померање регулационог копља.

Изабран је корачни мотор фирме Schneider Electric, BRS2853A600, (Прилог 1). Погон је на 24 V једносмерне струје, ради са 6,3 А струје, корак корачног (степ) мотора је 1,8 °, обртни момент 9,2 Nm.

У комбинацији са рецикулационим вратилом, фирме SKF, ознаке SX/BX25x5R, (Прилог 2), и одговарајуће навртке, FHTF 25, (Прилог 3), добићемо најмање могуће

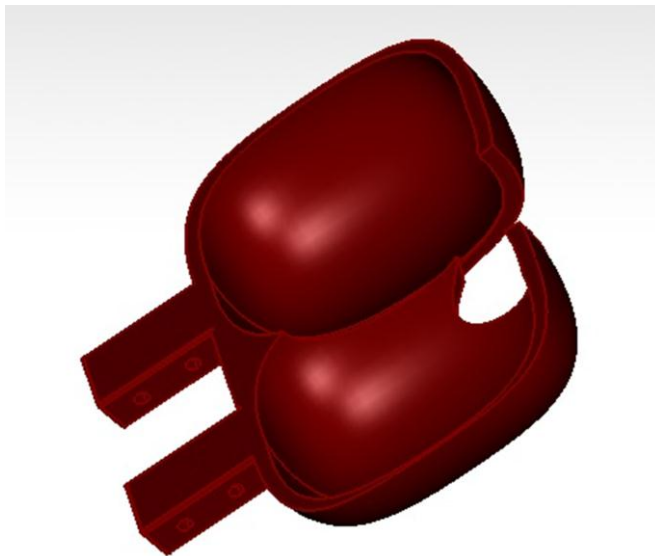
померање копља од 0,025 mm, и сва друга померања које захтева МХЕ, уз већи број корака. При том корачни мотор заједно са рецикулационим вратилом и навртком обезбеђује силу држања или кретања од 10.000 Nt. Могућа је врло фина регулација турбине, за једну или више млазница, синхронизовано из посебног контролера. Има изузетно тихи рад.

У комбинацији са SKF лежајевима и уз еластичну спојницу са чељустима, EJCA40RD, (Прилог 4), може да се направи актуатор, чије су димензије, дужина 465 mm, а највећи пречник, прирубнице, 120 mm, што је и приказано на склопном цртежу.

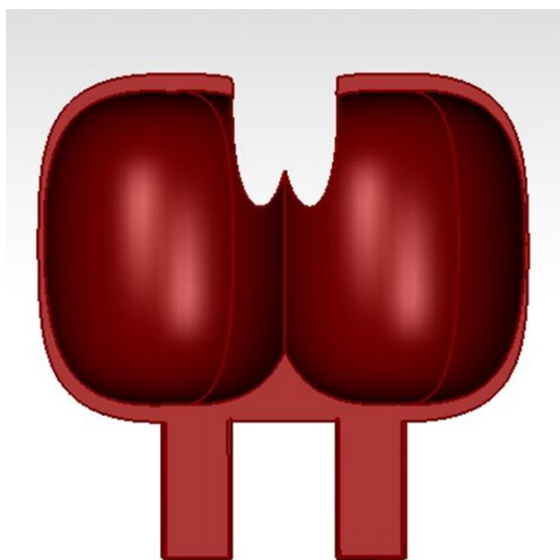
Корачни мотор се може употребити и за покретање скретача млаза, јер они могу ту заштитну функцију да одраде за веома кратко време, односно њихов максимални број обрта је 1.800 об/мин. Нормално је да се за сваку млазницу монтира по један корачни мотор, којима се такође управља из контролера, уколико су турбине вишемлазне.

У прилогу 1 дат је цртеж на коме је приказан пример покретања и регулације копља пелтонове турбине помоћу корачног мотора. Такође у истом прилогу се налазе и каталози елемената коришћених за извођење ове конструкције.

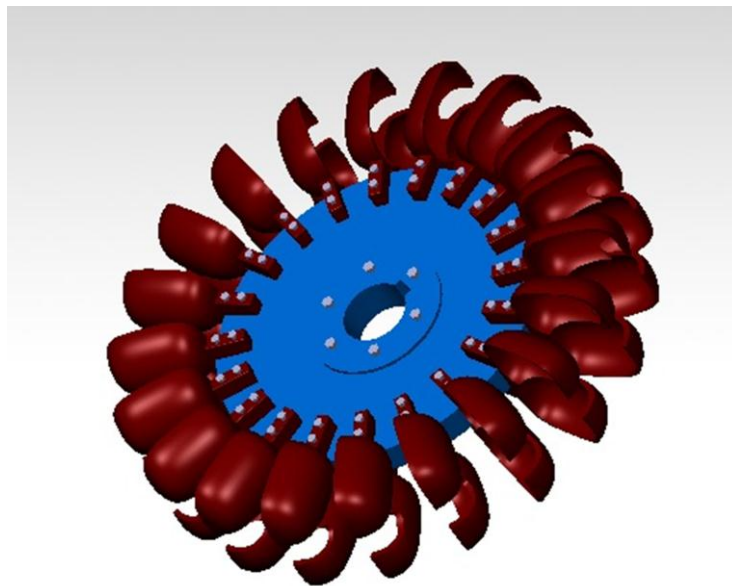
4.0 СЛИКОВИТИ ПРИКАЗ ПЕЛТОНОВЕ ТУРБИНЕ



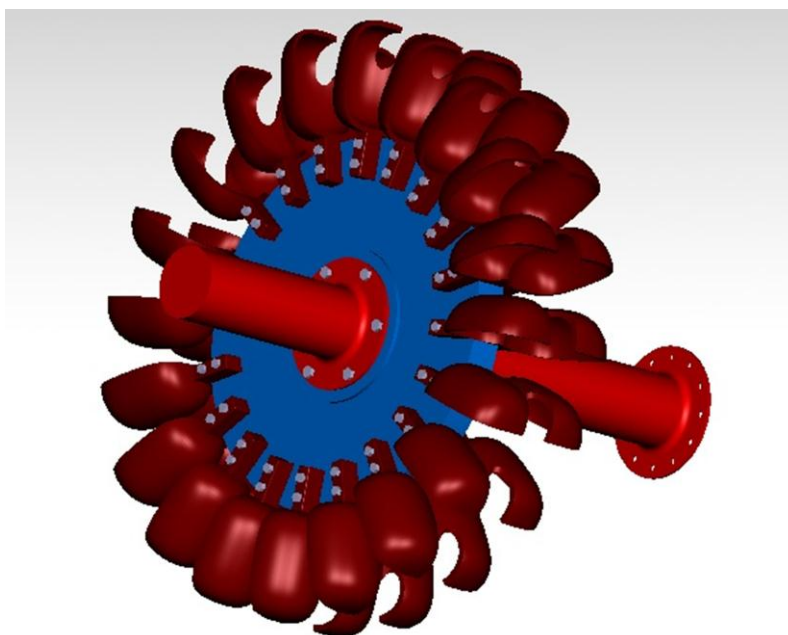
Лопатица радног кола турбине



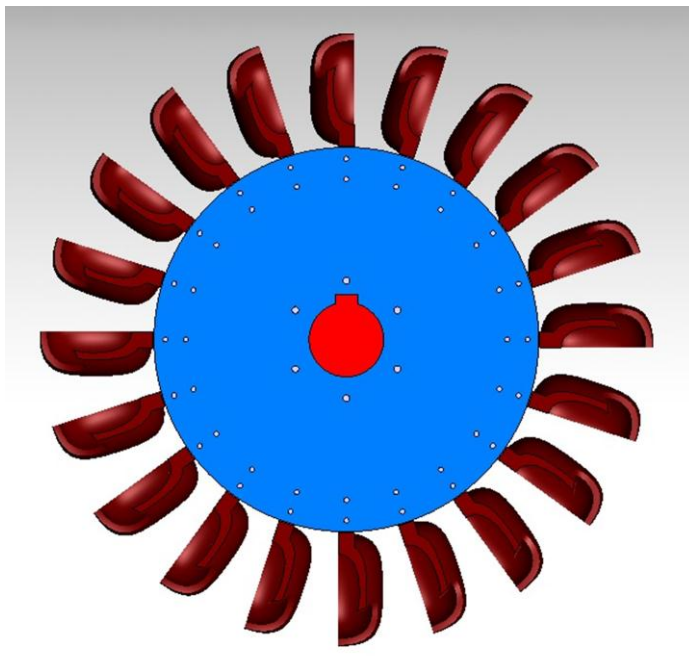
Лопатица радног кола турбине



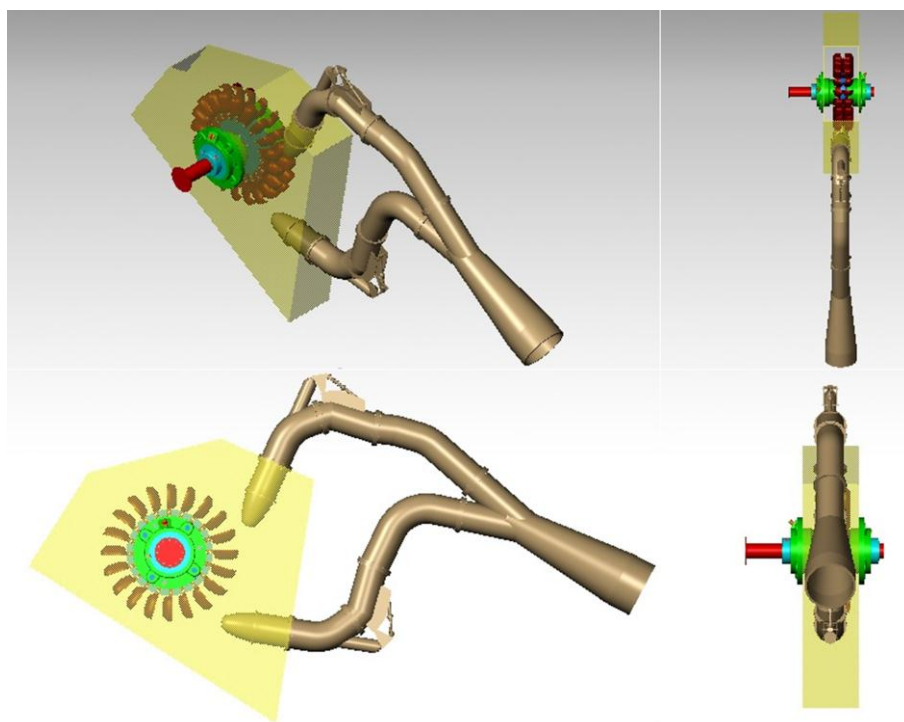
Радно коло турбине са лопатицама



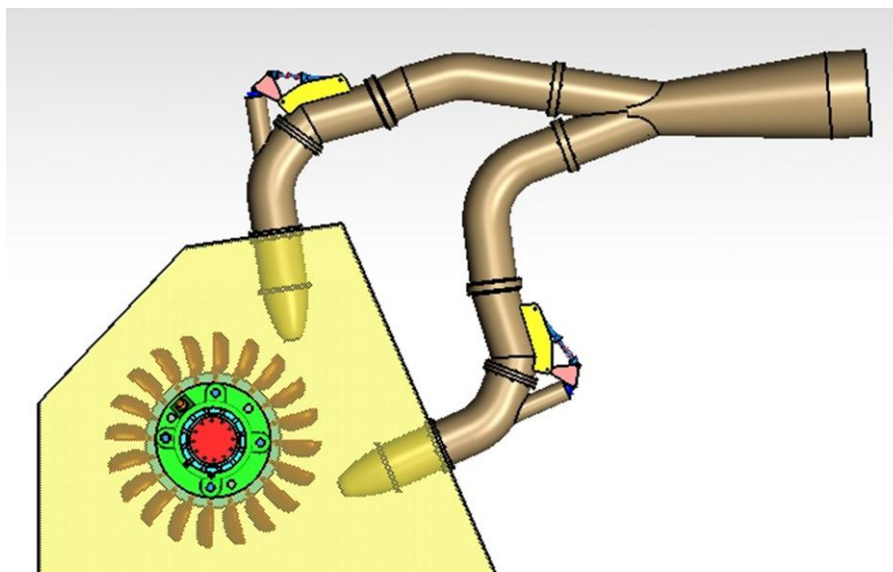
Радно коло турбине са лопатицама и вратилом



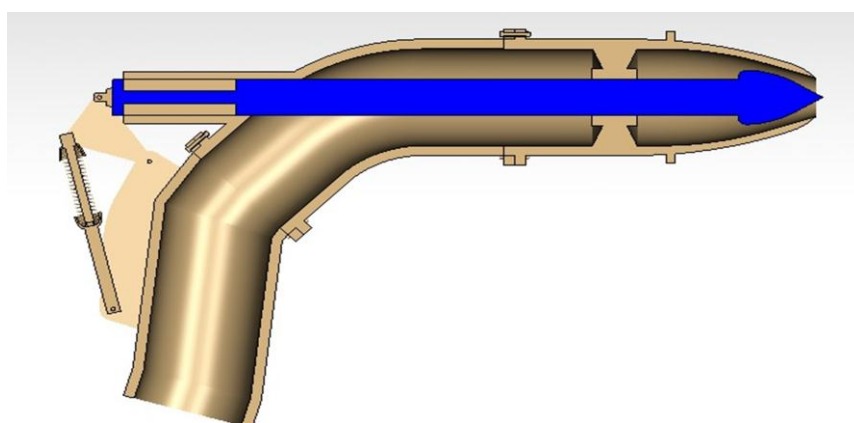
Пресек радног кола турбине са лопатицама и вратилом



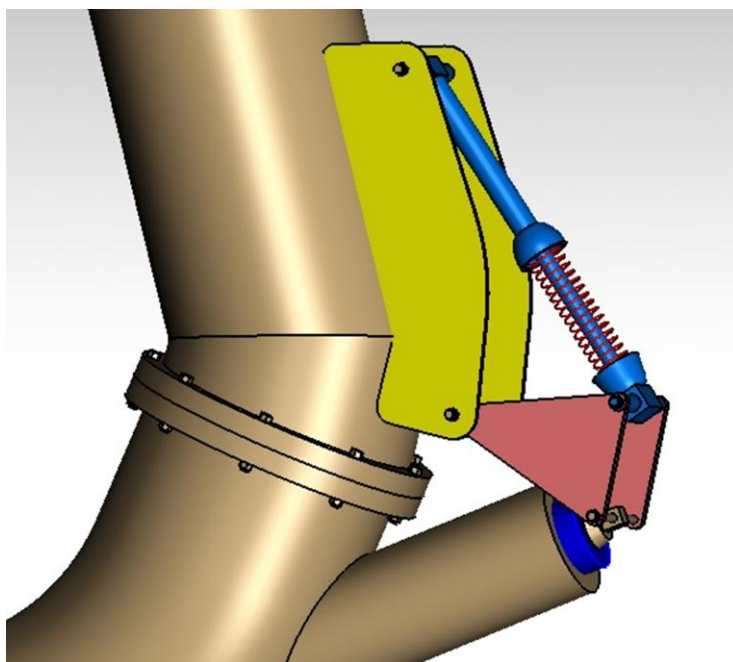
Multiview комплетне Пелтонове турбине



Пелтонова турбина са две млазнице



Пресек млазнице



Механизам игле млазнице

5.0 ЗАКЉУЧАК

На основу прегледа литературе и доступних података добијених од фирме *Kragujprojekt*, односно господина Казимира Даријевић, дошао сам до закључка да је примена Пелтонових турбина могућа и пожељна нарочито за микро хидроцентрале. То су централе снага до 10 MW. Њихова предност је у релативно малом улагању, снабдевању енергијом тешко приступачних, планинских предела, чиме имају и велику стратешку вредност. Србија је веома богата водотоцима, нарочито у региону Ужица, Ниша и Крагујевца који су слабо искоришћени. Сходно томе, јасно је да употреба Пелтонове турбине има будућност у Србији.

6.0 ЛИТЕРАТУРА

1. Ј. Перић. Хидраулични мотори и постројења. Знање, Београд, 1952.
2. Бранислав Ђорђевић. Коришћење водних снага, Основе хидроенергетског коришћења вода. Београд, 1981.
3. Ранко Финдрик. Увод у проучавање старих воденица. Сл.29 Аксонометријски пресек кроз воденицу поточару.
4. Fluid mechanics, Tutorial No.84, Water turbines. Fig 6. Pelton wheel, with case removed.
5. <http://www.worldtourismplace.com/grand-coulee-dam-hydroelectric-dams-in-the-united-states/grand-coulee-dam-in-the-united-states/>
6. <http://sierramayhemminingcompany.blogspot.com/2010/10/pelton-wheel-powers-mines.html>
7. Suraj Yadav. Some Aspects of Performance Improvement of Pelton Wheel Turbine with Reengineered Blade and Auxiliary Attachments. International Journal of Scientific & Engineering Research Volume 2, Issue 9, September-2011 1 ISSN 2229-5518.
8. <http://www.radio.cz/en/static/inventors/kaplan-turbine>
9. http://www.eihp.hr/hrvatski/projekti/see_ener-supply/pdf/5_Mahe.pdf
10. <https://nstvanja.wordpress.com/category/7/>
11. <http://www.smnhydropower.com/rs/turbine.html>
12. Драгутин Хорват. Водне турбине, књига 1. Загреб, 1955.
13. <http://grabcad.com/library/pelton-wheel-pelton-shovel-stream-turbine>
14. <http://www.zeco.it/zeco-turbines/pelton-turbine/>
15. http://yueniao.en.alibaba.com/product/904341978200380278/630KW_Pelton_Turbine_Generator.html
16. <http://www.inforse.org/europe/dieret/Hydro/hydro.html>
17. <http://www.chenghsiung.com/>
18. <http://www.ivt.ntnu.no/ept/fag/tep4195/innhold/Forelesninger/forelesninger%20006/5%20-%20Pelton%20Turbine.pdf>
19. <http://www.tecnologia.org/principal/?p=4691>
20. <http://www.cerpch.unifei.edu.br/pelton.php>

ПРИЛОГ 1