

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Дипломске академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Аутоматски погони и трансмисије

Број индекса: 11/2004

Данка М. Савић

Примена, конструкција и прорачун

муљних пумпи

дипломски рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. др. Вања Шуштершич - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог дипломског рада кандидат треба да опише принцип рада муљних пумпи, да преглед примене у пракси, изврши прорачун и прикаже конструкцију одговарајуће муљне пумпе.

Препоручена литература:

- [1] Бабић, М., Миловановић, Д., Јовичић, Н. (1991): *"Методе прорачуна брзоходних центрифугалних турбопумпи са повећаним антикавитацијским својствима"*, Зборник радова, Машински факултет, Крагујевац.
- [2] Бабић, З., Стојковић, С. (1997): *Основе турбомашина*, Научна књига, Београд.
- [3] Крсмановић, Љ. Гајић, А. (2005): *Турбомашине – теоријске основе*, Машински факултет, Београд.

Крагујевац, 2016.

др Вања Шуштершич, ванр. проф.

Резиме

Основни циљ овог рада је да се укаже на значај муљних пумпи и њихов широк спектар примене. Посебна пажња је посвећена параметрима и карактеристикама центрифугалних пумпи у чију групу спадају муљне пумпе, као што су проток, потисна висина, снага пумпе, степен корисности и др. Теоријски су обрађени и проблеми са којима се сусрећемо у току рада пумпе. Приказане су основне карактеристике одређених муљних пумпи које се користе за различите сврхе, а могу се наћи на нашем тржишту. На крају рада урађен је прорачун муљне пумпе која се користи у систему за третман отпадних вода.

Кључне речи: проток, потисна висина, снага пумпе, кавитација, степен корисности

Abstract

The main objective of this work is to highlight the importance of sludge pumps and their wide range of applications. Special attention was paid to the parameters and characteristics of centrifugal pumps in whose group includes sludge pumps, such as flow, pumping pressure, pump power, efficiency and others. Theoretically, was covered the problems encountered during the operation of pump. We show the basic characteristics of certain slurry pumps that are used for different purposes and can be found on our market. At the end of the work was calculated sludge pumps used in the system for the treatment of wastewater.

Keywords: flow, pressure pumping, power pump, cavitation, efficiency

Захвалница

Велику захвалност,на првом месту,дугујем свом ментору проф.др.Вањи Шуштершич која ми је помогла својим саветима при изради овог дипломског рада,и што је имала стрпљења и времена за многа моја питања.

Посебну захвалност исказујем својој породици која је била уз мене свих ових година студирања и пружала ми подршку.

И на крају,највећу заслугу за све што сам постигла,дугујем својој мами која представља моју највећу потпору и без које овај успех не би био могућ.

Велико ХВАЛА свима !

Садржај

1. УВОД	1
2. ОСНОВНЕ ТЕОРИЈСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ПУМПИ	4
2.1. Дефиниција и општа класификација	4
2.2. Конструкција и принцип рада центрифугалних пумпи	6
2.3. Бернулијева једначина пумпних постројења	10
2.4. Специфична брзина пумпе.....	14
2.5. Ефикасност и појединачни губици пумпи	16
2.6. Кавитација центрифугалне пумпе.....	17
2.7. Кавитација и нето позитивна усисна висина	21
2.8. Брзина кавитационе ерозије.....	26
3. МУЉНЕ ПУМПЕ.....	29
3.1. Опис и конструкција муљне пумпе.....	29
3.2. Радна кола муљних пумпи	31
3.2.1. Слободан пролаз код раних кола	31
3.2.2. Типови радних кола.....	33
3.2.3. Радна кола канализационих пумпи	35
3.2.4. Радна кола потапајућих пумпи	37
3.2.5. Радна кола аксијалних пумпи.....	38
3.2.6. Помоћне лопатице код радних кола.....	39
3.2.7. Зазор на усисном делу пумпе.....	39
3.3. Повезивање муљних пумпи	40
3.4. Отпорност на корозију и хабање.....	43
3.4.1. Отпорност на корозију.....	43
3.4.2. Отпорност на хабање.....	44
3.5. Крива ефикасности муљне пумпе	45
3.6. Губици у цевоводима	46
3.6.1. Губици услед трења	46
3.6.1.1. Губитак услед трења у цевима различитих попречних пресека	47

3.6.2. Локални губици	48
3.7. Економичност пумпних станица	49
3.8. Карактеристике рада пумпних станица	51
3.9. Одређивање радне тачке пумпе	53
3.9.1. Рад са једном пумпом	53
3.9.2. Паралелни рад идентичних пумпи	54
3.9.3. Паралелни рад различитих пумпи	55
3.9.4. Стварна радна тачка	55
3.9.5. Одређивање радне тачке за паралелни рад пумпних станица	56
3.10. Пумпне станице	58
3.10.1. Запремина и површина подземне јаме	58
3.10.2. Доводна цев пумпне станице	60
3.10.3. Облик пода	61
3.10.4. Висина течности за рад пумпе	61
3.11. Конструктивна решења муљних пумпи	62
4. ПРОРАЧУН МУЉНЕ ПУМПЕ У ПОСТРОЈЕЊУ ЗА ТРЕТМАН ОТПАДНИХ ВОДА .	70
5. ЗАКЉУЧАК	97
ЛИТЕРАТУРА	99

1. УВОД

Не зна се колико је старо човечанство. Сигурно је једино да су многе ствари из прошлости још увек велика енигма. Историја људске цивилизације, задивљујуће је пуна разних чуда, тако да нам се понекад, потпуно оправдано, може учити да је ниво сазнања наших предака од пре неколико хиљада година био, можда исти, ако не и већи од нашег знања. Тако су, на пример, у многим земљама пронађени тајанствени предмети, чије се порекло и намена не могу објаснити. Бројни су разлози који иду у прилог претпоставци, да су старе културе изузетно добро познавале не само науку, већ и метафизику, а то је знање током времена изгубљено, па је данас веома тешко аргументовано говорити о евентуалним високим техничким достигнућима старих цивилизација. Чести ратови, неминовно су доводили до уништења материјалних остатака разних култура и цивилизација. Библиотеке су гореле на свим континентима. Биле су увек прве на удару освајача, а древна знања чувана столећима заувек изгубљена [3].

О технолошким достигнућима старих народа није лако судити, будући да су многи предмети и списи уништени, па тако се ни о пумпи засигурно не може говорити где је настала и који народи су је први користили. Али, оно што је по предању врло релевантно јесте да су пумпе и пре него што су конструисане у Античкој Грчкој биле коришћење у Старом Египту и Месопотамији, а врло је могуће и у Кини. Иако је древна кинеска цивилизација била развијена, подаци о коришћењу уређаја налик на пумпу датирају из првог века нове ере, где се у Кини почела производити тзв. кинеска ланчана пумпа. Међутим, то је био уређај у облику елеватора, који је могао да задржава воду, земљу или песак, а да током окретања изручи дати материјал на жељеном месту.

Засигурно је једно да је пумпа један од најраспрострањенијих уређаја на свету, а да ли је и најстарији веома је тешко аргументовано говорити. Обично пумпе служе да транспортују флуиде (течности или гасове) кроз цеви уз помоћ покретног клипа или ротора, тј. уз помоћ усисавања или промене притиска. Једна од најчешћих примена пумпе јесте да црпи воду из земље, из реке или из језера за наводњавање житарица. По легенди, први уређај се појавио у Египту, око 1250. године пре нове ере, и служио је за наводњавање, а која се још увек користи у неким регионима. Уређај се састојао од стуба са кантом на једном крају и имао је противтежу – с друге стране. Стуб се ослања на осу бунара, а противтежом може да се спустити кофа у бунар, одакле се црпи вода за наводњавање. Још један древни уређај за подизање воде био је велики точак који је фиксиран на оба краја, али који се могао покретати, тако да током ротације захвата воду из потока.

Античка Грчка и стари Рим, иако су две различите државе, више од тога, два различита света које су еволуирале и живели заједно након освајања Александра Великог на крају четвртог века пре нове ере, постали су међусобно умрежени. У том периоду настаје масовни скок техничке креативности, а следећа три века била су у духу проналазака, иако многи проналасци нису били реализовани током претходних 30. векова. Баш као што је случај са двадесетим веком. Средином трећег века пре нове ере, грчки филозоф Архимед, развио је техничку идеју у својим списима, посебно њему припада част проналаска равнотеже полуге, која је између осталог обележила почетак теоријске механике. Такође, развио је теорију блокова, ременица и завртња за подизање тешких предмета, посебно је објаснио питање везано за расподелу терета између носача, као и методу за одређивање тежишта терета. На основу својих теорија, и научно техничког развоја дао је многе изуме коју су од великог практичног значаја за изградњу.

Архимед се сматра проналазачем пумпе. Најоригиналнији древни уређај за подизање воде је био Архимедов завртањ. Иако су тврдње да га је измислио грчки филозоф Архимед, који је живео у трећем веку пре нове ере, овај механизам се вероватно користио чак и раније у Египту и Месопотамији. Он се састојао од великог дрвеног цилиндра причвршћеног завртњем који може да се ротира уз помоћ људи или животиња. Уређај је постављен на нагибу тако да је његов доњи крај уроњен у воду. Током ротације завртња захваћена вода се испумпава. Многи још увек користе пумпе које раде на принципу реципротитета, односно наизменичног кретања воде и механизма за подизање воде. Први од познатих пумпи овог типа је коришћен у Римском царству у 1. в. п. н. е.

Поштоваоци Архимеда, двојица научника Ктесибијусу из Александрије и Филон из Рима, наставили су на усавршавању изума, те су у својим књигама описали парну машину која је функционисала на принципу притиска млазом, моторну пумпу, итд., што указује на постојање науке која је била готово невероватна за оно време. Ктесиби и Филон побољшали су изум заменом еластичних конопаца са компримованим ваздухом. Међутим, њихов пројекат није спроведен, али је изум био успешан. Тако, на пример, Ктесиби је осмислио и израдио клипну пумпу која је била коришћена за снабдевање водом. Бриљантна достигнућа у механици Ктесиби и Филон су наставили, а у многим аспектима и премашили Херона (150-250. године пре нове ере), који је предавао у Александрији и написао теорију у два дела за пнеуматике.

Успон у развоју клипне пумпе забележен је крајем 18. века, када је почео да се примењује и користи погон парне машине. Идеја за коришћење центрифугалне силе за кретање течности дошла је у 15. веку, а нешто касније почетком 17. века, један француски инжењер, израдио је јединствену центрифугалну пумпу за снабдевање водом.

Одсуство погонског мотора ометао је развој хидрауличних машина. Због тога, скоро 2000 године касније у техници једва се нешто променило. Само кроз поделу рада и развој производње, између 16. и 18. века створили су се услови за широку употребу парних машина. Ови услови довели су до појаве хидрауличних машина. Па тако 1588. године, француски инжењер је у својој књизи описао четири врсте ротационих пумпи. Иако је француски физичар још у 17. веку израдио јединствену центрифугалну пумпу за снабдевање водом, услед немогућства остваривања великих снага и брзина мотора, ротационе и центрифугалне пумпе су се показале неделотворним. За процес стварања центрифугалних пумпи заинтересовало се много научника. Један по један, они су своје креације пројектовали, али није успело. Упркос различитим варијантама, ниједно од понуђених решења није могло бити понуђено нормалној употреби – у ствари заједнички погледи на инжењерство и технологију производње у то време, били су далеко од савршеног.

Први покушај да се направи пумпа за испумпавање воде уродио је плодом енглеском научнику Томасу Северу, који је 1698. године конструисао пумпу на парни погон. Међутим, иако је сам конструктор тврдио да његова пумпа подиже воду до чак 24 метара висине, она је на крају била ограничено коришћена, пре свега због недостатка, односно слабих конструкција судова под притиском, па су се на неких 6-7 метара висине дешавале експлозије. За почетак развоја модерних пумпи сматра се проналазак парне машине. Захваљујући релативно једноставном транспорту и доступности енергије, пумпе су постале широко примењиване на различитим местима [2].

Са развојем парних мотора и општег технолошког напретка у инжењерству је уско повезано и побољшање дизајна клипних пумпи, појава и побољшање хидрауличних машина. До почетка 18. века, клипне пумпе су се ретко користиле. Међутим, због повећане потражње за водом, нарочито након појаве парне машине, постепено је почела замена клипних пумпи са машинама за пумпање воде. Услови за њихову примену постали су све разноврснији и реалнији, упоредо са тим почео и развој ротационих пумпи и разних других уређаја за транспорт флуида. Тако, историјски гледано, постојала су три главна подручја њиховог развоја: *стварање клипне пумпе, стварање ротационе пумпе и, најзад, стварање хидрауличних пумпи.*

Теоријска разматрања и прорачун радних муљних пумпи, заснива се на познатим законима из механике флуида. Уобичајено се при томе претпоставља да кроз турбопумпу струји нестишљив и невискозни флуид, константне густине и да је струјање независно од времена. Наиме, основна подела пумпи је на запреминске и динамичке. Даље, динамичке пумпе се могу поделити на хидродинамичке и турбомашине. У турбомашине припадају и центрифугалне пумпе, односно муљне пумпе, које су између осталог предмет разматрања овог рада.

2. ОСНОВНЕ ТЕОРИЈСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ПУМПИ

Хидрауличним машинама називају се машине у којима се врши размена енергије између радног флуида, који пролази кроз машину и њених покретних делова. Хидрауличним машинама називају се машине које раде са нестишљивом флуидом – водом, док машине које раде са паром или гасом називају се топлотне машине. Хидрауличне машине које примају енергију од течности које кроз њих струји називају се моторне хидрауличне машине и то су водене турбине. Хидрауличне машине које предају енергију течности која кроз њих струји су радне хидрауличне машине и то су пумпе. Постоје и комбиноване хидрауличне машине са елементима моторне и радне хидрауличне машине, то су хидропреносници снага и реверзибилне хидрауличне машине које могу да раде као пумпе. Овде ће се подробније говорити о радним хидрауличним машинама, односно о пумпама.

2.1. Дефиниција и општа класификација

Пумпе су механички уређаји (машине) помоћу којих се течност транспортује на неку висину или у подручје већег притиска. Пумпе се данас употребљавају у различите сврхе, а можемо их поделити према различитим критеријумима. Међутим, најчешћа подела пумпи темељи се на принципу према којем се рад неке пумпе претвара у енергију течности. У том случају, пумпе се деле у три групе: динамичке, запреминске и струјне пумпе [1].

У групу динамичких пумпи спадају оне пумпе код којих механизам претварања енергије почива на неком хидродинамичком закону. Даља подела ових пумпи је на турбопумпе и пумпе које раде на принципу посебних учинака. Код турбопумпи претежно претварање енергије се одвија по закону о промени количине кретања. Механизам претварања енергије осталих пумпи почива на неком другом хидродинамичком закону.

Принцип рада динамичких пумпи заснива се на преносу течности која се темељи на деловању силе која на течност делује у простору који је непрекидно повезан с улазним и излазним цевоводима пумпе. За разлику од динамичких, у запреминским пумпама пренос течности заснива се на периодичним променама запремине простора који течност заузима у пумпи.

Кућиште динамичких пумпи непрекидно је испуњено течношћу због чега она из улазног ценовода непрекидно улази у кућиште пумпи која јој предаје енергију. Након кућишта пумпе, течност даље одлази у ценовод под притиском. Динамичке пумпе се према начину деловања могу разврстати у две велике групе. У прву групу спадају турбопумпе, а у другу групу су пумпе које раде на принципу посебних хидродинамичких учинака.

Под турбопумпама, начелно подразумевамо све пумпе које у свом раду флуиду предају енергију. Уобичајено и врло често назив за турбопумпе је центрифугална пумпа. То је тачно за пумпе које у свом кућишту имају уграђене радијалне (центрифугалне) роторе. Међутим, назив центрифугална пумпа није потпуно адекватан за све турбопумпе управо због тога што се у кућишту пумпе могу уградити и аксијално изведена радна кола. С обзиром на конструкцијске карактеристике радна кола турбопумпе могу бити радијална, дијагонална и аксијална. Уколико бисмо сагледали употребу турбопумпи, могло би се рећи да турбопумпе с радијалним радним колима ипак имају највећу примену. Да би турбопумпа предала енергију течности потребно јој је осигурати одређену спољашњу енергију као погонску енергију пумпе. Због тога пумпе за свој погон користе погонске моторе. Као погонски мотори турбопумпи углавном се употребљавају мотори с унутрашњим сагоревањем или електромотори.

У групи запреминских пумпи спадају оне пумпе код којих се повећање притиска флуида постиже променом запремина радног простора. Ове се пак, деле на две велике подгрупе, и то: повратно транслаторне пумпе и роторне пумпе. Основне карактеристике које чине разлику између ових пумпи је у томе да повратно транслаторне пумпе захтевају вентиле или разводнике, а роторне пумпе не захтевају ни вентил ни разводнике да би оствариле ефекат пумпања. У запреминске пумпе спадају: клипне пумпе – простог, двоструког и диференцијалног дејства, ротационе пумпе – вијчане, зупчaste и крилне, мембранске пуме, итд.

Запреминске радне машине раде на тзв. запреминском принципу који се карактерише тиме да радни флуид кроз машину струји периодично. Флуид се преноси помоћу једног елемената – клипа, који се праволинијски креће час у једном, час у другом правцу, или помоћу елемената који изводе обртно кретање (клип, ротор, зупчаници, итд). Преношење флуида врши се са променљивом брзином, због чега је струјање на излазу из машине са пулсацијама.

Принцип рада *струјних хидрауличних машина* заснива се на принципу да се за транспорт радног флуида користи кинетичка енергија другог флуида. Овакве машине познате су под именом ињектори, водострујне пумпе и др.

Постоје још неки хидраулични уређаји за транспорт течности, који раде на принципу који се разликује од побројаних, као на пример, хидрауличне пумпе на водени удар, и др. *Турбопумпе* транспортују течност која је практично нестишљиве природе. Због овога се турбопумпе посматрају као турбомашине које раде на нестишљивим флуидом.

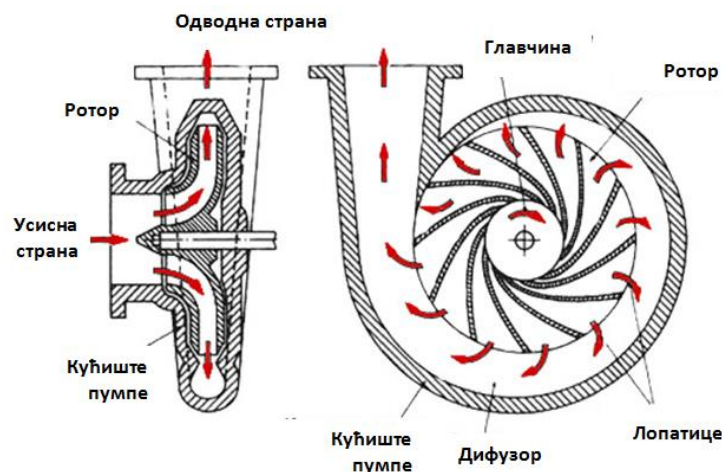


Слика 1. Подела хидрауличних машина [1]

2.2. Конструкција и принцип рада центрифугалних пумпи

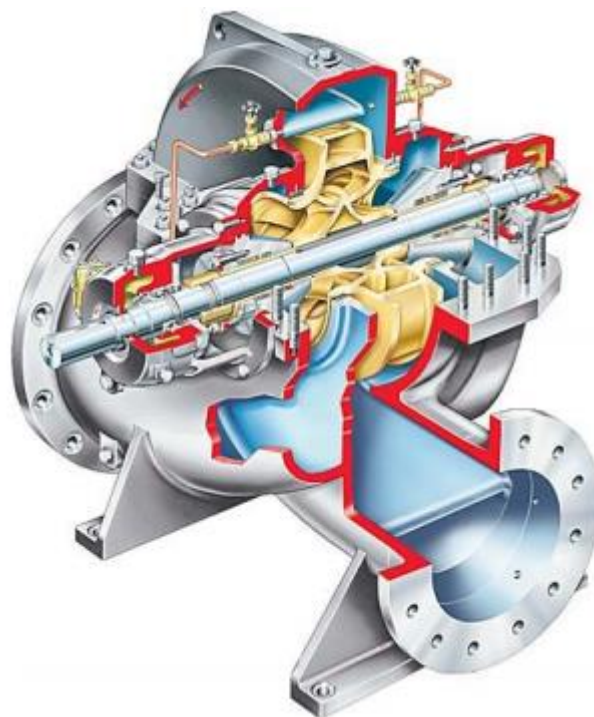
У зависности од смера струјања течности у радном колу, пумпе се деле на *центрифугалне*, *завојне* и *осне пумпе*. У даљем тексту обрадиће се само центрифугалне пумпе, а пре свега принцип рада и конструкцијске карактеристике. Центрифугалне пумпе су један од најчешћих врста динамичких хидрауличних машина, које имају широку примену: у водоводним системима, у канализационим системима, у топланама, у хемијској индустрији, у нуклеарној индустрији, итд.

У свом најједноставнијем облику, центрифугална пумпа се састоји од радног тела, кућишта, одводног дифузора, усисног диска. На слици 2, приказана је шематски центрифугална пумпа.



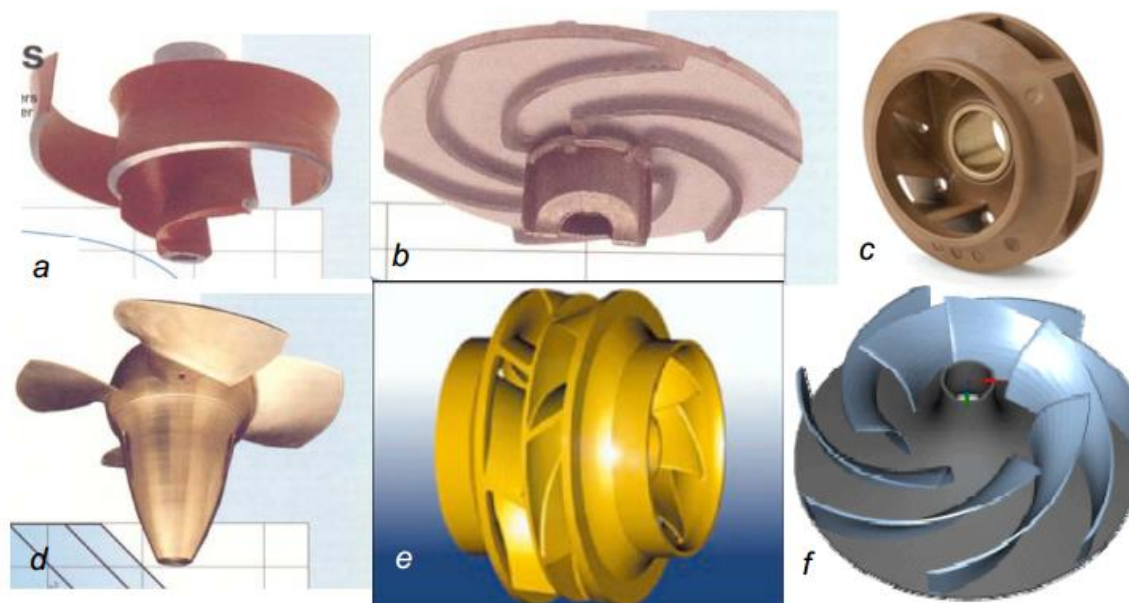
Слика 2. Шематски приказ центрифугалне пумпе спиралног облика [1]

Основни радни елемент центрифугалне пумпе је *радно коло*. Радно коло састоји се од задњег и предњег диска. Ако радно коло нема предњи диск онда је то отворено радно коло. Отворено радно коло састоји се само од лопатица спојених на централном делу. Лопатице се окрећу и обављају рад у простору кућишта. Основни недостатак отворених радних кола је чврстоћа, тако да се првенствено препоручује за коришћење код малих пумпи. Код других лопатица се додају ојачања, која чине радно коло стабилним. Отворено радно коло је посебно погодно за рад муљних пумпи, првенствено што овај тип пумпи ради са нестишљивим флуидима.



Слика 3. Центрифугална пумпа са двоулазним радним колом [1]

Између диска налази се низ лопатица. Лопатице са поклопцем образују низ међулопатичних закривљених канала кроз које струји радни флуид. Међулопатични канали су осносиметрично распоређени. Радно коло је постављено на вратило које је преко спојнице повезано са погонским мотором. С обзиром на струјање у радном колу, турбопумпе могу бити центрифугалне (слика 4-а), дијагоналне (слика 4-б) и аксијалне (слика 4-в).



Слика 4. Облици радног кола центрифугалних пумпи [1]: а) једноулазно отворено, б) полузатворено, в) затворено, г) аксијално е) двоулазно дијагонално ф) дијагонално

Затворено радно коло је најчешћи тип и користи се готово у свим пумпама за рад са стишљивим флуидима. Главчина и диск потпуно покривају међулопатични простор од улаза до излаза, тиме се смањује губитак који се јавља код отворених и полуотворених типова радног кола.

Радно коло је смештено у кућишту које може имати облик спирале, па се назива и спирално кућиште, или краће спирала. Излазни део спирале наставља се у излазни – одводни дифузор са којим се пумпа повезује са потисним – одводним цевоводом. С друге стране, на спирали се поставља усисни диск, помоћу којег се течност доводи из усисног резервоара преко усисног цевовода до радног кола пумпе. При обртању радног кола пумпе између лопатица радног кола и радне течности долази до њиховог узајамног деловања. Радна течност под деловањем лопатице радног кола прима од њега енергију и премешта се под дејством центрифугалне силе од улаза ка излазу, јер му се повећава струјна енергија – притисна и кинетичка.

У области радног кола делићи течности крећу се по осним ротационим површинама од осе радног кола ка периферији. По изласку из радног кола течност улази у спиралу чији је задатак да сакупи сву течност која излази из радног кола и да је усмери ка потрошачу.

Други задатак спирале је да изврши трансформацију кинетичке енергије коју течност носи собом по изласку из радног кола у притисну енергију. Процес трансформације наставља се даље у одводном дифузору. При улазу течности у пумпу долази до смањења притиска. Под дејством атмосферског притиска ако се течност црпи из отвореног резервоара, иста долази у пумпу и заузима место течности која је доспела у радно коло, односно, процес тече континуирано.

Најчешћи извори погона за центрифугалну пумпу је електромотор. Погонски мотор пумпе прикључен је непосредно или посредно преко редуктора на вратило радног кола пумпе. Снага погонског мотора износи од неколико десетина киловата за мале, до 75kW за највеће пумпе.

Радни простор турбопумпи увек је испуњен течношћу. Због тога се енергија коју развија пумпа, течности предаје у кућишту пумпе. Кућиште центрифугалне пумпе повезано је са улазним и излазним цевоводом пумпног постројења. Облик канала унутар кућишта центрифугалне пумпе могу бити такви да доприносе променама притиска и брзине струјања течности кроз пумпу.

Када говоримо о центрифугалним турбопумпама, кућиште пумпе може бити спирално или дифузионо са уграђеним статорским лопатицама. Пренос енергије помоћу турбопумпе с радијалним радним колом заснива се на појави центрифугалних сила у лопатици радијалног кола пумпе. Облик укупне енергије течности на излазу пумпе зависи од услова рада.

Наиме, објективно гледајући за користан рад пумпног постројења на излазу пумпе потребно је осигурати одређене облике, како кинетичке, тако и потенцијалне енергије течности. Супротно томе, уколико се укупна енергија течности на излазу пумпе јавља искључиво у облику потенцијалне енергије, то може бити изузетно штетно за рад пумпе.

Уколико би, међутим, укупна енергије течности у неком пумпном постројењу на њеном излазу највећим делом била у облику кинетичке енергије, а врло малим делом у облику потенцијалне енергије, такав режим рада не би био штетан за рад пумпе.

У том случају, био би погодан само за одређене специфичне потребе и услове рада пумпе и то у случају потребе великих запреминских протока. Да би радни делови турбопумпе, тј. лопатице ротора и дифузори кућишта пумпе, непрекидно повећавали енергију течности осовина пумпе мора од погонског система који стално покреће пумпу примити енергију. Дакле, погонска снага пумпе је снага која се од погонског постројења пумпе преноси директно на пумпу.

С обзиром на врсту погонског постројења који покреће пумпу, снага се са осовине вратила погонског мотора са унутрашњим сагоревањем, или са осовине електромотора, преноси на осовину пумпе. За погон центрифугалне пумпе највише се употребљавају електромотори, и то једнофазни асинхрони, у случају када је за погон потребна снага до 1 kW, а трофазни асинхрони мотори за веће снаге. У последње време се све више примењују и истосмерни електромотори. Међутим, са становишта анализе динамике флуида много важнија је корисна снага, то је она снага коју центрифугална пумпа у пумпном постројењу предаје течности. Погонска снага пумпе је механичка снага и она је за одређени износ губитака увек већа од корисне снаге пумпе.

Све пумпе имају своје параметре који карактеришу основне особености рада и обима примене пумпе. Основни параметри и карактеристике пумпе, описани у стручној литератури су: користан проток, потисна висина, снага пумпе и степен корисности пумпе. Поред побројаних параметара карактеристични су још и други параметри, као, на пример, брзина обртања или број обртаја, итд.

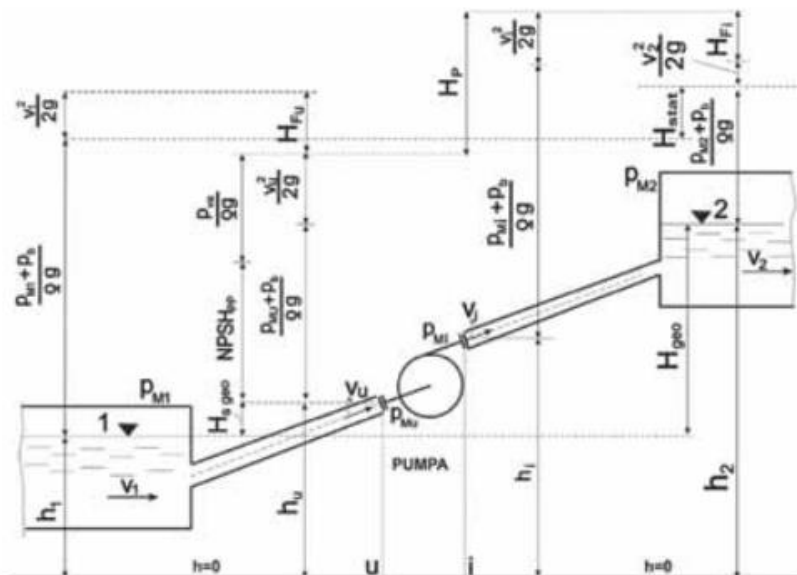
2.3. Бернулијева једначина пумпних постројења

Пумпу можемо посматрати у склопу неког пумпног постројења; течност се усисава из улазног резервоара, пролази кроз усисни цевовод и улази у пумпу. Пумпа повећава укупну механичку енергију течности која одлази из пумпе у цевовод под притиском и пролазећи кроз излазни резервоар напушта пумпно постројење.

Уопштено посматрано пумпно постројење, из неког резервоара (А) кроз улазни цевовод (1) транспортује течност до пумпе, пролази кроз пумпу, одлази према излазу пумпе (2) и даље пролази излазним цевоводом пумпног постројења у други резервоар (Б) или пак, у атмосферу. Зависно од услова рада пумпног постројења, енергија притиска течности на улазу пумпе може бити позитивна или негативна. Проласком течности кроз пумпу у кућиште пумпе, повећава се укупна механичка енергија течности. Дакле, пролазећи пумпом специфична енергија течности биће повећана.

Та промена специфичне енергије течности при пролазу кроз пумпно постројење описује Бернулијева једначина. Бернулијева једначина се заправо заснива на закону о очувању енергије који се између осталог може применити и у механици флуида. Посматрајући тако било коју тачку цевовода пумпног постројења, Бернулијева једначина указује да је сума свих енергија увек иста.

Укупна енергија течности пумпног постројења садржана је кроз њену кинетичку, потенцијалну и енергију притиска. С обзиром на то да постоје те три енергије течности, Бернулијева једначина може се исказати на три различита начина.



Слика 5. Пумпно постројење[1]

Посматрајући тако укупну енергију течности у неком пумпном постројењу између две тачке (1) и (2), један од могућих облика модификације Бернулијеве једначине може се изразити помоћу следећег израза:

$$\frac{p_{M1} + p_b}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot h_1 + Y_p = \frac{p_{M2} + p_b}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2 + Y_F \dots \dots \dots (1)$$

У овом изразу p_M представља манометарски притисак течности, ρ - густина течности, g – гравитациона сила теже, v – брзину струјања течности, h – висина течности, Y_p – специфична енергија пумпе, а Y_F – збир специфичних губитака (губици због струјања течности кроз цевовод од тачке (1) до тачке (2) (слика 5).

Сваки члан овог израза представља специфичну енергију, односно енергију по јединици масе течности, или снагу по јединици масеног протока. Специфична енергија пумпе (Y_p) представља повећање специфичне енергије течности при проласку кроз пумпу, и то од излаза (Y_I) до улаза у пумпу (Y_U). Специфичну енергију пумпе можемо изразити помоћу следећег израза:

$$Y_p = Y_I - Y_U = \left(\frac{p_{M1} + p_b}{\rho_I} + \frac{v_I^2}{2} + g \cdot h_I \right) - \left(\frac{p_{M2} + p_b}{\rho_U} + \frac{v_U^2}{2} + g \cdot h_U \right) \dots \dots \dots (2)$$

Будући да се течност сматра нестишљивим флуидом, густина течности једнака је у било којој тачки цевовода. Из тога произилази да је вредност густине течности у пумпном постројењу са становишта различитих мерних тачака иста, односно $\rho = \rho_2 = \rho_1$.

Други облик модификоване Бернулијеве једначине између тачке (1) и тачке (2) може се изразити тако да специфичну енергију течности пумпног постројења искажемо помоћу карактера

висине. У том облику Бернулијева једначине сваки члан једначине представља енергију по јединици тежине течности или снагу по јединици тежинског протока. Бернулијева једначина изражена на такав начин има следећи облик:

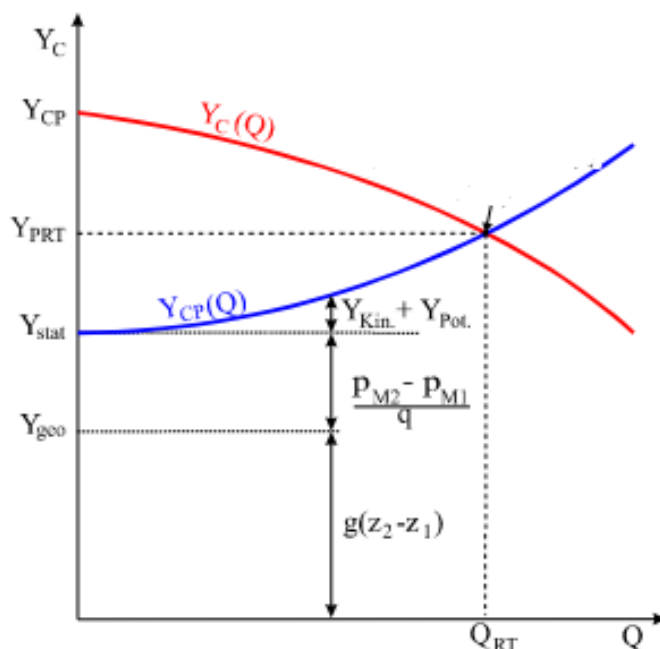
$$\frac{p_{M1} + p_b}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 + H_p = \frac{p_{M2} + p_b}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 + H_F \dots \dots \dots (3)$$

У овом изразу H_p представља висину на којој је пумпа постављена, H_F представља висину губитака. Символи Y за специфичну енергију и H за висину енергије прописани су међународним стандардима: ISO, DIN, BS. Висина енергије пумпе једна је од карактеристика пумпи које су важне за одређивање радне тачке пумпе. У пракси се много чешће говори о висини енергије пумпе него о њеној специфичној енергији. Разлог томе је што се висина пумпе може једноставно исчитати из мерних уређаја пумпе, узевши у обзир да се енергија притиска течности може поистоветити с њеном потенцијалном енергијом.

Ово посебно долази до изражаја током посматрања услова рада пумпе у пумпном постројењу, анализирање нпр. радне тачке пумпе, а такође и током њеног периодичног испитивања. Трећи могући модификовани облик Бернулијева једначине је такав да специфичну енергију пумпног постројења прикаже помоћу притиска. У овом случају сваки члан Бернулијева једначине представља енергију по јединици запремине.

Свака пумпа посматрана у пумпном постројењу током свог рада остварује одређене излазне карактеристике односно има специфичну енергију пумпе (Y_p) као функцију запреминског протока течности (Q); $Y_C = Y_C(Q)$.

Исто тако, свако пумпно постројење има своју карактеристику захтеване специфичне енергије пумпног постројења (Y_{CP}) као функцију истог запреминског протока (Q) којим течност протиче; $Y_{CP}(Q) = Y_{stat} + Y_{geo}(Q) + Y_F(Q)$. То значи да при раду пумпе у пумпном постројењу постоји радна тачка у којој су специфичан енергија и запремински проток пумпе и пумпног постројења исти.



Слика 6. Радна тачка пумпе [1]

Тачка где се криве пумпе и криве пумпног постројења секу представља радни положај тачке пумпе у дијаграму на слици 6. Изједначавањем специфичних енергија пумпе и пумпног постројења добијамо израз:

$$Y_p = Y_{CP}(Q) = Y_{stat} + Y_{geo}(Q) + Y_F(Q) \dots \dots \dots (4)$$

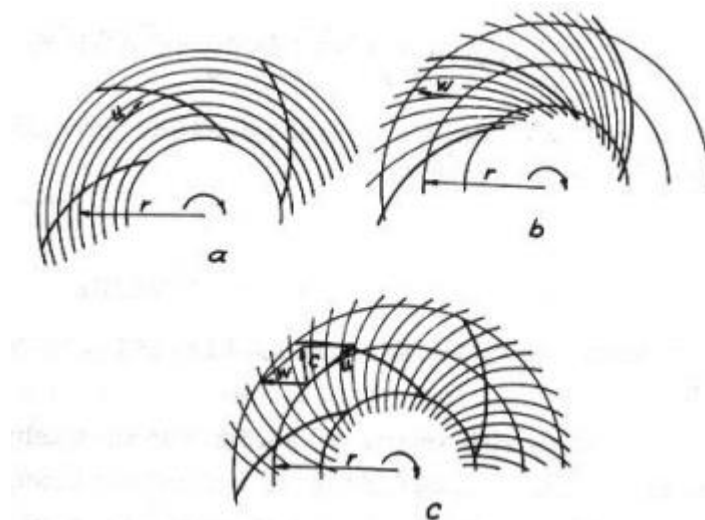
Познато је да у зависности од услова рада пумпног постројења, енергија течности на улазу пумпе може бити исказана стањем подпритиска. Ти притисци течности су манометарски притисци и они показују за колико је стварни притисак течности у тој тачки пумпног постројења различит од барометарског притиска. Улазни манометарски притисци течности читавају се на мерном уређају пумпе. Код центрифугалне пумпе, без обзира на стање течности на улазу пумпе, укупна механичка енергија течности пролазећи кроз пумпу сразмерно се повећава.

За трајни рад пумпе потребно је на уписној страни осигурати одређену специфичну енергију која ће одржавати радни флуид у течној фази и спречити штетни утицај кавитације на радну карактеристику пумпе и на њене механичке делове. Та енергија течности одржаваће радни флуид потпуно у течном стању, што може допринети спречавању појаве кавитације у кућишту пумпе.

2.4. Специфична брзина пумпе

Радно тело је основни радни елемент сваке турбопумпе, било моторне или радне, и оно је посредник у трансформацији механичког рада у струјну енергију код редних турбопумпи. Добијена енергија од радног кола преноси се на флуид, а што се манифестује повећањем напора (притиска) и брзина (кинетичка енергија) флуида, а тиме се обезбеђује и проток кроз турбопумпе. Радно коло много утиче на степен корисности и кавитацију турбопумпе.

Посматра се радно коло центрифугалне пумпе, које се окреће око своје осе са одређеном угаоном брзином, ω . Апсолутна брзина струјања, c , у радном колу посматра се као резултанта промене брзине, v , и релативне брзине струјања течности кроз радно коло, w . Струјне линије преносног кретања представљају се концентричним круговима, а преносна брзина представља тангенту на делић течности. Струјне линије релативног струјања представљају се по дужини између лопатица, а одређене су обликом лопатице радног кола. Релативна брзина делића течности је вектор који тангира струјну линију релативног струјања у посматраној тачки.



Слика 7. Одређивање брзине струјања пумпе [2]

Брзина апсолутног струјања је векторски збир преносне брзине и релативне брзине струјања:

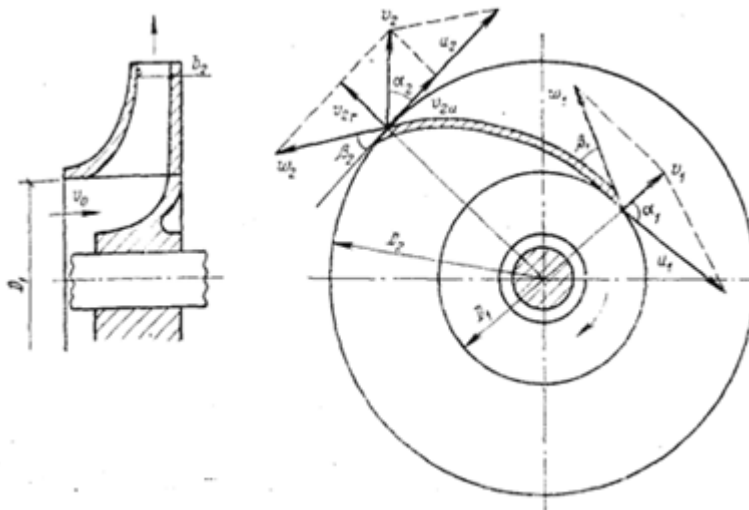
$$\vec{c} = \vec{v} + \vec{w} \dots\dots\dots (5)$$

Апсолутна брзина струјања је тангента на апсолутно струјање. Да би се постигао висок степен корисности пумпе при оптималном режиму рада, неопходно је да струјање у појединим елементима центрифугалне пумпе буде устаљено: апсолутно струјање у непокретним елементима, а релативно струјање у обртним елементима центрифугалне пумпе.

Апсолутно струјање у радном колу не може да буде устаљено због постојања и узајамног деловања силе између лопатице радног кола и течности на предњој страни која је већа него на задњој страни лопатице. Због разлике ових сила на странама лопатице, а сходно Бернулијевој једначини, релативна брзина биће мања на предњој страни, а већа на задњој страни.

На слици 8, приказано је радно коло центрифугалне пумпе и брзине које карактеришу струјање кроз њега. Све ово је показано у меридијанској и ортогоналној пројекцији радног кола.

Меридијански пресек представља пресек радног кола са равни која пролази кроз осу обртања, при чему су улазне и излазне ивице лопатице радног кола приказане са стварним полупречницима, односно пречницима. Ортогонална пројекција је пројекција радног кола у равни управној на његову осу обртања.



Слика 8. Кинематика раванског струјања у радном колу центрифугалне пумпе [2]

За успешно разматрање струјања узима се да је струјање кроз радно коло центрифугалне пумпе раванско, тј. да су површине у којима леже струјне линије управне на осу обртања. У меридијанској пројекцији струјне линије у области радног кола су праве управно на осу обртања, а вертикалне брзине представљају се у ортогоналној пројекцији у стварној величини.

У пракси, велики број пумпи има радно коло чије лопатице не леже у меридијанској равни него им је површина сложена и леже у простору. Струјање флуида у том случају нема равански карактер, јер зависи од облика лопатице, па како су оне просторног облика, то ће и струјање бити просторног карактера.

Специфична брзина или специфични број обртаја представља најважнији параметар приликом пројектовања и одабира пумпе. Како је већ речено у претходном делу текста, подела пумпи заснива се управо на овом параметару.

Иако постоји више дефиниција специфичне брзине, само једна је дефиниција према којој је специфична брзина истински бездимензиони параметар:

$$w_s = \frac{Q_{opt}^{1/2}}{(g \cdot H_{opt})^{3/4}} \dots\dots\dots (6)$$

Дефиниција специфичне брзине, гласи:

$$n_q = n \frac{Q_{opt}^{1/2}}{(g \cdot H_{opt})^{3/4}} \dots\dots\dots (7)$$

Специфична брзина се може дефинисати као брзина идеалне пумпе геометријски сличне стварној пумпи, која ће у погону с том брзином, остварити запремински проток у јединици времена. За било коју пумпу која ради под било којом брзином ротације, Q и H се узимају у тачки максималне ефикасности. Специфична брзина нема корисни физички значај, али је практична, јер је константа за све сличне пумпе и за исту пумпу не мења се с брзином. Она не зависи од физичких величина и брзине ротације, зависи само од облика, а понекад и од фактора облика.

2.5. Ефикасност и појединачни губици пумпи

Губици су неизбежна појава у било ком реалном процесу, па самим тим јављају се и код пумпи, што доводи до тога да је корисна снага мања од оне које се доводи на вратило пумпе.

Теоријско одређивање губитака је изузетно тешко и непрецизно, међутим, од велике је важности њихово одређивање приликом пројектовања. Најважнији губици који се јављају у пумпама су: хидраулички, запремински, механички и остали губици.

Хидраулички губици су губици који утичу на висину постављања пумпе. Запремински губици су губици који утичу на количину транспорта флуида кроз пумпу. Узроковани су цурењем радног медија кроз разне констукцијске елементе пумпе. Механички губици се јављају у лежајевима и сличним елементима пумпи. Наведени губици утичу у мањој или већој мери на карактеристику пумпе, али и на снагу потребну за погон пумпе.

Хидрауличка ефикасност је резултат хидрауличних губитака унутар пумпе до којих долази, између осталог, због трења између радног медијума и делова пумпе, као и због струјања. Највећи хидраулички губици јављају се на местима где долази до нагле промене у струјању. С обзиром да хидраулички губици утичу на висину постављања пумпе, можемо записати: $H = \eta_h \cdot H_{th}$.

Хидраулична ефикасност изражена преко специфичне енергије може се записати:

$$n_h = \frac{Y_p}{Y_{RK}} = \frac{Y_p}{Y_{PT}} \dots\dots\dots (8)$$

Улазна снага пумпе или снага на вратилу, P_p , је снага коју пумпи предаје погонски систем. Та се снага троши на стварање корисне снаге центрифугалне пумпе, P_Q , и на савлађивање унутрашњих хидрауличних губитака у центрифугалној пумпи, P_{ig} , и механичких губитака, P_m .

Корисна снага пумпе је снага прираста укупне механичке енергије течности од улаза у пумпу, до излаза из пумпе. Одређујемо је изразом:

$$P_Q = \rho Q Y_p = \rho Q \left[\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \dots\dots\dots (9)$$

Проток кроз радно коло, Q_{RK} , је већи од Q за износ Q_L који укључује пропуштање кроз прстенове, и уколико постоји, за износ Q_B који је употребљен у уређају за уравнотежење уздужне силе на радно коло. Проток кроз радно коло описујемо следећим изразом:

$$Q_{RK} = Q + Q_L + Q_B \dots\dots\dots (10)$$

Запреминска ефикасност пумпе може се записати изразом:

$$n_v = \frac{Q}{Q_{RK}} = \frac{Q}{Q + Q_L + Q_B} \dots\dots\dots (11)$$

Механичка ефикасност пумпе, дефинисана је снагом механичких губитака:

$$n_m = \frac{P_p - P_m}{P_p} = 1 - \frac{P_m}{P_p} \dots\dots\dots (12)$$

2.6. Кавитација центрифугалне пумпе

Кавитациона ерозија представља увек актуелан проблем код пумпи чији су елементи, при раду изложени дејству брзог тока течности. Досадашња истраживања показала су да елементи хидрауличних машина у зони дејства кавитације могу бити изложени не само механичком дејству, већ и електрохемијској корозији, као и локалном повишењу температуре.

Отуда материјали за израду елемената хидрауличних машина треба да имају високу пластичност, тврдоћу, чврстоћу, динамичку чврстоћу и корозиону постојаност. Ова својства зависе пре свега од хемијског састава и структуре материјала.

Кавитација представља нестационаран процес стварања, раста и кондензације мехура унутар течности. Почетак настајања кавитације везан је за величину притиска у течности.

Смањењем притиска на критичну вредност, односно када притисак достигне вредност испаравања течности на одређеној температури, долази до појаве стварања мехура и тај тренутак се сматра почетком настајања кавитације.

Смањење притиска течности може бити проузроковано прекомерним падом притиска или локалним убрзањем струје течности. При локалном убрзању течности, брзина струјања расте уз истовремени пад притиска, чиме се стварају услови за настајање кавитације.

Струја течности носи са собом настале мехурове паре. Када дођу у поље повећаног притиска престају услови за опстанак мехурова паре и долази до њихове кондензације. Ако се кондензација завршава близу површине чврстог тела или на њој, долази до појаве разарања материјала и та појава добила је назив кавитациона ерозија. Процес којим се материјал одваја од чврсте површине назива се кавитациона ерозија, а резултујуће оштећење је названо кавитационо оштећење. Кавитациона оштећења су примећена на бродским пропелерима и хидропрофилима; на бранским преливима, вентилима, тунелима и другим хидрауличним структурама, на хидрауличним пумпама и турбинама.

У хидросистемима, велика сужења у пролазу течности проузрокују кавитационо оштећење низводно од пролаза и у вентилима, затварачима, лежиштима и размењивачима топлоте.

Неспособност течности да издрже дејство већих затезних напона доводи до појаве кавитације при знатном смањењу притиска, односно до нарушавања непрекидности средине и образовања празних простора (мехура) испуњених парам и гасовима.

Када се овако створени мехури пренесу струјањем течности у област притиска већег од притиска испарења, они нестају - имплодирају у врло кратком времену.

Мехури који имплодирају унутар течности не представљају опасност јер њихову енергију апсорбује сама течност. Мехури који имплодирају на површини или близу површине чврстог тела изазивају разарање површине материјала.

Пад притиска који доводи до појаве кавитације може бити изазван различитим разлозима у зависности од услова експлоатације и конструктивних својстава проточних елемената. Зависно од начина пада притиска у течности испод притиска паре, разликују се:

- струјна кавитација, код које је притисак пао услед достизања одређене брзине струјања,
- таласна кавитација, код које пад притиска изазива осциловање течности, што проузрокује наизменично смењивање ударних таласа.

На основу теоријских разматрања напони истезања идеалне течности износе до 325 МПа.

Многобројна испитивања воде, из које су одстрањене чврсте честице и гасови, дала су вредности напона истезања 15 до 20 МПа, што је за око 15 пута мање од теоријских вредности.

Ако би обична вода имала наведена својства, без обзира на разлику између теоријских и експерименталних вредности напона истезања, при знатном паду притиска, па чак и до дубоких вакуума, не би било нарушавања непрекидности тј. појаве кавитације. Међутим, реалне течности се разарају, тј. кавитација се појављује већ при притисцима приближно једнаким притисцима испарења који зависе од врсте течности и температуре

Да би се објаснило овакво понашање реалних течности, урађена су многобројна испитивања на основу којих је прихваћено јединствено мишљење о постојању жаришта разарања, која су названа језгра кавитације. Ова језгра кавитације нарушавају непрекидност средине, тј. кавитација се појављује при безначајно малим вредностима напона истезања. Физички модел језгра кавитације може бити представљен у виду мехура у води, нерастворених гасова, чврстих неквашених честица или као неквашене честице у чијим се порама налазе нерастворени гасови.



Слика 9. Типична кавитацијска оштећења ротора центрифугалних пумпи [2]

Теоријски и експериментално је доказано да честице које квасе потпуно или делимично чврсте површине, немају утицаја на напон истезања.

Од једног таквог језгра настаје кавитациони мехур. Величине мехура могу бити веома различите, од једног дела кубног милиметара до неколико десетина кубних милиметара.

При разматрању појаве кавитације не смемо занемарити и природу саме течности, тј. њена физичко - хемијска својства, површинске напоне, вискозитет и температуру. Испитивања утицаја површинских напона и вискозитета течности на појаву и развој кавитације сувише су сложена, а добијени резултати су доста противуречни да би се могли донети неки одређени закључци.

Температура воде показује неједнозначни утицај на појаву кавитације. Са повећањем температуре до око 60°C интензитет кавитације расте и достиже максимум, а затим опада.

Површина тела која је у додиру са течностима има важан утицај на почетак кавитације и њен развој. Од конфигурације и степена храпавости површине зависи турбулентност, лепљење мехура за површину и њихово спирање и нестајање. Површине које су у додиру са течностима треба да буду изведене са што мањом храпавошћу (брушене и полиране).

Кавитација је појава која се одвија у две фазе:

- у првој фази, услед смањења притиска и неспособности течности да издржи високе напоне истезања настају кавитациони мехури; уколико би се процес у тренутку прве фазе зауставио, не би се појавила кавитација, међутим, чим се створе мехури испуњени паром, процес је немогуће зауставити.
- у другој фази, кавитациони мехури настали у претходној фази доспевају у простор са вишим притиском и имплодирају (нестају) у јако малом интервалу времена (μs), а притисак у течности у току имплозије јако расте (последица је нагло повишење притиска у течности).

Последица друге фазе односно имплозије мехура, испољава се кроз оштећења материјала (кавитациона ерозија), тј. само они мехури који имплодирају у близини површине или на самој површини могу да изазову разарање материјала, док енергију имплозије мехура у маси течности апсорбује сама течност. Ток развоја кавитације може се представити у три основне форме:

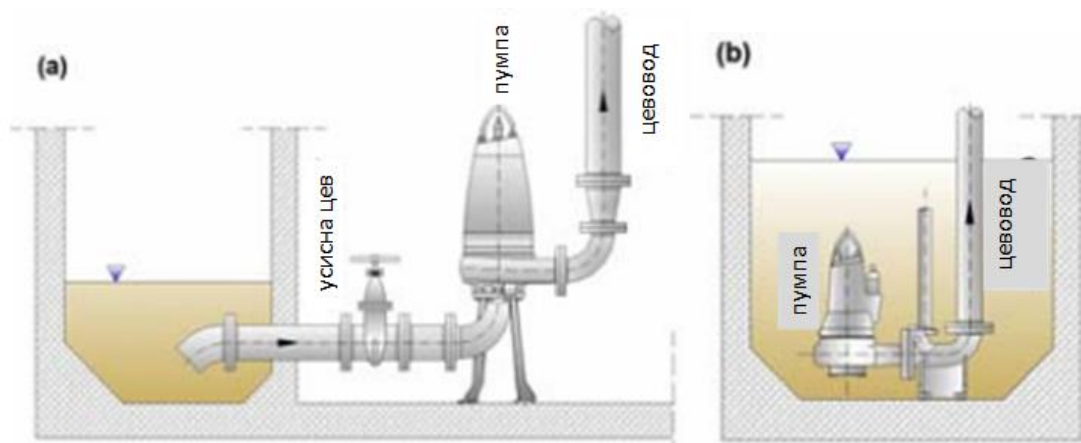
- почетну кавитацију карактерише слаб пораст шума и мала количина насталих мехура који образују нестабилну кавитациону зону. Утицај имплозије мехура на разарање материјала је незнатан. Ова форма незнатно разара материјал.
- потпуно развијену кавитацију карактерише образовање стабилне кавитационе зоне одређене величине на површини опструјаваног материјала. Потпуна кавитација праћена је појавом шума и снажним вибрацијама. Овај облик развоја кавитације је најопаснији јер знатно разара материјал.
- суперкавитацијом се назива стање изазвано стварањем кавитационе зоне која се протеже далеко иза опструјаваних површина. Кавитациони мехури настали на чврстим површинама граничних зидова нестају у струји течности. Оваква кавитација не разара материјал.

Имплозија мехура одвија се у маси течности и нема разарања материјала. Детаљније објашњење феномена кавитације код центрифугалних пумпи врло је захтевно, будући да је потребна анализа физичких, хемијских и термодинамичких процеса у кратком раздобљу на врло малој температури, при високом притиску и при високим фреквенцијама.

Уз само оштећење ротора пумпе, кавитација, између осталог, доводи до смањења капацитета пумпе (Q-H дијаграм).

С обзиром на могућност сувог и мокрог извођења пумпи, феномен кавитације појављује се у пумпама само код инсталираних у сувом, дакле, за случај када вода из пумпе резервора долази у пумпу посредством усисне цеви.

У пумпама које су потопљене нема усисне цеви јер се пумпа уграђена у пумпно постројење. Због тога се код овог типа пумпе не појављује кавитација, све док се радна тачка пумпног система налази у допуштеном делу.

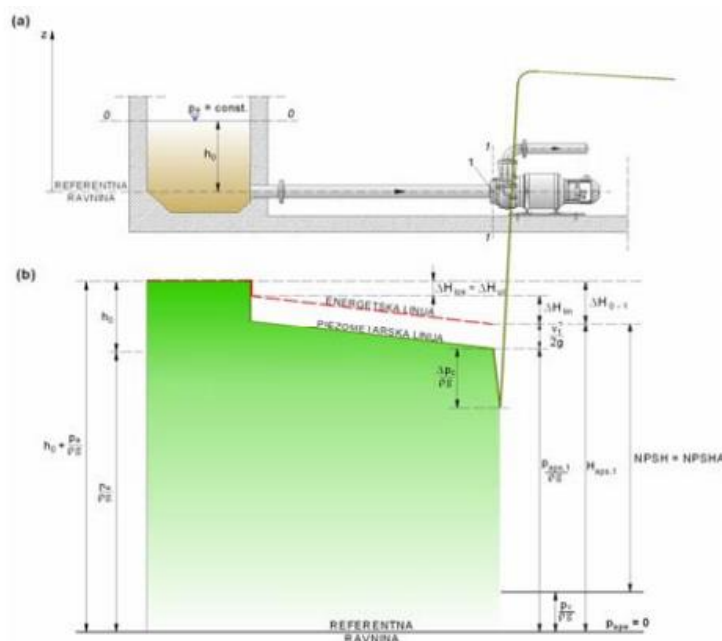


Слика 10. Пумпе према положају електромотора [4]: а) у сувом; б) у влажном

Стога сваку центрифугалну пумпу која није потопљена треба проверити на могућност појаве и развоја кавитације, односно кавитацијске ерозије. За одређивање кавитације потребно је одредити најмањи апсолутни притисак у пумпи, и притисак водених пара при одређеној температури. За нормална рад пумпе, потребно је остварити услов да апсолутни притисак у пумпи буде већи од притиска течности.

2.7. Кавитација и нето позитивна усисна висина

Кавитација је штетна за пумпу и за њене механичке делове. У том случају за пумпу и пумпно постројење дефинишу се *нето-позитивна усисна енергија пумпе* (Y_{uP}) и *нето-позитивна усисна енергија пумпног постројења* (Y_{uPP}). Анализа кавитације код пумпи заснива се на концепцији нето позитивне усисне висине NPSH (*Net Positive Suction Head*). У том случају посматрајмо шему усисног дела пумпе приказано на слици 11.



Слика 11. Компоненте нето позитивне усисне висине, с нивоом воде изнад пумпе [4]: а) шема усисног дела пумпног постројења; б) промена притиска и компоненте нето позитивне усисне висине

Усисна цев пумпе спојена је с отвореним пумпним постројењем на чијој слободној воденој површини влада константан атмосферски притисак. Ниво воде у пумпном постројењу налази се на константној висини, h_0 , изнад референтне површине која се налази на истом нивоу као и улаз у пумпу. Бернулијевом једначином за реалне флуиде за карактеристичне пресеке 0-0 (на слободној воденој површини у пумпном постројењу) и 1-1 (на улазној, тј. усисној страни пумпе), изражено у висинском облику добијамо:

$$z_0 + \frac{p_{aps,0}}{\rho g} + a_0 \frac{v_0^2}{2g} = z_1 + \frac{p_{aps,1}}{\rho g} + a_1 \frac{v_1^2}{2g} + \Delta H_{0-1} \dots \dots \dots (13)$$

У једначини (13), z_1 представља висину положаја посматраног пресека 0-0, p_0 представља апсолутни притисак у посматраном пресеку 0-0, z_1 представља висину положаја посматране тачке 1 у пресеку 1-1, ρ је густина воде, a_0 , a_1 су коефицијенти у посматраним пресецима; p_1 представља апсолутни притисак у посматраној тачки 1, v_0 представља брзину воде у пресеку 0-0, v_1 представља брзину воде у пресеку 1-1, ΔH_{1-1} је хидраулички локални и линијски губици.

Уз супституцију да је $z_0 = h_0$, $p_0 = p_a$, $a_0 = a_1 = 1.0$, $v_0 = 0$, $z_1 = 0$, овај израз поприма следећи облик:

$$h_0 + \frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_{aps,1}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \Delta H_{0-1} \dots \dots \dots (14)$$

Нето позитивна уисна висина, дефинисана је изразом:

$$NPSH = \frac{p_{aps,1}}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \dots\dots\dots (15)$$

Уз супституцију добијамо да је апсолутна вредност укупне енергијске висине у тачки 1:

$$H_{aps,1} = \frac{p_{aps,1}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$$

$$NPSH = H_{aps,1} - \frac{p_v}{\rho g} \dots\dots\dots (16)$$

$$(NPSH)_g = H_{aps,1} g - \frac{p_v}{\rho}$$

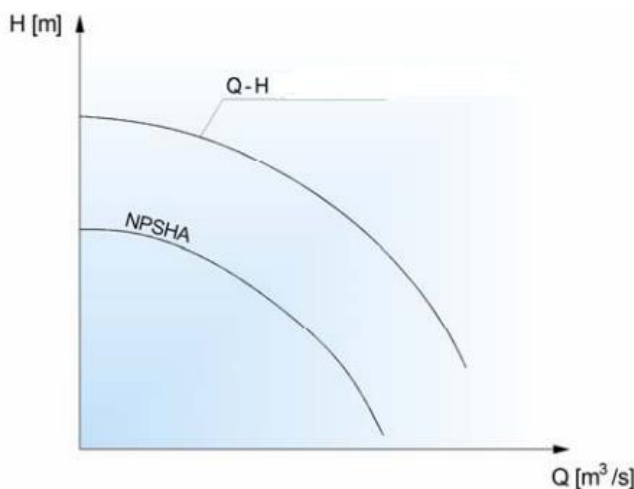
Величина NPSH дата изразом (16) према дефиницији назива се расположивом NPSH и означава се са $NPSH_A$. Ову величину прорачуном одређује пројектант на темељу одабраних параметара уисног дела пумпног постројења.

Наиме, према слици 11, можемо написати следећи израз:

$$h_0 + \frac{p_a}{\rho g} = \Delta H_{0-1} + NPSH_A \frac{p_v}{\rho g} \dots\dots\dots (17)$$

$$NPSH_A = h_0 + \frac{p_a - p_v}{\rho g} - \Delta H_{0-1} \dots\dots\dots (18)$$

На основу израза (18), а уз претпоставку да су прва два члана с десне стране константна, закључује се да вредност $NPSH_A$ опада с повећањем протока, односно брзине, будући да хидраулички губици расту у функцији квадратна брзине. У складу са тим, на слици 12, приказана је крива $NPSH_A$ и крива Q-H за пумпу



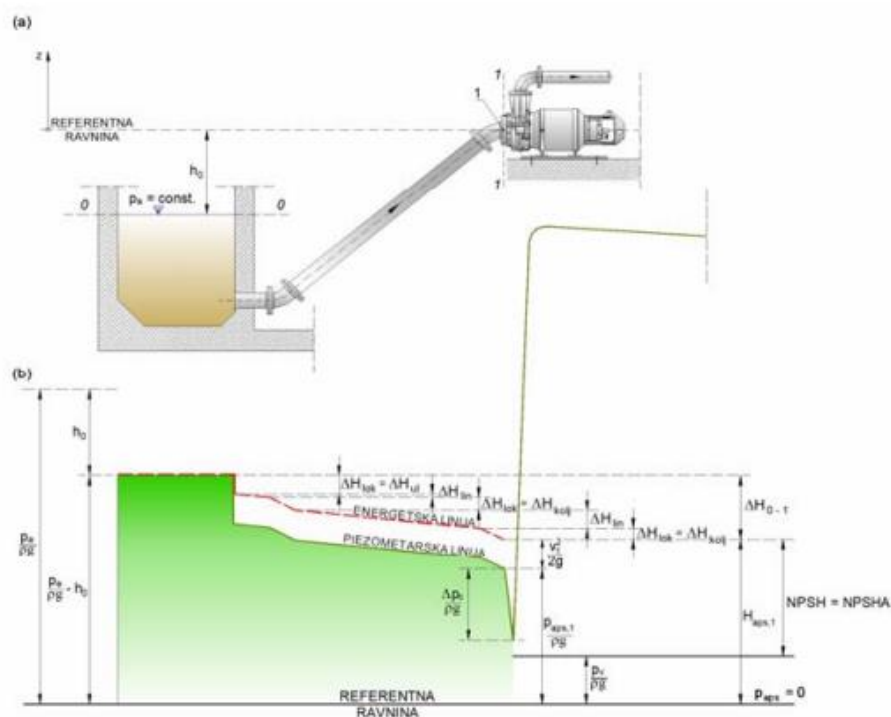
Слика 12. Крива за $NPSH_A$ и Q-H [4]

У случају када се ниво воде у пумпном постројењу налази на константној висини, h_0 , испод осе пумпе, односно испод референтне површине, израз (18) поприма следећи облик:

$$NPSH_A = -h_0 + \frac{p_a - p_v}{\rho g} - \Delta H_{0-1} \dots \dots \dots (19)$$

Изрази (18) и (19) задовољавају случај и када је $h_0 = 0$, тј. када се референтна површина, односно оса пумпе поклапа са нивоом воде, тако да добијемо израз:

$$NPSH_A = \frac{p_a - p_v}{\rho g} - \Delta H_{0-1} \dots \dots \dots (20)$$



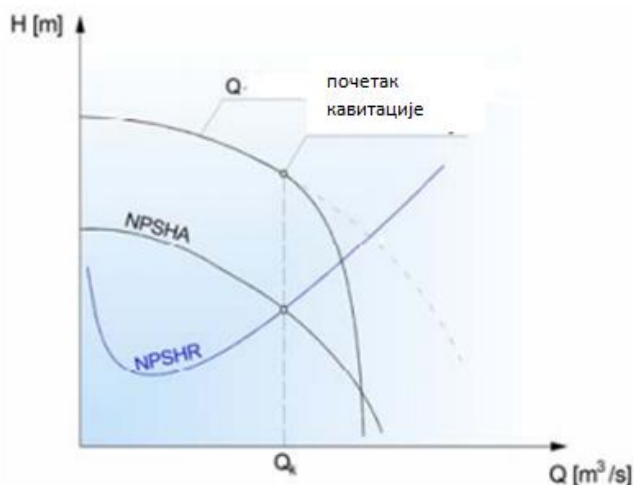
Слика 13. Компоненте нето позитивне уисне висине, с нивоом воде испод осе пумпе [4]: а) шема уисног дела пумпног постројења; б) промена притиска и компоненте нето позитивне уисне висине

Из наведеног можемо закључити како се бескавитациони режим рада пумпе мора осигурати да минимална вредност апсолутног притиска у пумпи буде изнад притиска испаравања течности за одређену температуру флуида. То практично значи да се између осталог, узимајући у обзир и пад притиска у пумпи, у пумпном постројењу осигурати најмања вредност апсолутног притиска већег од притиска течности. Ово се дефинише као концепт потребне NPSH и означава се са $NPSH_R$.

Захтевана нето позитивна уисна висина ($NPSH_R$) дефинише се изразом:

$$NPSH_R = h_A + \frac{v_0^2}{2g} + \Delta h \dots \dots \dots (21)$$

Ову величину одређују произвођачи пумпи као нумеричку вредност или као криву. Са слике 14, закључујемо да све док је $NPSH_A$ већа од $NPSH_R$, центрифугална пумпа радиће у безкавитацијском режиму. $NPSH_R$ зависи од више фактора од којих су најутицанији тип и облик улаза ротора, капацитет пумпе, брзина ротације ротора и врста радног флуида.



Слика 14. Однос $NPSH_A$ и $NPSH_R$ [4]

Расположива нето-позитивна усисна висина представља апсолутни манометарски притисак на усисној страни пумпе, а захтевана нето позитивна усисна висина представља минимални захтевани притисак на усисној страни пумпе, који пумпу одржава без појаве кавитације у кућишту пумпе.

Расположива нето позитивна усисна висина је заправо функција пумпног постројења и она као величина мора бити прорачуната од стране конструктора пумпног постројења, односно произвођача пумпе. Да би пумпа у пумпном постројењу могла радити без појаве кавитације, износ $NPSH_A$ мора бити већи од $NPSH_R$. За бескавитацијски режим рада пумпи потребно је осигурати да најмања вредност апсолутног притиска у пумпи буде изнад притиска испаравања за одређену температуру воде. То значи да се у пумпном постројењу, узимајући у обзир пад притиска у усисној цеви и пумпи, мора обезбедити минимална вредност притиска већег од притиска пара.

Као основни параметар описа феномена кавитације изабрана је нето позитивна усисна висина која се рашчлањује на расположиву и потребну. Расположиву нето позитивну усисну висину дефинише пројектант на основу одабраних параметара усисног дела пумпног система, док потребну нето позитивну усисну висину одређују произвођачи пумпи. За спречавање кавитације, односно осигурања безкавитацијског рада пумпи треба да је испуњен услов да је расположива нето позитивна усисна висина већа од потребне. То је могуће постићи повећањем расположиве нето позитивне усисне висине и/или смањењем потребне нето позитивне усисне висине.

Повећање расположиве нето позитивне уисне висине могуће је: повећањем притиска на улазу у пумпе; снижењем температуре воде која се црпи; смањењем хидрауличких губитака у уисној цеви. Смањење потребне нето позитивне уисне висине може се постићи: смањењем протока у пумпи и смањењем брзине рада пумпе. Комбинацијом ових параметара код сваког је пројекта пумпног система могуће обезбедити безкавитацијски режим рада пумпи, а тиме и елиминисање значајних проблема при њихову редовном погону и одржавању.

2.8. Брзина кавитационе ерозије

Нестационарност кавитационе зоне и њоме изазвана промена струјања доводи до значајних пулсација притиска који изазивају динамичка напрезања материјала. Резултати многих истраживања у експлоатацији указују на појаву снажних вибрација целог агрегата, што проузрокује замор материјала и разарања оних елемената који нису директно изложени дејству кавитације. Нестајање кавитационих мехура, када дођу у област притиска већег од притиска испарења, дешава се у врло кратком времену и праћено је јаком појавом шума. Сама појава шума нема штетних последица.

Разорене површине делова хидрауличних машина које су изложене дејству кавитације, могу у врло кратком временском интервалу достићи широке размере, отежати нормалну експлоатацију и онемогућити даљу употребу. У зависности од интензитета и времена дејства, површине разорене кавитацијом величине су од неколико квадратних милиметара до неколико квадратних метара.

Дубина каверни насталих дејством кавитације достиже од 1 до 100mm. Процес разарања може трајати од неколико минута до неколико хиљада часова рада машине. Прва запажања у вези са кавитацијом датирају из 18. века. Ојлер је још 1754. године предвидео сметње у раду хидрауличних машина услед испарења течности проузрокованих ниским притисцима. Томсон је 1887. године доказао теоријски могућност образовања празних простора при струјању око цилиндра и повезао појаву кавитације са настајањем вртлога.

У пракси, кавитација се помиње 1897. године са повећањем брзине струјања услед повећеног броја обртаја бродских пропелера, турбинских кола и радних кола пумпи. До тада непозната појава разарања материјала је 1918. године тешко разорила прве велике Капланове турбине. Управо то искуство дало је подстрека научно - истраживачком раду на овој појави.

Многобројни радови посвећени истраживању процеса кавитације и бољем познавању њеног механизма деловања указују на реалну могућност да се њоме овлада.

Способност материјала да се супротстави разарању услед дејства кавитације, назива се отпорност материјала на дејство кавитације или кавитациона отпорност. Кавитациона отпорност материјала мења се у широким границама у зависности од структурних, физичких, механичких, хемијских, електричних и термодинамичких својстава, као што су: модул еластичности, граница течења, затезна чврстоћа, издужење, контракција, индекс деформационог ојачавања, тврдоћа, својство замора, жилавост материјала, топлотна проводљивост, температура топљења, електро-проводљивост, кристална грађа, храпавост површине и друго.

Не треба заборавити да је променљивост наведених својстава у зависности од температуре, као и да се степен њиховог утицаја на кавитационо разарање материјала може мењати са променом параметара струјања и састава течности. Поређењем карактера разарања и понашања материјала изложеног кавитацији, стварају се услови за експериментално добијање кинетичке криве у координатном систему - губитак масе, време разарања.

Брзина кавитационе ерозије мери се као губитак масе или запремине материјала у јединици времена, а за дефинисање брзине кавитационе ерозије користе се дијаграми време испитивања – губитак масе. Губитак масе настале кавитационим оштећењем наноси се на ординату, а временски интервали дати су на апсциси. Методом најмањих квадрата тачке дијаграма апроксимирани су правцем чији тангенс нагиба показује губитак масе материјала у периоду времена деловања кавитације, што се може назвати брзином кавитационе ерозије.

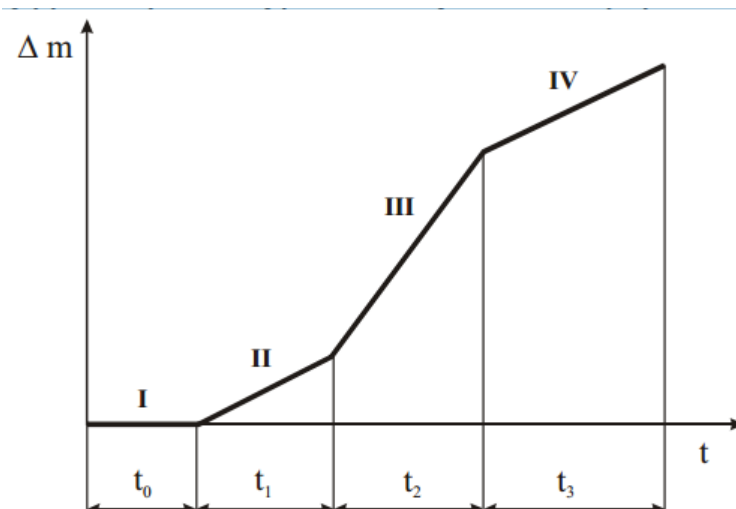
Кинетичка крива добијена експерименталним путем, приказана сликом 13, која даје везу између губитака масе и времена кавитације, подељена је на четири периода.

Први период је тзв. инкубациони период, када практично не долази до губитка масе услед кавитације, а енергија удара се у овом периоду углавном троши на пластичну деформацију са приметном појавом микро и макро рељефа. Ерозионо оштећење већине материјала се не уочава као губитак масе током инкубационог периода.

Други период је период почетка првих незнатних разарања површинског слоја праћеног минималним губитком масе. Површина изложена кавитацији има на себи већи број малих неправилних кратера.

Трећи период представља период убрзаног разарања, праћеног израженим губитком масе. Ситни кратери настали у претходном периоду се спајају образујући читаве јаме на површинском слоју изложеном кавитацији.

Четврти период је период у коме долази до успореног разарања, али се кратери и даље спајају и стварају велике шупљине и отворе на површини изложеној дејству кавитације.



Слика 15. Карактеристична крива кавитационог разарања [4]

Дужина периода инкубације и максимални степен оштећења зависе од интензитета кавитације, својстава материјала, и (у најнижем степену) од првобитног стања површине. Глатка површина често продужава период инкубације, али не утиче на вредност максималног степена оштећења. Ниска хидродинамичка појачања, хемијске реакције материјала и околине могу такође утицати на степен оштећења. Инкубациони период се највероватније поклапа са временом потребним да се деформационим ојачавањем развије подповршински слој. У овом периоду се само јављају површинска оштећења облика јамица настала губитком микроскопских честица, са различитих места на површини. Када почне губитак масе, карактеристике површине се мењају, јављају се пукотине, дубоке јамице и замор постаје очигледнији. Тачан механизам зависи од својстава материјала и хидродинамичког интензитета.

Смањење нивоа оштећења се вероватно јавља када површина постане толико храпава, да је интензитет појединачних удара смањен присуством течности задржане између деформационих гребена или смањен самим гребенима. Напредовање нивоа кавитационе ерозије проузрокује карактеристична оштећења облика саћа. На основу наведених чињеница може се закључити да је разарање материјала спорије, а тиме и дужи век трајања елемената изложених кавитацији уколико је инкубациони период дужи, тако да је за оцену отпорности материјала на кавитацију могуће условно узимати његов инкубациони период.

3. МУЉНЕ ПУМПЕ

Пумпе су хидрауличке компоненте које уз помоћ центрифугалног дејства успостављају кретање флуида. У конкретном случају, ради се о успостављању кретања суспензија са високим садржајем песка, земље и других чврстих и абразивних материја. Имају широк спектар примене у грађевинарству, металуршкој индустрији, рударству и канализационим системима. Врло су отпорне на хабање. Уопштено пумпе треба да имају следеће радне карактеристике: минималну масу и запремину, поузданост у раду, дуг век трајања, добар степен искоришћења, да су једноставне за одржавање, да нису бучне при раду и да имају малу набавну цену. Радни елемент пумпе је део који усисава и потискује суспензије, док је радна комора простор у пумпи у који се усисава суспензија са чврстим и абразивним материјама. Циљ овог поглавља је да се на један систематизован начин прикажу основне карактеристике, конструкција и примена муљних пумпи.

3.1. Опис и конструкција муљне пумпе

Потапајуће пумпе представљају виталну и основну компоненту система за одвођење отпадних вода. За изградњу потапајућих пумпних система за муљне воде, меродавна су два становишта, и то: облик радног кола мора да буде такав да не може да дође до зачепљивања у међулопатичним каналима, а при преношењу мешавине које нагризују, или су абразивне, унутрашњи елементи се заштићују уградњом заменљивих зидних опека од нарочито отпорних материјала или гуме.

У многим случајевима течност сама дотиче до пумпе, пошто вентил на усисној корпи не затвара поуздано. При преношењу муљне течности неопходно је да у пумпи нема могућности за таложeње ситних делића који се налазе у пумпи.

Вратило пумпе не треба уопште да пролази кроз простор где струји течност, јер вратило може да се обложи влакнастим честицама течности.

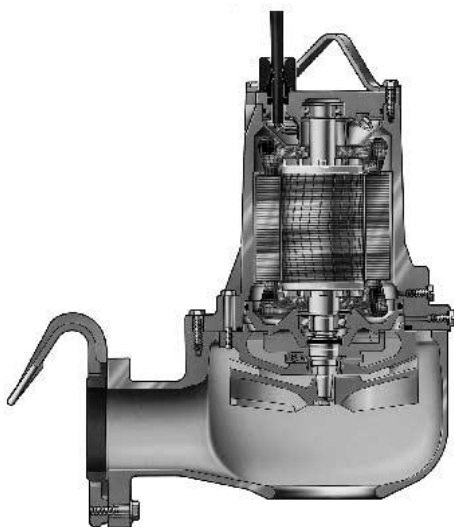
Због овога треба примењивати за преношење муљних течности само пумпе са једностраним улазом течности. Ако није могуће избећи двострани улаз течности у радно коло или лежаче на обе стране пумпе, препоручује се заштита вратила чауром која се са њим обрће.

Важан услов је такође да сви унутрашњи делови пумпе буду лако приступачни. Због тога овакве пумпе треба да имају отворе за лако чишћење делова радног кола и остале делове пумпи.

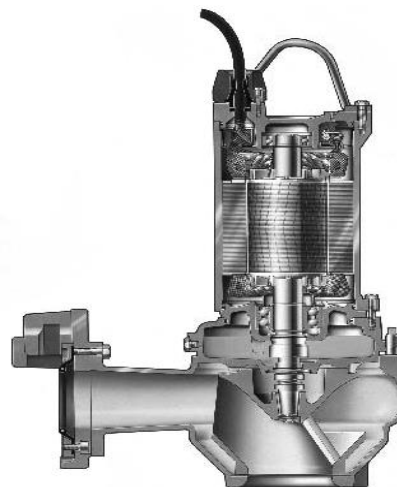
Својства транспортоване течности утичу на облик радног кола. При преношењу влакнастих материја често се испред радног кола поставља делитељ са оштрим ивицама, који реже влакна која се на њему задржавају. Муљне пумпе које служе за испумпавање течности могу бити повезане за цевовод специјалном везом на дну за лакше монтирање и демонтирање, или могу бити повезане са флексибилним цревом или ојачаним цевима.

Потпајуће муљне пумпе се употребљавају генерално за прљаву воду која садржи чврсте честице реда величине до 8 милиметара. Такође, овај тип пумпи омогућава несметан рад пумпног постројења у случају поплава. Рад у овим условима пре свега је могућ зато што су муљне пумпе састављене у једну затворену целину, тако да се њихов рад у овим условима не омета. Поред тога, оне могу радити и у тзв. "сувим" условима, што је још једна предност ових пумпи.

Потапајуће пумпе, односно муљне пумпе различитог су дизајна и различите намене. Сходно томе муљне пумпе се састоје од радног кола, кућишта пумпе и различитих делова (плочице за повезивање, постоље за преносиве пумпе, прирубнице, постоље за суво инсталиране пумпе, итд), који служе за причвршћивање, зависно од намене и услова примене. Основни и главни елемент сваке пумпе је мотор. У овом случају електромотори су доступни у опсегу од испод 1 kW до 500 kW за послове који се крећу од неких најједноставнијих, до намена за инсталације за пречишћавање отпадних вода у великим градовима. Поред тога, мотори за муљне пумпе морају да испуне и одређене безбедносне захтеве. Водонепропусни кабл, вратило за лежајеве и ручке за преношење су елементи који су смештени у кућишту мотора. На сликама 16 и 17, дата је илустрација једног типа канализационе пумпе мале и средње величине.



Слика 16. Мала потапајућа канализациона пумпа [10]



Слика 17. Средња потапајућа канализациона пумпа [10]

3.2. Радна кола муљних пумпи

Избор правог радног кола зависи од радних услова пумпе и начина на који треба руковати са присутним чврстим материјама у води. На тржишту постоји широк спектар конструктивних решења која нуде могућност третмана воде са мањим или већим чврстим материјалима, влакнастим материјалима, итд. Сходно томе, у зависности од услова рада и начина руковања са присутним чврстим материјалом у води, радна кола се израђују за:

- канализационе пумпе,
- потапајуће пумпе и пропелере и
- аксијалне пумпе.

Избор радна кола зависи од могућности да пропушта воде са мањим или већим чврстим материјалима, а да при томе не дође до зачепљења. То се зове слободан пролаз. На основу тога имамо следеће врсте радних кола:

- једно-канално радно коло,
- дво-канално радно коло,
- тро-канално радно коло,
- четворо-канално радно коло и
- вртложно радно коло.

Поред тога постоји и подела према конструкцији радних кола, и то на:

- затворена радна кола,
- полуотворена радна кола, и
- отворена радна кола.

3.2.1. Слободан пролаз код радних кола

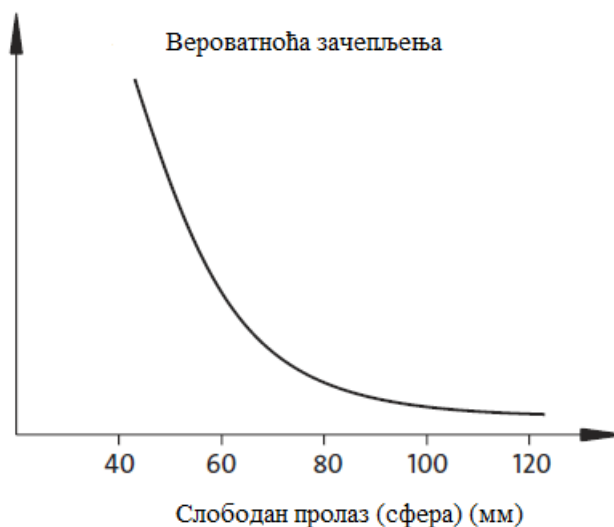
Пре него што се упустимо у опис горе поменутих врсти радних кола, ваља још једном објаснити *слободан пролаз* код муљних пумпи, као и вероватноћу зачепљења пумпе. Концепт назван *слободан пролаз* је од посебног значаја за канализационе пумпе. Он посебно описује способност пумпе да пропусти чврсте материје које се налазе у течности кроз пролазе, а да не дође до зачепљења. Вероватноћа зачепљења пумпе, зависи од вредности слободног пролаза пумпе. Да би се отклонила могућност зачепљења слободан пролаз мора бити довољне величине.

Димензије слободног пролаза се обично односе на највећи чврсти објект који може проћи кроз радно коло и кућиште отвора. Слободан пролаз се најчешће описује са два броја и односи се на највеће „дугуљасте објекте“ који могу да прођу попречно кроз пумпу.

Вредности слободних пролаза обично су повезане са величином честица које могу да прођу кроз коло. Ако се слободни пролаз описује двоцифреним бројем, онда се односи на највеће „дугуљасте материјале“ који могу да прођу попречно кроз пумпу.

Способност пумпе да ради без зачепљења у директној је корелацији са величином слободном пролаза што се може видети са дијаграма на *слици 18*. Генерално, слободан пролаз од 80 mm одговара за пумпе средњег капацитета, односно за пумпање непречишћених отпадних вода.

Веће пумпе где је проток воде већи од 100 литара у секунди (l/s) минимални слободан пролаз треба да има најмању вредност од 100 mm. Слободан пролаз сам по себи не даје превише гаранција да неће доћи до зачепљења, као и да ће пумпа сачувати своје перформансе. Поред тога, на зачепљење утичу: димензије ротора, број лопатица и брзина рада пумпе.

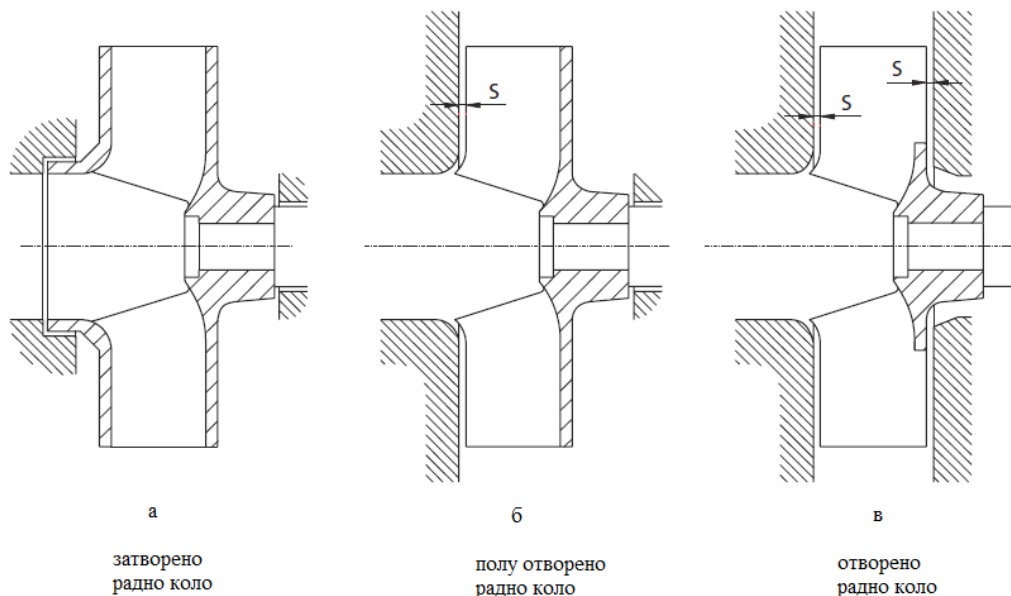


Слика 18. Крива зависности слободног пролаза и зачепљења [10]

Способност зачепљења канализационе пумпе може да варира у зависности од места рада, као и од комплексности пумпне станице. У вези с тим, за правилно функционисање пумпе врло су важне конструктивне карактеристике. У лабораторијама врше се испитивања способности канализационе пумпе да не дође до зачепљења током животног века.

3.2.2. Типови радних кола

Под називом типови радних кола подразумевамо радна кола отвореног, затвореног и полу-отвореног типа. Окретањем радног кола течност у колу се креће помоћу центрифугалне силе према излазу. Брзина којом ће се течност кретати кроз радно коло и кућиште зависи пре свега од отвора радног кола. Такође, отвор радног кола и величина зазора између радног кола и кућишта утичу на ефикасност пумпе. На слици 19, дат је приказ отвореног, полуотвореног и затвореног радног кола.



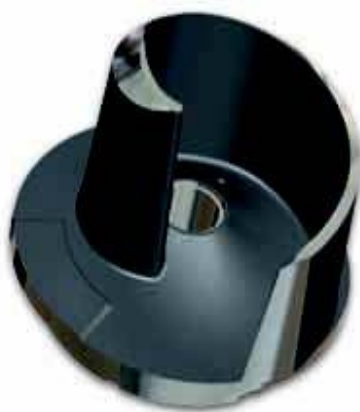
Слика 19. Радна кола [10]

Затворено радно коло, састоји се од два диска, између којих су распоређена сечива. Ова врста радних кола се најчешће користи код центрифугалних пумпи. Број ножева у колу утиче на ефикасност пумпе у целини. Осим тога, број лопатица такође, утиче на перформансе пумпе. Што је више сечива то је мање течности која пролази кроз зазоре, а самим тим и дужи век радног кола.



Слика 20. Затворено радно коло [10]

Полуотворено радно коло се разликује од затвореног по улози диска. Радна кола овог типа сусрећу се код мањих пумпи, али такође и код пумпи за веће протоке и код мањих манометарских висина дизања воде. Предност полуотвореног радног кола је у томе што су сви делови приступачни за обраду. Причвршавање радног кола за основу врши се улазним клиновима: код више-ступених пумпи отвори за клинове су на вратилу међусобно померени за 90 степени за свако следеће коло. Овај тип радног кола се користи пре свега за пумпање јако загађене течности (муљне течности), односно присутан је код канализационих пумпи.



Слика 21. Полуотворено радно коло [10]

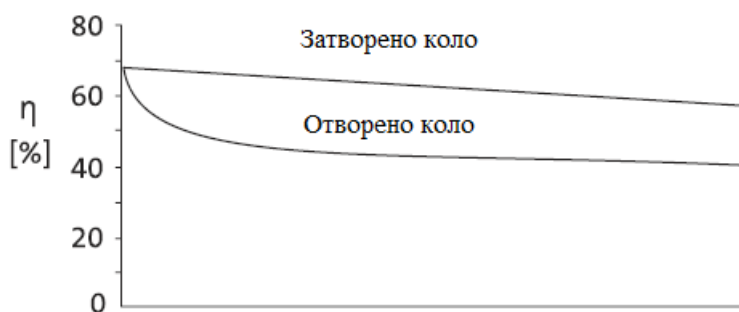
Отворена радна кола, састоје се од диска и лопатица. Број лопатица код ових типова радних кола се креће у опсегу од четири до шест. Ова радна кола се често користе код пумпања загађене воде са мањим манометарским притиском дизања воде. Такође, овај тип радних кола омогућава ефикасно одржавање, односно чишћење канала. Недостатак се огледа су отварању малих дискова до 40%, док су предности много значајније, пре свега погодне су за муљне воде које садрже разне чврсте материје, па је самим тим вероватноћа зачепљења веома мала, узимајући у обзир да се радно коло може лако очистити. Поред тога, ова радна кола карактерише висока отпорност на хабање.



Слика 22. Отворено радно коло [10]

За полуотворена и отворена радна кола карактеристично је да имају мале зазоре између радног кола пумпе и кућишта, и то се креће око 0,5mm. У вези с тим, ефикасност ових кола зависи од хабања и брзо ће се смањити уколико се зазор повећава.

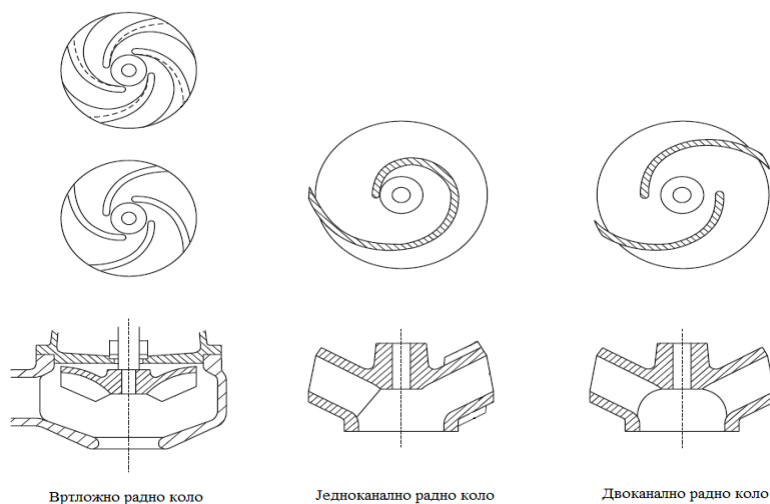
Слика 23. приказује зависност ефикасности затвореног и полуотвореног радног кола од механичког хабања. Код затворених и полуотворених радних кола постоји знатна вероватноћа појаве зачепљења услед проласка чврстих материја, па је самим тим ефикасност смањења, односно долази до хабања, тј. трошења радног кола, што утиче на животног век радног кола.



Слика 23. Ефикасност пумпе [10]

3.2.3. Радна кола канализационих пумпи

Радна кола канализационих пумпи и код свих других пумпи које служе за пумпање отпадне и муљне вода, могу бити једно-, дво-, тро-, и четворо канална радна кола и вртложна радна кола. У суштини, код ових радних кола врло је важан број лопатица, како би се избегло зачепљење пумпе. На слици 24, шематски су приказана радна кола центрифугалних пумпи.



Слика 24. Радна кола канализационих пумпи [10]

Једно-канално радно коло (слика 25), конструисано је тако да обезбеди што је могуће већу ефикасност у границама које су постављене као услов *слободног пролаза*. Радно коло омогућава само један пут пролаза за радну течност, што омогућава да радно коло нормално функционише без зачепљења. Асиметричан облик радног кола захтева да радно коло има саставне противтегове који обезбеђују равнотежу. Максимална ефикасност радног кола се креће у границама 70-75%.



Слика 25. Једноканално радно коло[10]

Дво-канално радно коло (слика 26), као што се са слике може видети има два канална улаза, али то га чини проблематичним, будући да дуге чврсте и влакнасте материје могу да узроку зачепљење пумпе. Ово произилази из тога да ове материје приликом проласка могу бити заустављене на ивици лопатице. Овај недостатак се може отклонити једино ублажавањем углова ивице лопатица како не би се дуге чврсте и влакнасте материје задржавале на ивици. Ако се приликом конструкције пумпе обезбеди да слободан пролаз буде најмање 100 mm, то ће канализациону пумпу учинити ефикаснијом која ће радити без зачепљења. Максимална ефикасност дво-каналног радног кола је у опсегу од 80-85%.



Слика 26. Двоканално радно коло [10]

Тро-канално и четворо-канално радно коло се користи код великих пумпи са слободним пролазом најмање од 100 mm. Код радних кола са три и више канална отвора врло је битан облик нападног угла на лопатицама како не би долазило до зачепљења. Максимална ефикасност тро- и четворо-каналних радних кола је у опсегу од 82-86%.

Вртложна радна кола (слика 27) су конструисана тако да својим снажним вртлогом онемогућавају зачепљење пумпе. Употребљавају се у постројењима за пречишћавање отпадних вода и то пре свега због своје ефикасности. Такође, користе се и за муљне воде у којима се налазе чврсти и влакнасти материјали. Максимална ефикасност вртложног радног кола креће се око 50%. Упоређујући их са једно-каналним пумпама може се уочити да је ефикасност рада приближна.



Слика 27. Вртложно радно коло [10]

3.2.4. Радна кола потапајућих пумпи

Радна кола потапајућих пумпи су у суштини иста као и радна канализационих пумпи. Ова радна кола најчешће се примењују у приградским насељима и код индивидуалних фарми. Проток потапајућих пумпи се обично креће у границама од 1 до 5 l/s. Радна кола потапајућих пумпи могу се поделити на радна кола са високим и ниским притиском. За мале пумпе, користе се цевоводи у циљу постизања брзине протока од 0,5 m/s. У техничком погледу, потапајуће пумпе су прилично једноставне, садрже мотор и ротирајуће елементе. Врло су мале тежине и погодне за одржавање.

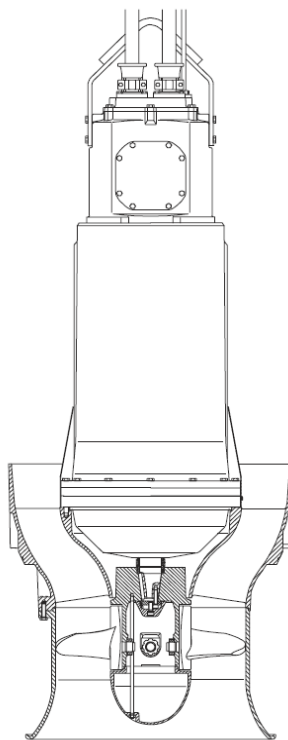
Радно коло са високим притиском код потапајућих пумпи су отворена радна кола, која се користе за воде које садрже чврсте материјале, али не и влакнасте. То су пре свега подручја као што су заливање или пражњење бунара, итд. При избору потапајућих пумпи, увек је препоручљиво да се изврши техничка и економска анализа у односу на конвенционалне пумпе.

Потапајуће пумпе могу се користити за отпадне воде, за одвод муљне воде са много чврстих остатака, за чишћење бунара од глине и песка итд. Ове пумпе могу да пумпају течност која садржи чврсте материјале, па се стога често употребљавају и у пумпању воде услед поплава.

3.2.5. Радна кола аксијалних пумпи

Аксијалне пумпе дизајниране су за пумпање воде са садржајем чврстог материјала максималне концентracије 0,3%. Користе се за пумпање воде у термо и нуклеарним електранама, као у системима за наводњавање. Специфичности ових пумпи јесте што користе потапајуће моторе из канализационих пумпи. Радно коло окреће се у цевастој комори, при чему се главни ток течности креће у аксијалном правцу, као што је то дефинисано називом пумпе. Кретање радне течности се одвија у исто време окретањем неколико радних кола. Да би се избегло ротационо кретање течности, течност се испоручује до малих аксијалних радних кола помоћу конусних млазница.

Аксијалне пумпе конструисане су тако да уз помоћ непокретних лопатица постижу што боље ротирајуће кретање воде, повећавајући тако ефикасност пумпе. Мале и средње аксијалне пумпе нису погодне за коришћење у постројењима за третман отпадних вода због повратног муља, који може довести до зачепљења пумпе. Ефикасност аксијалне пумпе се креће од 75 до 85%.

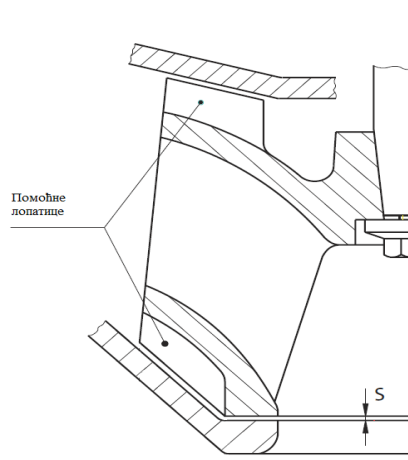


Слика 28. Аксијална пумпа [10]

3.2.6. Помоћне лопатице код радних кола

Помоћне лопатације које се налазе на спољашнем делу радног кола су један од основних елемената код малих канализационих пумпи који доводи до повећања брзине протока течности између радног кола и пумпе, а самим тим и до веће ефикасности целог пумпног постројења.

Помоћне лопатице олакшавају рад пумпе на следећи начин: смањују аксијално оптерећење на лежајевима, нарочито ако се користе полуотворена радна кола, смањује се радно коло и зазор на усисном делу кућишта, спречавају везивање влакана на усисном делу, спречавају да се влакна обмотају око вратила пумпе иза радног кола.



Слика 29. Помоћне лопатице код радних кола [10]

Употреба помоћних лопатица није могућа на великим радним колима, јер би при већим протоцима изазвале пад притиска, што би довело до појаве кавитације. Велике пумпе су, међутим, мање склоне заглављивању због великог обртног момента мотора. Стога се помоћне лопатице не налазе на улазу код великих радних кола.

3.2.7. Зазор на усисном делу пумпе

Зазор на усисном делу пумпе је простор између радног кола и кућишта, који треба да буде што мањи, да би се губици услед цурења свели на минимум. Зазор на усисном делу се за центрифугалне пумпе креће од 0,5 до 1 mm. Зазор може бити направљен цилиндрично или аксијално (слика 30).

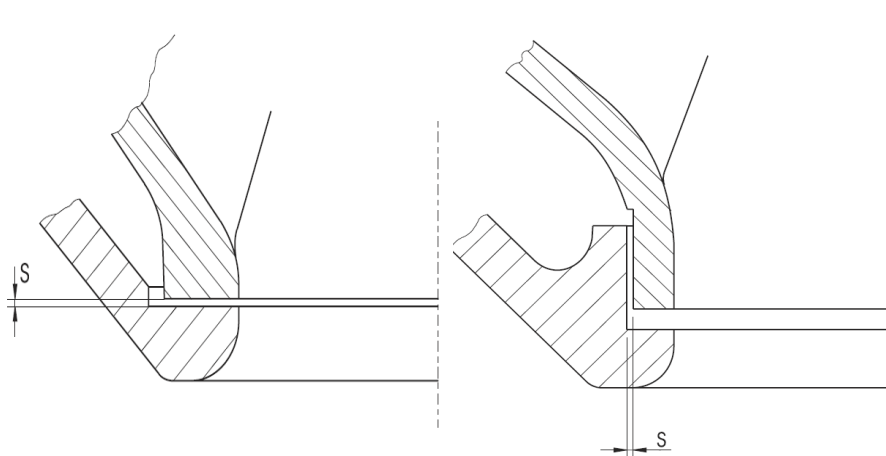
Ефикасност пумпе зависи од зазора на усисном делу, који током времена треба да остане у одређеним границама.

Смањењем зазора може се прорачунати ефикасност пумпе преко следећих образаца:

$$\Delta_{\eta} \approx \Delta_H \approx \sqrt{K^2 + K} - K \dots\dots\dots (22)$$

где је:

$$K = 0,008s^2 \frac{H}{Q}$$



Слика 30. Цилиндричан и аксијални зазор [10]

Ако је зазор већи од 2-3 mm за радна кола без помоћних лопатица, и ако је зазор већи од 4-5 mm за радна кола са помоћним лопатицама, мора се извршити смањење како би се задржале основне перформансе пумпе. Код пумпи које имају подесиве помоћне лопатице зазор се проверава при сваком редовном одржавању.

3.3. Повезивање муљних пумпи

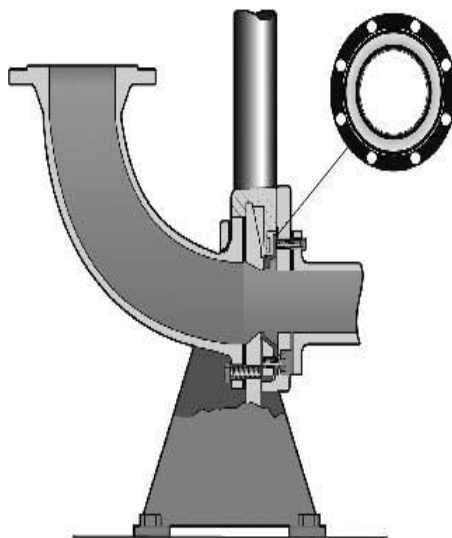
Повезивање муљних пумпи врши се за одводну цев или потапајућу основу. Муљне пумпе, када су инсталиране тако да су потопљене, повезане су само за одводну цев. За остале поставке, муљне пумпе се повезују за основу која носи пумпу.

Потапајућа основа код пумпи првенствено је намењена за монтирање потапајућих пумпи. Ова основа (слика 31), омогућава да се пумпа смести у пумпни простор и чврсто веже са одводним цевоводом, без уласка радног особља. То се постиже преко цеви или шина преко којих се пумпа спушта на основу. Помоћу специјалне прирубнице пумпа се везује за основу.



Слика 31. Потапајуће основе [10]

Слика 32, приказује флексибилан заптивач који побољшава заптивање пумпе, обезбеђујући тако чврсто повезивање у сваком тренутку.

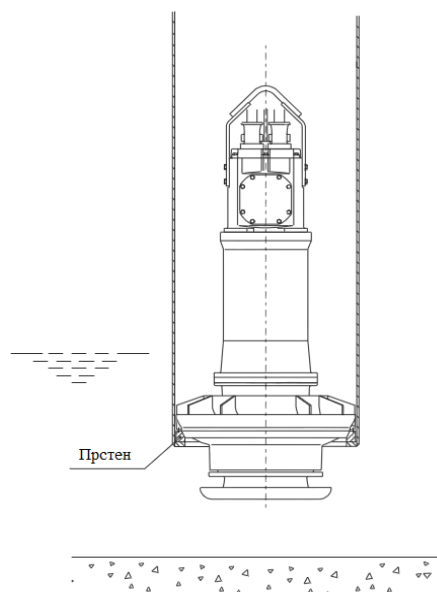


Слика 32. Флексибилни заптивач [10]

Постављања потапајућих пумпи уз помоћ цеви или стубова врши се спуштањем пумпе у вертикалну цев или стуб, где се кућиште пумпе поставља на прстен постављен на доњем крају цеви или стуба. Пумпа остаје на свом месту под дејством сопствене тежине.

Кућиште пумпе је посебно дизајнирано за овакву инсталацију пумпних постројења. Прстен је конусан и обезбеђује уску везу између пумпе и цеви. Типловима је обезбеђено да се веза која је остварена између пумпе и цеви разлабави при покретању инсталације.

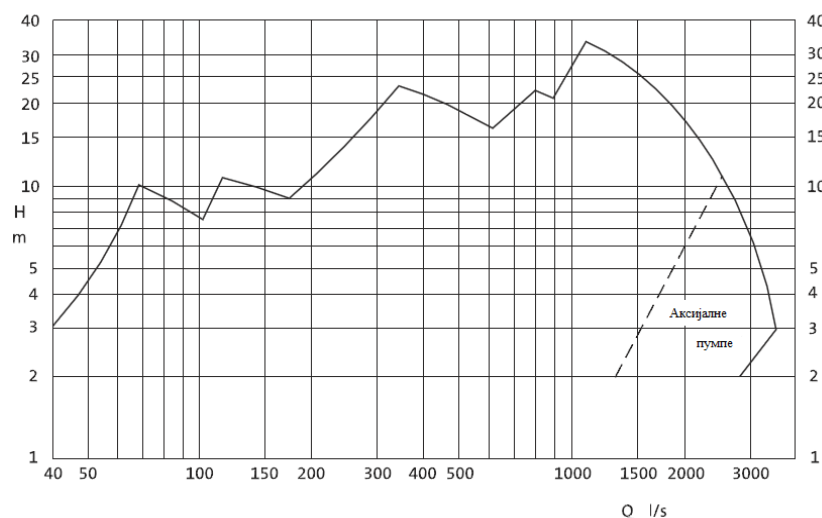
Постављање потапајућих пумпи уз помоћ цеви је идеалан за аксијалне потапајуће пумпе, али и за канализационе пумпе намењене за велике протоке и мале до умерене напоре.



Слика 33. Постављање пумпе уз помоћ цеви [10]

Слика 34, приказује однос протока (Q) и напора (H) пумпе. Постављање пумпи уз помоћ цеви, као што је приказано на слици 33, има исту ефикасност као и постављање пумпи на другачији начин, с тим да ће доћи до разлике у зависности односа протока и напора због отвореног кућишта пумпе. Међутим, уколико је пумпно постројење инсталирано за муљну воду која садржи различите чврсте материјале, онда је овај начин постављања пумпе врло ефикасна за третман отпадних вода.

Оно што је најважније код овог начина постављања пумпе јесте да цеви буду направљене од нерђајућег челика или топло поцинкованог челика, како би животни век пумпе био што дужи. На слици 34, приказује се крива односа протока и напора пумпе.



Слика 34. Однос протока и напора [10]

3.4. Отпорност на корозију и хабање

Корозија и хабање материјала су једни од процеса који могу драстично да умање животни век пумпе, будући да могу оштетити виталне елементе пумпе, пре свега, вратило пумпе, кућиште пумпе, радно коло, итд. У том погледу врши се избор нерђајућег материјала за конструкцију пумпе.

3.4.1. Отпорност на корозију

Корозија је процес који врши деструкцију метала и легура услед хемијске или електрохемијске реакције са средином у којој се налази. Дакле, како не би дошло до ових процеса потапајуће пумпе се израђују углавном од нерђајућег челика или од ливеног гвожђа.

Поједини елементи пумпе су направљени у целости од нерђајућег челика или заштићени од контакта са радним флуидом. Где пумпа или неки део садржи челични део, врши се топло цинковање, јер ови материјали трају деценијама у постројењима за третман отпадних вода.

Међутим, при раду пумпи у индустријским условима за третман индустријских отпадних вода, а како ливено гвожђе није довољно добро и отпорно на корозију, потребно је да се посебни делови који су изложени великим протоцима, израђују од нерђајућег челика, како не би дошло до корозије делова пумпе.

Материјали који се користе за потапајуће пумпе морају бити отпорни на сваки вид корозије, будући да корозија која настаје услед дејства морске воде зависи од више фактора, као што су салинитет, садржај кисеоника, загађење и температура, као и избор материјала који се мора изабрати посебно за сваки случај.

Поред тога, нужно је да материјал који се користи у доводним инсталацијама мора бити у стању да издржи дејство уља и других загађивача присутних у канализацији; док су остали гумени делови пумпе, као што су заптивачи обично направљени од нитрита или неопрена који су отпорни на канализационе воде, нафте и хемикалије.

На тржишту су доступне муљне пумпе које су у потпуности направљене од нерђајућег челика за примену у високо корозивним срединама, односно флуидима (течностима), као што су отпадне воде у процесној индустрији. Међутим, муљне пумпе направљене од нерђајућег челика су три до чак четири пута скупље од пумпи направљених од уобичајених материјала.

3.4.2. Отпорност на хабање

Материјали који су склони трошењу не употребљавају се у конструкцији пумпи. Све потапајуће пумпе сусрећу се са абразивним течностима које у свом саставу садрже песак (од 0,002 до 0,003%), кварц итд. У канализационим системима, садржај абразивних материја (песак) током падавина може бити већи о уобичајеног. Инсталације израђене од ливеног гвожђа ће трајати годинама, а у случајевима високо абразивних отпадних вода треба користити специјалне материјале. Отпорност на хабање зависи од материјала од којих је израђена пумпа. У вези с тим, израђују се и пумпе у складу са срединама у којима раде, односно карактеристике пумпе које раде у абразивним срединама зависе од самих абразива.

На хабање пумпи утичу следећи фактори: садржај песка, квалитет песка, материјал од ког је изграђена пумпа, напор пумпе и тип лопатица.

Садржај песка који је изражен преко запреминске или масене густине, одређује се на следећи начин:

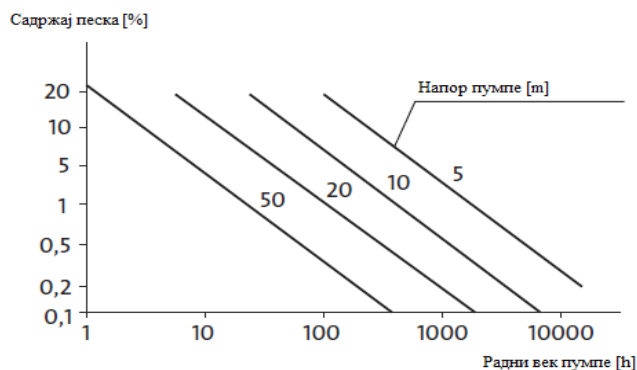
$$\rho_m \approx 3\rho_v \dots\dots\dots (23)$$

где је: ρ_m – масена густина а ρ_v – запреминска густина.

Са повећаним садржајем песка повећава се густина мешавине воде и песка. Пошто је потребана снага пумпе директно зависна од густине радне течности, снага се мора посебно проверити, за сваки случај, да би се обезбедио несметан рад пумпе, а за случајеве када се упумпава течност са високим садржајем песка. За пумпе које раде као хватачи песка у третманима отпадних вода, адекватна је снага од 30 %.

Густина мешавине воде и песка може се написати као:

$$\rho = 1 + 0.007\rho_m \dots\dots\dots (24)$$

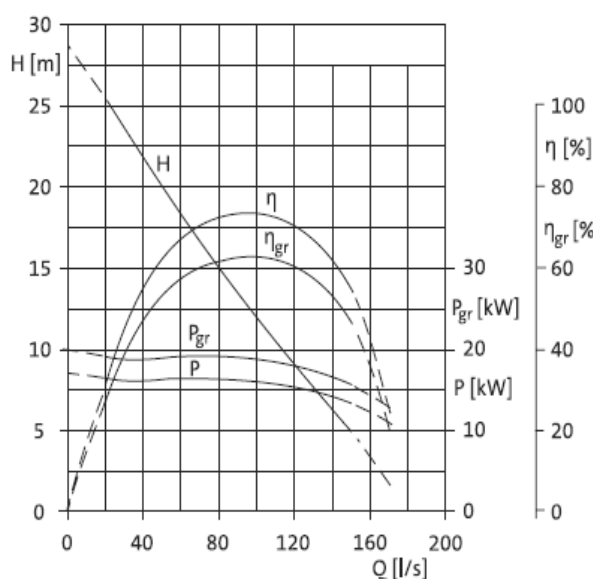


Слика 35. Дијаграм хабања пумпе у односу на садржај песка и напор пумпе [10]

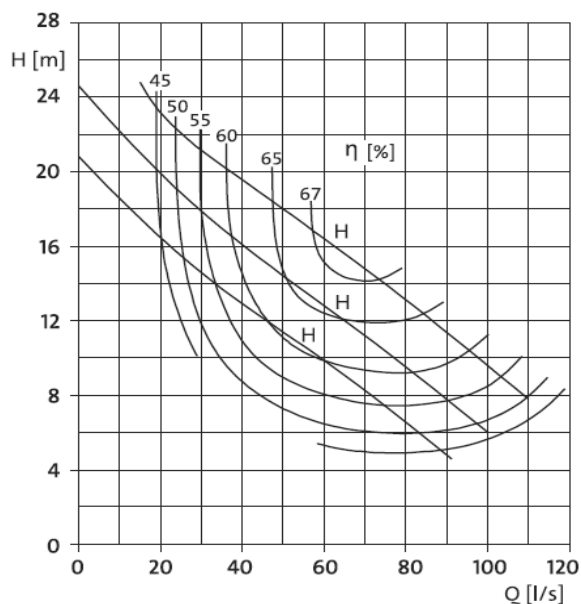
Хабање пумпе се може смањити употребом материјала који су отпорни на хабања. За најбоље резултате треба користити материјале чија је тврдоћа преко 500 НВ-а. За пумпе које раде у тешким радним условима потребно је да кућишта и радна кола пумпе буду израђена од тврђих материјала као што су легуре гвожђа.

3.5. Крива ефикасности муљне пумпе

Крива ефикасности пумпе даје се од стране произвођача. Наиме, пре него што се пумпа пусти у промент, врше се испитивања пумпе. Код муљних пумпи на кривама протока (Q) обично се приказују следеће ставке: H – крива напора; η – крива ефикасности; P – крива снаге.



а)



б)

Слика 36. а) Крива ефикасности муљне пумпе; б) Дијаграм карактеристика пумпе за различите пречнике радних кола [10]

Код муљних пумпи, крива ефикасности пумпе (η) и крива укупне ефикасности (η_{gr}), где су укључени и губици мотора се може написати као:

$$\eta_{gr} = \eta_{mot} \cdot \eta \dots\dots\dots (25)$$

где је η_{mot} ефикасност мотора.

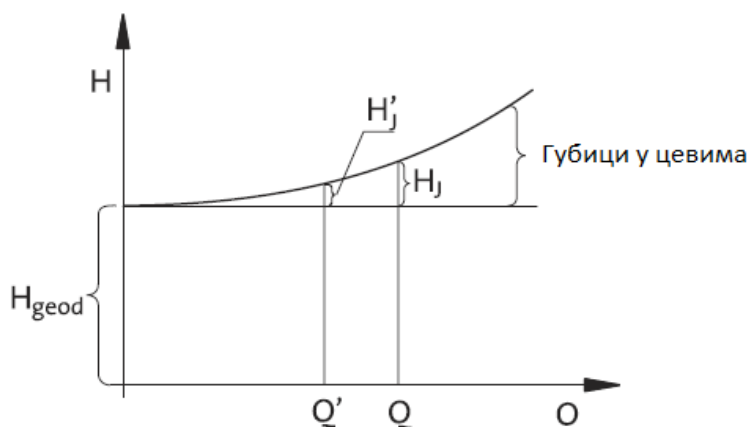
3.6. Губици у цевоводима

Струјање радног флуида прате губици. Вискозне силе које се јављају при струјању кроз цевоводе у практичним задацима представљају се члановима који у себи садрже губитке енергије.

Губици се деле на локалне губитке и губитке услед трења. Што је брзина протока већа то су и већи губици. Дакле, губици се повећавају са квадратом брзине протока, а постоје губици услед трења и локални губици.

На слици 37, приказан је облик криве губитака у цевоводима, узимајући у обзир да је струјање најчешће турбулентно, а може се препоставити да губици варирају сразмерно квадрату протока. У вези с тим, ако су губици прорачунати за један проток, остале тачке криве могу се добити уз помоћ следеће једначине:

$$H'_j = H_j \left(\frac{Q'}{Q} \right)^2 \dots\dots\dots (26)$$



Слика 37. Крива цевовода [10]

3.6.1. Губици услед трења

Губици који се јављају због трења последица су вискозности. Коефицијент трења зависи од режима струјања (Рејнолдсовог броја, Re) и од релативне храпавости цевовода. У прелазној зони коефицијент трења зависи од Рејнолдсовог броја (Re) и од релативне храпавости.

За извесне вредности Re , у прелазној зони филм потпуно прекрива мале неравнине и вредност коефицијента трења иста је као иза потпуно глатку цев. За веће Re , неравнине се пробијају кроз ламинарни слој што проузрокује додатну турбуленцију и повећани губитак енергије.

За област потпуне турбуленције (храпаве цеви) дебљина филма је занемарљива у односу на храпавост, што изазива потпуно турбулентно струјање у целом пресеку цеви. Вискозност нема утицаја на изгубљену енергију која је сразмерна v^2 и коефицијент трења не зависи од Re .

3.6.1.1. Губитак услед трења у цевима различитих попречних пресека

Инжењерска пракса захтева познавање струјања и кроз цеви различитих попречних пресека (вентилација, хлађење, струјање у отвореним каналима и др.). За одређивање падова притисака при струјању кроз различите попречне пресеке користи се уобичајени израз.

Губици који настају услед трења у цевоводима зависе од следећих фактора: дужине цевовода, унутрашњег пречника цеви, брзине протока, релативне храпавости зида цеви, вискозности кинематске течности, Рејнолдсовог броја, Re :

$$R_e = \frac{vD}{\nu} \dots\dots\dots (27)$$

Зависност кинематске вискозности течности од температуре дата је у табели 1.

Табела 1. Кинематска вискозност течности [10]

$t [^{\circ}C]$	0	20	40	60	100
$\nu [10^{-6} m^2/s]$	1,78	1,00	0,66	0,48	0,30

Једначина која важи за губитке у цевима може се написати као:

$$H_{jp} = \lambda \frac{lv^2}{d2g} \dots\dots\dots (28)$$

На основу табеле 2, могу се одредити коефицијенти трења за различите материјале.

Табела 2. Зависност коефицијента трења [10]

материјал	пластика	извучени челик	заварени челик	нерђајући извучени челик	нерђајући заварени челик	ливено звожђе	азбест	цемент
нов	0,01	0,06	0,10	0,05	0,1	0,25	0,025	0,3...2,0
стар	0,25	1,0	1,0	0,25	0,25	1,0	0,25	/

Корозија и насlage талoга које се формирају у унутрашњости цеви доводе до смањења пречника цеви и до већих губитака протока.

Дејство промене пречника на систем се може израчунати преко једначине:

$$H'_{jp} = H_{jp} \left(\frac{D'}{D} \right)^5 \dots\dots\dots (29)$$

Губици који се јављају у цевоводу често се израчунавају уз помоћ компјутерских програма, који се добијају од произвођача пумпи. Помоћу тих програма се врши одабир пумпи, које одговарју одређеним захтевима.

3.6.2. Локални губици

Локални губици јављају се при промени вектора брзине. Карактеристична места где се јављају локални губици су: колена, вентили, засуни, бленде, нагла проширења и сужења, усисне корпе, рачве и др. Локални губици могу да се распореде у неколико група: проширења, сужења, кривине, рачве и цевне арматуре.

Следећа једначина се користи за израчунавање поменутих губитака:

$$H_{jn} = \xi \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots (30)$$

Губици у цевима са проширењима се могу израчунати помоћу једначине Борда:

$$H_{jn} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \dots\dots\dots (31)$$

Ако је проширена цев са конусним делом под углом од 10°, губици се смањују за 40% од вредности која је израчуната претходном једначином. Ова чињеница је важна када се проширења цеви налазе одмах после прирубнице, где брзина протока може бити висока.

Употребом дифузора смањује се губитак у односу на нагло проширење. У пракси се дифузор најчешће користи за трансформацију кинетичке енергије у енергију притиска. Када је дифузор постављен на крају цевовода, треба очекивати повећање протока, због смањења излазног губитка.

При струјању флуида кроз нагло сужење проточна површина се смањује. Постигнувши низводно од сужења најмањи пресек струја се постепено шири да би најзад потпуно попунила пресек. Вртлози који се стварају између зидова цеви и граничних струјница, користе струјну енергију која их држи у ротацији. Постепено сужење у нормално изведеним конструкцијама, одликује се малим коефицијентом губитка.

Улазни губици мањи су уколико је улаз подешен тако да је блажа промена струјнице. Треба избегавати усвајање наглог сужења за улаз у цевоводе, а уместо тога практиковати заобљене прелазе. Постепено сужавајућим, добро обрађеним пресеком могуће је највише смањити улазни губитак. Губици у коленима већи су од губитака у правим цевима исте дужине. Ти додатни губици проузроковани су повећаном турбуленцијом која је последица промене смера струјања.

Промена струјања изазива повећање притиска на спољашњој страни кривине и смањење притиска на унутрашњој. Због тога се нарушава профил брзине и центрифугалне силе изазивају секундарно струјање. Међутим, подразумева се да је пун ефекат губитка концентрисан на колено.

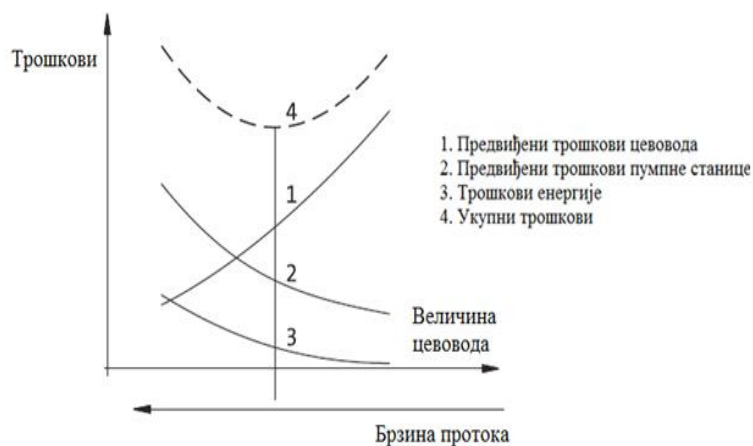
Цевне кривине мање од 90° имају мањи коефицијент губитка. Међутим, да би се коефицијент губитка знатније смањио, угао α мора бити мањи од 45° . За веће односе унутрашњег и спољашњег пречника занемарљив је губитак проузрокован одлепљивањем струје, али је испољен губитак услед појаве секундарне спиралне струје, тако да се са порастом угла α постепено повећава губитак.

Уградњом скретних лопатица у оштро колено губици се знатно смањују. Да би се флуидна струја скренула за тачно 90° , потребно је лопатице савити за додатни угао.

3.7. Економичност пумпних станица

Економичност пумпних станица зависи пре свега од трошкова улагања и трошкова одржавања пумпе. Генерално гледано, економичност зависи од предвиђених трошкова пре пуштања пумпе у рад и операционих трошкова за време радног века. Сходно томе, број инсталација и операционих трошкова директно зависи од цевовода, а то доводи до промена у цевоводу на следећи начин:

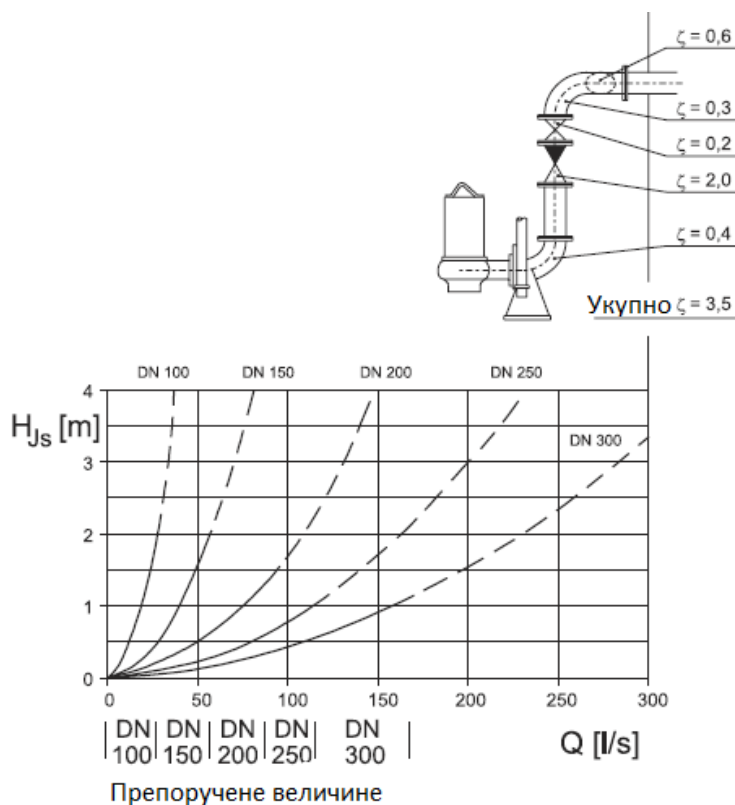
- трошкови за изградњу цевовода ће се смањити;
- трошкови у изградњи пумпне станице ће се повећати због повећаних губитака протока и потреба за већим пумпама и опремом за контролу;
- значајно ће се повећати и трошкови за електричне системе снабдевања као што су подстанице;
- оперативни трошкови ће се повећати због већег утрошка енергије при губицима у цевоводу.



Слика 38. Приказ економичности пумпних станица кроз односа трошкова [10]

Највећи утицај на величину трошкова имају цеви. У вези с тим, како би се избегло повећање трошкова потребно је изабрати адекватне цеви, без непортебног повећања губитка протока.

Слика 39, приказује однос губитака у унутрашњости цеви код пумпне станице са две пумпе, као и препоручене величине цеви.



Слика 39. Губици у унутрашњости цеви [10]

3.8. Карактеристике рада пумпних станица

Слободан пролаз за чврсте материјале. Како би остварили што бољу економичност пумпних станица, па и саме пумпе, потребно је да губици буду што мањи, а да се насупрот томе економичност повећа. То се може постићи једино пажљивим одабиром инсталација пумпних постројења. Код нетретираних отпадних вода најмањи дозвољени слободан пролаз у цевоводу је 100 mm, како би се омогућио пролаз материје без зачепљења. У пумпним станицама са малим протоком унутрашњост цеви мора имати слободан пролаз од 80 mm.

Спречавање таложјења предмета и муља. Уколико је брзина протока у цевоводу ниска, песак или муљ имају времена да се наталоже, па се повећава ризик од зачепљења. Наталожен муљ може очврснути и створити покорицу у унутрашњости цеви смањујући пречник, што доводи до повећаних губитака протока. Већи угрушци муља који се крећу са током струје радне течности могу довести до зачепљења у кривинама или другим деловима у цевоводу.

За постројења за пречишћавање отпадних вода се препоручује минимална брзина протока од 0,7 m/s, при којој не долази до таложјења. У постројењима са променљивим протоком, нпр. где се користе фреквентни регулатори, брзина протока може повремено бити и нижа. Нагла промена у цевоводу, изазвана било наглим затварањем цевовода, било наглим престанком рада пумпе, доводи до наизменичног појачавања и слабљења притиска, што се испољава низом удара у зид цеви. Удари се могу запазити и по звуку и по оптерећењу цеви, а њихово дејство може да изазове и хаварију цевовода. Осцилујућа фреквенција се може израчунати из следеће једначине:

$$\mu = \frac{2L}{a} \dots\dots\dots (32)$$

где је: L – дужина цевовода (m), a – брзина притисног таласа (m/s). Брзина притисног таласа у цевима са чистом водом може се добити на основу вредности датих у табели 3.

Табела 3. Брзина притисног таласа у цевима [10]

Материјал	челик	ливено гвожђе	армирани бетон	пластика
Брзина (m/s)	900-1300	1000-1200	1000-1200	300-500

Канализациони муљ често садржи нерастворени ваздух или гас, који има значајан утицај на брзину притисног таласа, где је брзина притисног таласа изражена као функција нераствореног вазуха у течности.

Табела 4. Брзина притисног таласа изражена као функција нерствореног вазуа у течности [10]

Количина нерствореног вазуа као запремински однос	0	10^{-6}	10^{-5}	10^{-4}	10^{-3}	10^{-2}
Брзина притисног таласа	1,0	1,0	0,96	0,73	0,32	0,11

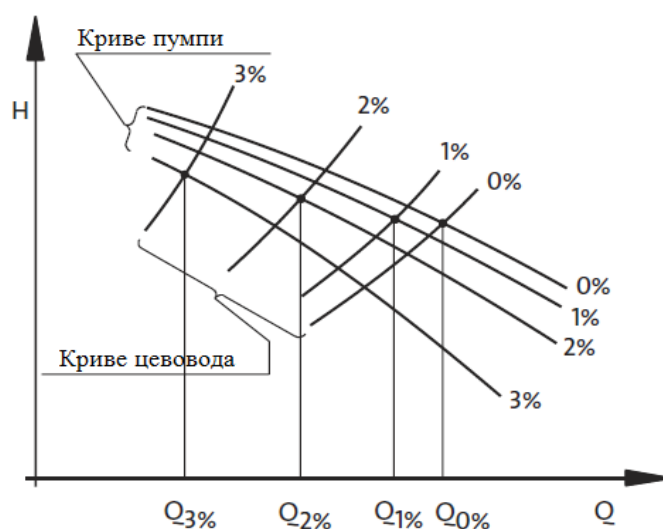
Пролазни притисак услед промене брзина протока у оквиру циклуса рефлексije може бити израчунат следећим изразом:

$$\Delta h = \pm \frac{a \Delta v}{g} \dots \dots \dots (33)$$

У канализационим цевима постоји већа шанса за хидраулички удар при заустављању пумпе него при покретању. У теоријским прорачунима циљ је да се израчуна поремећај који настаје непосредно после заустављања пумпе, као и притисак који се ствара у том случају.

Ако дође до хидрауличног удара у постројењима за пречишћавање отпадних вода, ситуација се може ублажити следећим мерама: спречавање заустављања двеју или више пумпи истовремено; инсталација аутоматских вентила за затварања од 20 – 30 секунди, уместо уобичајених вентила; полако заустављање пумпи са контролом фреквенције; коришћење система за полако покретање и заустављање пумпе; коришћење тежих цеви које могу да издрже притисак хидрауличног удара.

Транспортивање муља. Састав муља често варира приликом транспорта муљним пумпама у системима за прераду отпадних вода. Са повећањем чврстих честица у отпадном муљу, повећаће се губици у цевоводу, док ће се перформансе пумпе смањити. При избору муљних пумпи мора се водити рачуна о ова два фактора, слика 40.



Слика 40. Утицај чврстих честица на криве пумпи и цевовода [10]

Ситуација се компликује тиме да постоји доста непознатог у понашању муља у центрифугалним пумпама. Постројење за третман муља може имати висок садржај гаса, било раствореног или нераствореног. Као по правилу, муљ са високим садржајем чврстих честица има и висок садржај гаса, који ће знатно смањити перформансе пумпе.

У екстремним случајевима пумпа ће се зауставити када се одвојени гас акумулира у радном колу, спречавајући га да развије неопходну центрифугалну силу.

Пумпа се мора поставити што је могуће ниже, као мера предострожности када се ради са густим талогом, због бољег усисавања. Треба избегавати и употребу дуге усисне цеви, јер притисак у њима опада због повећања чврстих честица.

За муљ који садржи мање од 1% чврстих честица, може се претпоставити да је крива цевовода иста као и за воду. Са већим садржајем чврстих честица крива цевовода ће бити виша, али недостатак података о муљу представља проблем у одређивању праве криве.

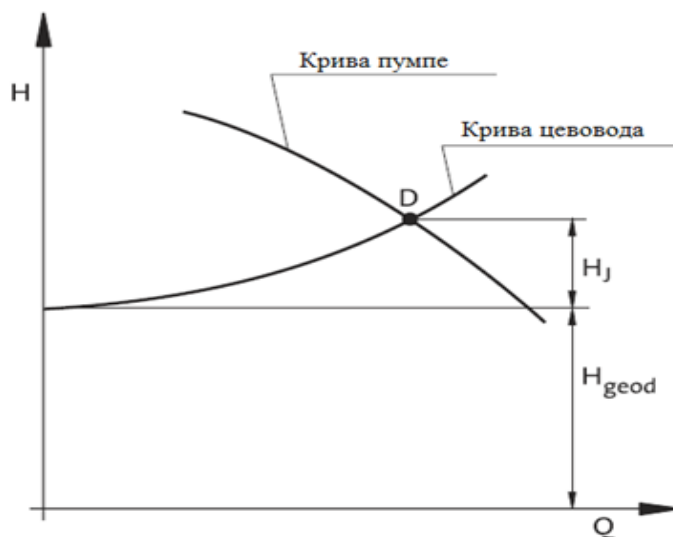
Још један практичан проблем је чињеница да садржај чврстих честица може тренутно бити већи од средње или пројектоване вредности за пумпу или цевовод. Генерално муљне пумпе су погодне за рад са муљем који има у себи до 3% чврстих честица.

3.9. Одређивање радне тачке пумпе

При проучавању радне тачке пумпе потребно је одредити: рад са једном пумпом; паралелни рад идентичних пумпи; паралелни рад различитих пумпи; стварну радну тачку; одређивање радне тачке за паралелни рад пумпних станица.

3.9.1. Рад са једном пумпом

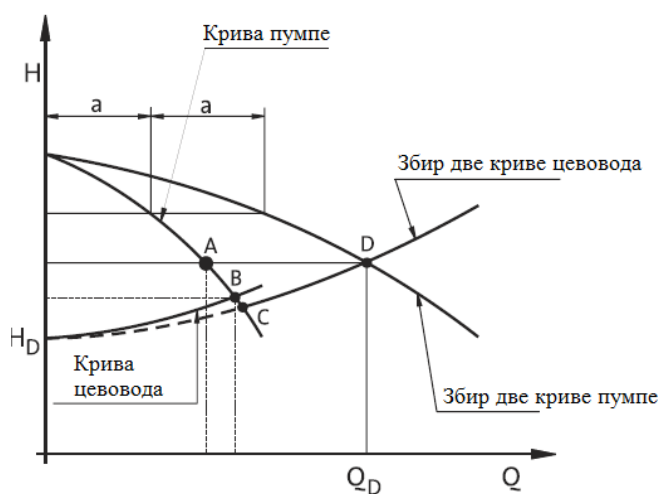
Крива рада са једном пумпом добија се додавањем геодетске висине (H_{geod}) и губитака у цевима (H_f). У овом случају, геодетска висина је константа, независна од протока, док су повећани губици приближно једнаки квадрату протока Q . Радна тачка ће се наћи у пресеку криве цевовода и пумпне криве. У том тренутку напор пумпе једнак је потребном напору криве цевовода, *слика 41*.



Слика 41. Одређивање радне тачке пумпе [10]

3.9.2. Паралелни рад идентичних пумпи

Као што и сам назив асоцира, ради се о комбинацији двеју или више пумпи повезаних у истим цевоводима. Дакле, паралелни рад идентичних пумпи. Крива код овог облика незнатно варира у зависности од броја пумпи, јер свака пумпа има своју линију испуштања. Ако претпоставимо да две идентичне пумпе са идентичним одвојеним гранама у цевоводу раде паралелно, онда добија се карактеристична крива цевовода. У том случају, радна тачка за две или више пумпи добија се у пресеку збира две криве пумпе и две криве цевовода, слика 42.



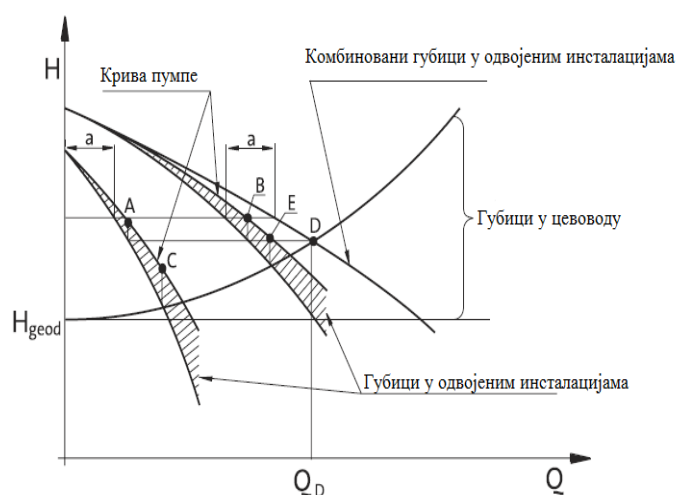
Слика 42. Радна тачка када раде две идентичне пумпе [10]

3.9.3. Паралелни рад различитих пумпи

Приликом одређивања радне тачке за две различите пумпе потребно је претпоставити различите карактеристике за њихове одвојене инсталације. То се може показати на графикону као смањење напора, тј. смањење криве пумпе.

Комбинација ових смањених кривина при константном напору даје комбиновану криву напора за пумпу. Пресек ове криве и криве цевовода даје комбиновану радну тачку.

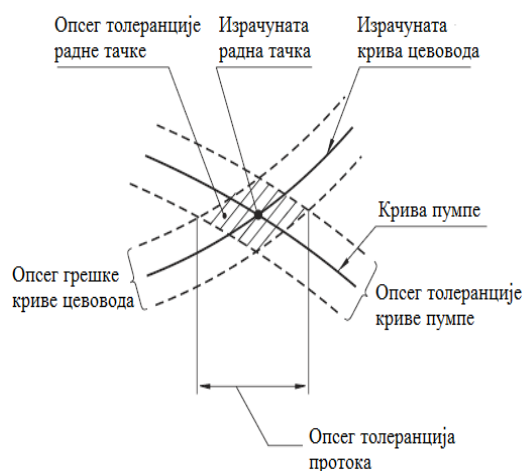
Цртајући уназад од ове тачке при константном напору до смањене криве пумпе, могу се прочитати индивидуалне радне тачке са ових пресека.



Слика 43. Радна тачка за две различите пумпе [10]

3.9.4. Стварна радна тачка

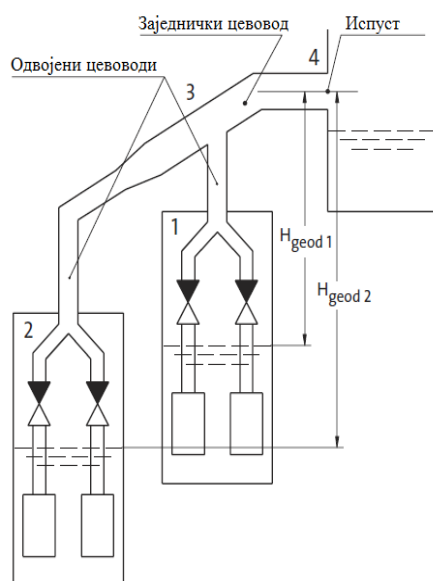
Поред горе поменутих радних тачака, стварна радна тачка се увек разликује од израчунате радне тачке. Разлог је у нумеричким методама за израчунавање губитака у цевоводу као и у дозвољеним толеранцијама код пумпних криви. Поред тога, карактеристике пумпе ће се променити због хабања, корозије и нагомилавања седимената. Стварна радна тачка цевовода приказана је на *слици 44*. Ако се радна тачка налази на ниском делу протока од пумпне криве, и ако је крива цевовода стрма, опсег толерације за проток може бити велики у односу на пројектовану радну тачку. Ова чињеница се треба узети у обзир при изабору пумпе.



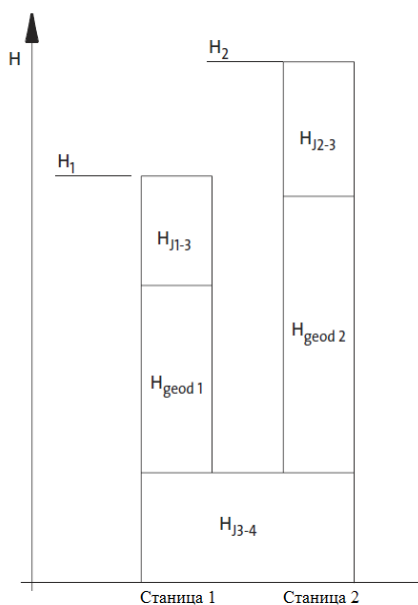
Слика 44. Опсег толеранције за радну тачку [10]

3.9.5. Одређивање радне тачке за паралелни рад пумпних станица

Комбиновани излаз од две или више пумпних станица које раде на различитим радним тачкама у заједничком ценоводу може се одредити помоћу графичке методе. Слика 45, приказује графичку методу у којој две пумпне станице раде паралелно у заједничком ценоводу. Када обе пумпне станице раде, радне тачке пумпи су регулисане притиском у рачви, где се излази пумпних станица спајају у заједнички ценовод. Укупан напор за појединачне пумпне станице може бити подељен на више компоненти.

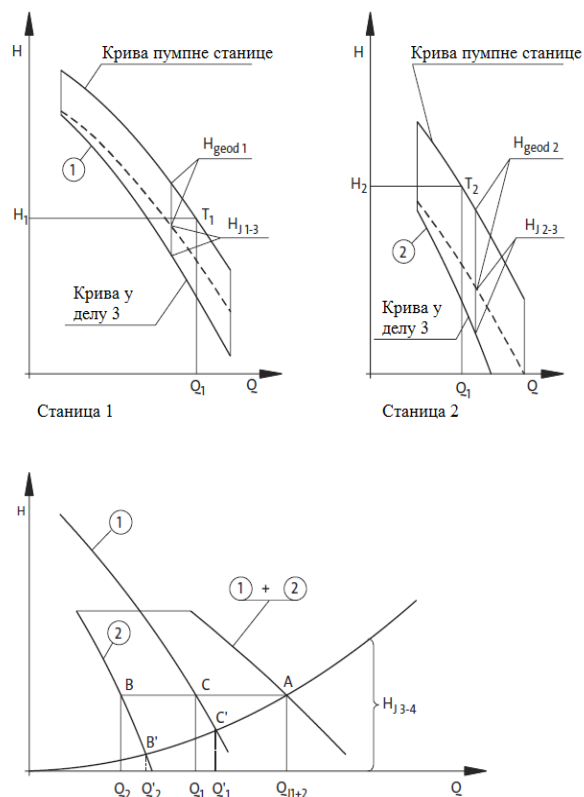


Слика 45. Пумпне станице у паралелном раду [10]



Слика 46. Компоненте напора [10]

Са слике 46, ознаке су: $H_{J\ 3-4}$ – губици у заједничком цевоводу између делова 3 и 4; H_{geod1} – геодетска висина пумпне станице 1; H_{geod2} – геодетска висина пумпне станице 2; $H_{J\ 1-3}$ – губици у одвојеним цевоводима између делова 1 и 3; $H_{J\ 2-3}$ – губици у одвојеним цевоводима између делова 2 и 3; $H_{J\ 3-4}$ – губици у заједничком цевоводу.



Слика 47. Успостављање радне тачке код паралелних пумпних станица [10]

Слика 47, описује одређивање радне тачке за паралелни рад пумпних станица, где је неопходно да се на радној кривој пумпне станице одузме геодетска висина (H_{geod}) и губици у одвојеним цевоводима (H_f). Такође, збир добијених крива за станице 1 и 2 се уцртавају са кривом губитака у заједничком цевоводу. У пресеку криве пумпних станица (1+2) и збира протока (1+2) добија се радна тачка А. Радне тачке за појединачне пумпне станице су В' и С'. Процедура се може користити и код система са више пумпних станица које су повезане у заједнички цевовод. Међутим одређивање радне тачке постаје још теже.

3.10. Пумпне станице

Пумпна постројења, односно пумпне станице су превасходно објекти намењени за транспорт флуида (течност) са једног на друго место. Како би се то одвијало потребно је да та станица поседује пумпу и опрему за транспорт (цевовод). У пракси се користе разна постројења овог типа, као што су системи за снабдевање водом, дренажу, системи за одвођење отпадних вода, итд.

Сама конструкција пумпне станице је врло различита, јер зависи од основних елемената, а то су пумпа и опрема за транспорт флуида (течности).

Конструкција пумпне станице мора бити на највишем нивоу, како не би дошло до кvara. У вези с тим, главни фактор за рад пумпне станице је хидраулички дизајн.

Међутим, по питању дизајна станице, постоји знатна разлика у зависности од количине отпадних вода, па тако и имамо знатно различито дизајниране пумпне станице: за пијаће воде, за канализационе системе, за грађевински муљ, у индустрији, итд.

3.10.1. Запремина и површина подземне јаме

Пумпне станице за муљне воде, првенствено су дизајниране да раде са непречишћеним отпадним водама које се путем гравитације сливају у цевовод.

Канализација се улива у подземну јаму, познатију као мокри бунар, која је опремљена електричним системом за праћење нивоа отпадних вода. Када ниво отпадних вода достигне одређени ниво, пумпа се покреће и транспортује отпадне воде до главног колектора одакле се испушта у гравитациони шахт, и тако у циклусима.

Ефективна запремина подземне јаме мора бити одговарајуће величине. Превелика запремина може довести до акумулације муља у јами, док премала запремина доводи до честог покретања и заустављања пумпе. Употреба савремених муљних пумпи, са високом дозвољеном фреквенцијом старта, доводи до примене мањих и ефикаснијих пумпних станица.

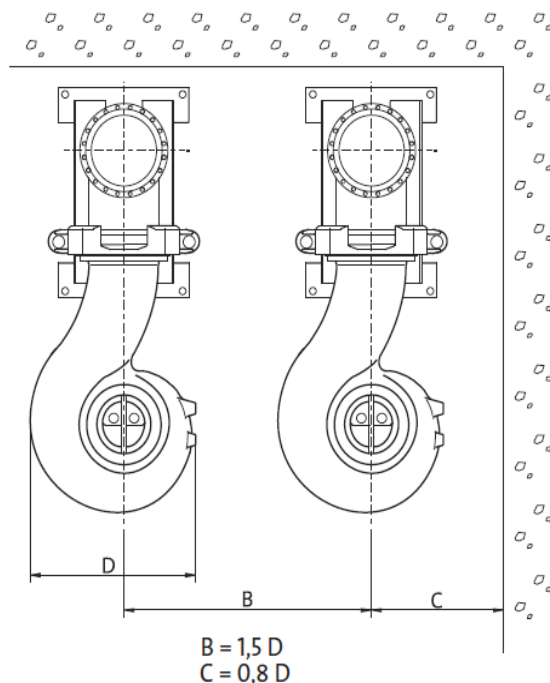
Ефективна запремина јаме је запремина која се испуни између периода покретања и заустављања пумпе. У стварности запремина у пумпној станици варира током времена, и просечна фреквенција старта ће стога бити мања од теоријске.

Сегменти покретања и заустављања пумпе треба да буду релативно близу из следећих разлога: почетна фреквенција пумпе је довољно велика да спречи таложење муља на дно јаме; довод пумпне станице треба поставити што ниже у поређењу са течношћу у подземној јами. Максимална вредност висине се креће од 1 m за мање пумпне станице до 2 m за веће пумпне станице. Површина пода подземне јаме може се израчунати из следеће једначине:

$$A_w = \frac{Q}{2O} \dots \dots \dots (34)$$

где је: A_w – површина пода подземне јаме, Q – укупан проток пумпне станице.

За пумпне станице са малим протоцима површина ће бити лимитирана физичким димензијама пумпи, ако се користе муљне пумпе. Препоручене димензије пумпне инсталације су приказане на слици 48. За веће протоке потребно је све димензије подићи на квадрат.



Слика 48. Препоручене димензије пумпне инсталације [10]

3.10.2. Доводна цев пумпне станице

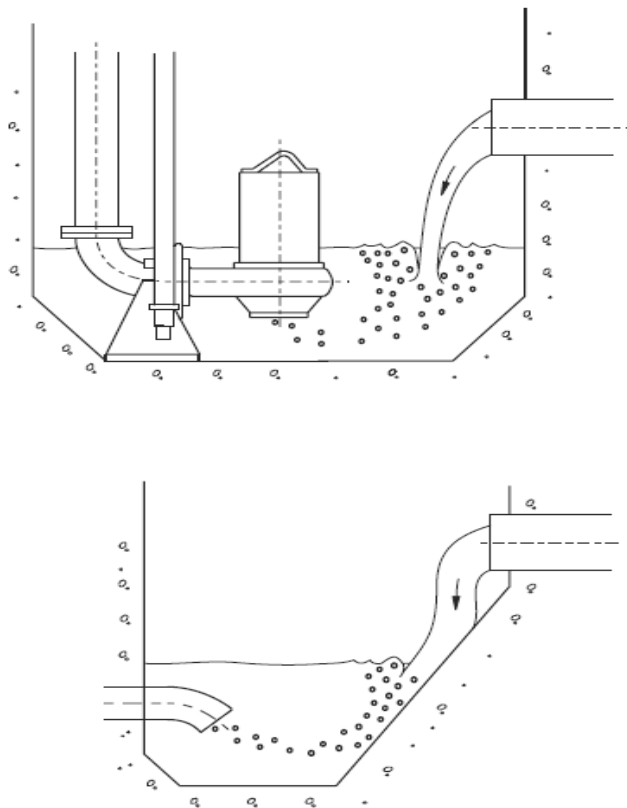
Позиција и величина доводне цеви је важна за функцију пумпне станице. Проблеми са којима се суочавају пумпе у раду су често изазване лошим постављањем доводне цеви.

Доводна цев која је постављена високо у односу на површину течности, може изазвати увлачење ваздуха и формирање мехова при пуњењу. Ваздушни мехови у отпадним водама имају тенденцију да остану у води због могућности да се сједињују са чврстим честицама.

Висину доводне цеви треба свести на минимум и не треба да прелази 1 m, без обзира да ли пумпна станица има комору за смиривање течности.

Ваздух који се нађе у отпадној води има тенденцију да остане унутар радног кола. Ово може довести до повећања захтеване снаге и смањивање ефикасности пумпе.

Повећава се ризик од кавитације и вибрација, а ако је количина ваздуха у пумпи висока може довести и до престанка рада. Брзина течности на улазу не би требало да прелази 1,2 m/s како би се избегло формирање мехова у бунару.



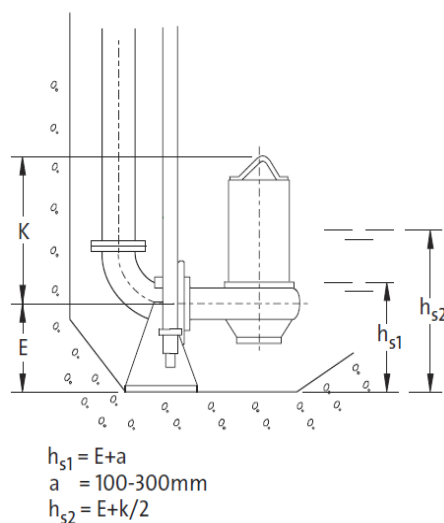
Слика 49. Положаји доводне цеви који треба да се избегавају [10]

3.10.3. Облик пода

Облик пода је значајан само за оне пумпне станице које служе за отпадне воде, имајући у виду да добар дизајн пумпних станица спречава таложење седимента на дну, али може бити и од помоћи при спречавању хватања покорице на површини. Сви углови пода треба да су под углом од 45° , а у малим пумпним станицама углови моги бити и под 60° . Доња површина треба да се смањи на што мању меру. Смањивање површине у доњој зони ће довести до повећања протока у близини улаза, чиме се повећава испирање евентуално наталоженог муља.

3.10.4. Висина течности за рад пумпе

Нивои течности који су потребни за покретање и заустављање пумпе су дефинисани у фази пројектовања. Они треба увек да се проверавају и евентуално да се изврши подешавање како би систем функционисао.



Слика 50. Препоручене вредности у фази пројектовања [10]

Ниво на коме се зауставља рад пумпе треба да буде што је могуће нижи, тако да се брзине струјања радне течности повећавају на крају радног циклуса. Ниво на коме се пумпа зауставља зависи од нивота течности која хлади мотор. У пумпним станицама са две муљне пумпе, од којих је једна у резерви, ниво заустављања се може спустити испод нивоа мотора, чак иако се мотор хлади потапањем у течност, слика 50. Муљне пумпе имају и заштитне уређаје од прегревања који ће зауставити пумпу услед неодговарајућих услова хлађења.

Пумпне станице које раде са више различитих типова пумпи у различитим условима морају увек да имају довољну количину течности за хлађење мотора. Ниво заустављања код муљних пумпи које нису потопљене зависи од висине доводне цеви, облика и брзине протока.

Уколико је површина подземне јаме A_w димензионисана коришћењем једначине (33), први ниво за покретање пумпе у пумпној станици може се поставити на 1 m висине од нивоа на коме се пумпа зауставља. За мале приливе течности ниво покретања може бити мањи. Други ниво покретања може се поставити 0,2- 0,3 m од првог нивоа.

3.11. Конструктивна решења муљних пумпи

На тржишту постоји широк спектар муљних пумпи које се користе за контаминираних воде које садрже абразивне честице; за отпадне воде и муљ који садржи влакна и чврсте материје; отпадне воде које садрже чврсте материје, дуга влакна и муљ; течна ђубрива, отпадне воде и муљ; сирову воду и лагано загађену отпадну воду и муљ, итд.

Подручја примене су: грађевинарство, индустрија, рударство, пољопривреда, извођење канализационих система и системи за водоснабдевање.

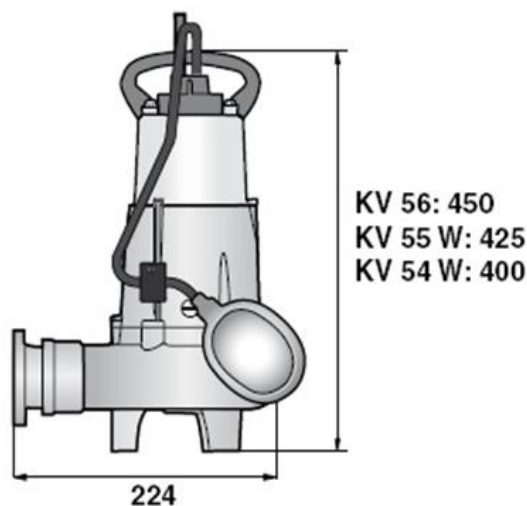
Потапајуће муљне пумпе употребљавају се за: одвод градске, кућне, индустријске отпадне воде и свих типова муља, процесне отпадне воде, кишнице, воде за хлађење; препумпавање морске воде, вискозних и корозивних флуида; секундарно препумпавање на површинским коповима и у рудницима; абразивне, корозивне и вискозне течности, итд.

У наредном делу текста биће дат приказ карактеристика неколико муљних пумпи које се могу наћи на тржишту.

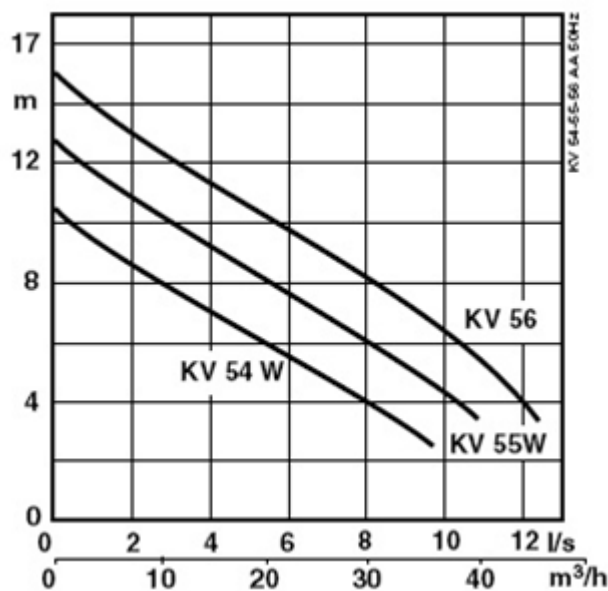
Електрична водено-муљна пумпа. Овај модел пумпе је најтраженији на свету. Реч је о универзалној водено-муљној пумпи малог капацитета. Напајање ове пумпе је монофазно, док је снага мотора 1,5 kW. Одликује се малим димензијама кућишта (224 x 425 mm) и масом од 17 kg, те је лако преносива и погодна је за теренски рад.

Отвор за црево пумпе је 40 mm и присуство песковитог садржаја није проблем за њу, али ипак треба имати на уму да овај модел пумпе *није намењен за избацивање шљунка и ситнијег камења.*

Ова пумпа од додатне опреме поседује пловак који регулише рад мотора и мотор се искључује приликом пада воде, односно укључује када ниво воде поново нарасте. Пумпа долази са електричним каблом дужине 10 метара и поседује заштиту мотора од прегревања.



Слика 51. Електрична водено – муљна пумпа [16]



Слика 51. Карактеристике електрично водено – муљне пумпе [16]

Електрична потопива пумпа за муљ са заштитом од електричног шока, пропусти чврсте предмете до 40 mm, док се у дубини може спустити до 10 метара.

Максимална радна температура пумпе је 40°. Поседује мотор снаге 1.0 kW (KV54W), 1.5 kW (KV55W). Број обртаја у минути су 2900.

Муљна пумпа Koshin KTH-80X. Ова пумпа се одликује изузетном снагом, великим капацитетом избацивања (1340 l/min) и врло популарном ценом. Ова врста пумпе намењена је за уклањање воде и муља на градилиштима, њивама и приликом поплава на локацијама где довод електричне струје није могућ зато што користе гориво за покретање мотора.

Велика снага ових пумпи и неоспоран јапански квалитет довео је до тога да се ове пумпе продају у равно 130 земаља широм света. Због ниских цена популарне су и врло продаване чак и у најсиромашнијим земљама трећег света. Ове пумпе нису потапајуће.



Слика 52. Муљна пумпа Koshin KTH-80X [16]

Суштина снаге и квалитета ових пумпи лежи у четворотактним бензинским моторима који су способни да воду и муљ црпу са максимално 8 метара дугим цревом, а усисани садржај избацују на чак 25 метара (напор пумпе). Економична потрошња бензина омогућава да ове пумпе раде аутономно и до 2,5 часа, без досипања горива. За производњу мотора, пропелера мотора и самог кућишта пумпи коришћени су најквалитетнији материјали (гвожђе, прохром, алуминијум), те је дуг животни век пумпи још један параметар који доприноси њиховом професионалном квалитету.

Основне карактеристике пумпе су: капацитет (1340 l/min); максимални напор (27 метар); дубина усиса (8 метара); максимални пречник нечистоћа (27 mm); пречник усиса и потиса (80/80 mm); димензија (721 x 516 x 586 mm); маса пумпе (63 kg).

Карактеристике мотора пумпе: Honda GX240 (ваздушно хлађење), снага на 3600 обртаја (5.3/3600) запремина мотора (242 cm), запремина резервоара (5.3 l), погонско гориво (безоловни бензин), аутономија рада (2.5 h са једним резервоаром), стартовање (ручно).

Муљна пумпа DVV-M серије. Карактеристике ове пумпе су: незачепљавајуће обртно коло од ливеног гвожђа, мотор са термичком заштитом, ојачана осовина за продужен радни век, двоструки механички заптивач са уљном међукомором, опционо, постоље за лакшу инсталацију и одржавање.

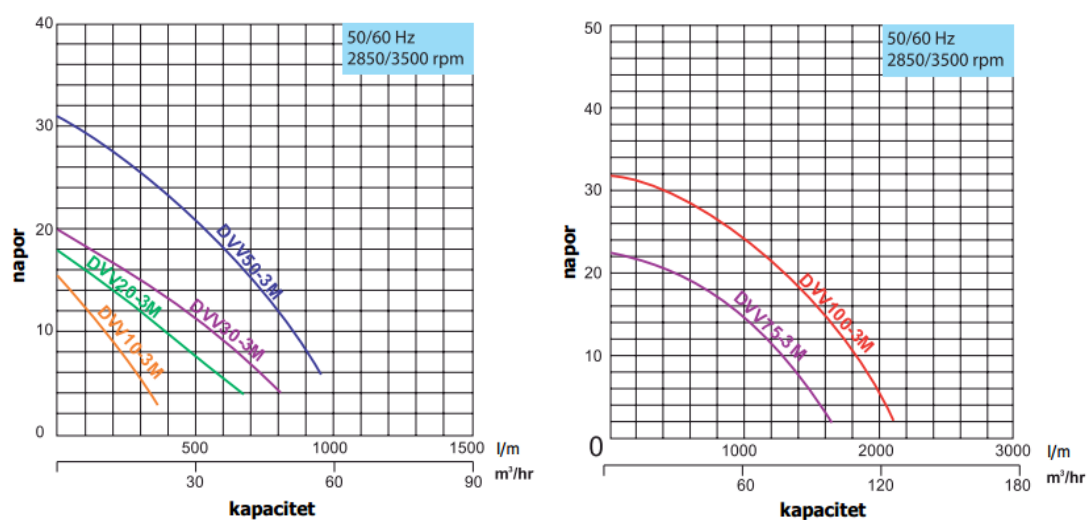
Налазе примену у мањим индустријским, комерцијалним системима, као и у домаћинствима, за одвод отпадне воде, одвод воде из тунела, напајање или одвод воде у пољопривреди, довод воде за системе за наводњавање.



Слика 53. Муљна пумпа DVV-M серије [16]

Табела 5. Карактеристике муљне пумпе DVV-M серије [16]

Модел	Снага		Струја	Излаз		Слободан пролаз (mm)	Кабл nxmm ²	Димензије (mm)	Тежина (kg)
	(KS)	(kW)		(")	(mm)				
DVV 10-3M	1	0,75	1,8	2	50	12	4x1,6	414x251x190	21
DVV 20-3M	2	1,5	3,2	3	80	12	4x1,6	440x289x190	26
DVV 30-3M	3	2,2	4,6	3	80	12	4x2,0	503x313x220	39
DVV 50-3M	5	3,7	7,9	4	100	15	4x2,0	518x313x220	45
DVV 75-3M	7,5	5,5	11,5	4	100	15	4x3,5	639x572x270	65
DVV 100-3M	10	7,5	15,2	6	150	15	4x5,5	592x647x270	75

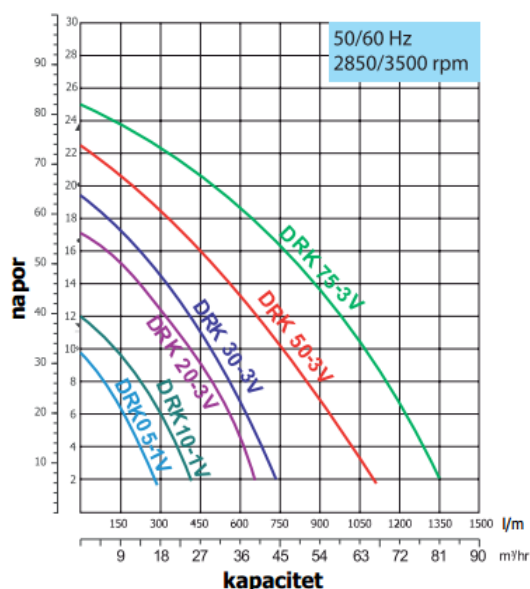


Слика 54. Карактеристике муљна пумпа DVV-M серије [16]

Муљна пумпа DRK-V серије. Карактеристике ове пумпе су: пумпа за одвод воде са већим чврстим материјама, незачепљавајуће вортех радно коло за супериоран рад, пумпа од ливеног гвожђа са кућиштем мотора од нерђајућег челика, мотор са термичком заштитом, опциона механичка заптивка од силикон карбида, опционо постоље за лакшу инсталацију и одржавање. Налазе примену у мањим индустријским постројењима, као и у домаћинствима, у системима за третман отпадних вода.



Слика 56. Муљна пумпа DRK-V серије [16]



Слика 57. Карактеристике муљне пумпе DRK-V серије [16]

Табела 6. Карактеристике муљне пумпе DRK-V серије [16]

Модел	Снага		Струја (A)	Изназ		Слободан пролаз (mm)	Кабл nxmm ²	Димензије (mm)	Тежина (kg)
	(KS)	(kW)		(")	(mm)				
DRK 05-1V	0,5	0,4	1,5	2	50	30	3x1,0	223x132x395	15
DRK 10-1V	1	0,75	1,5	2	50	30	3x1,0	223x132x425	21
DRK 20-3V	2	1,5	3,0	3	80	35	4x1,5	390x210x530	32
DRK 30-3V	3	2,2	2,8	3	80	35	4x1,5	390x210x550	34
DRK 50-3V	5	3,7	4,0	4	100	45	4x2,5	525x250x635	45
DRK 75-3V	7,5	5,5	4,5	4	100	50	4x2,5	525x250x675	54

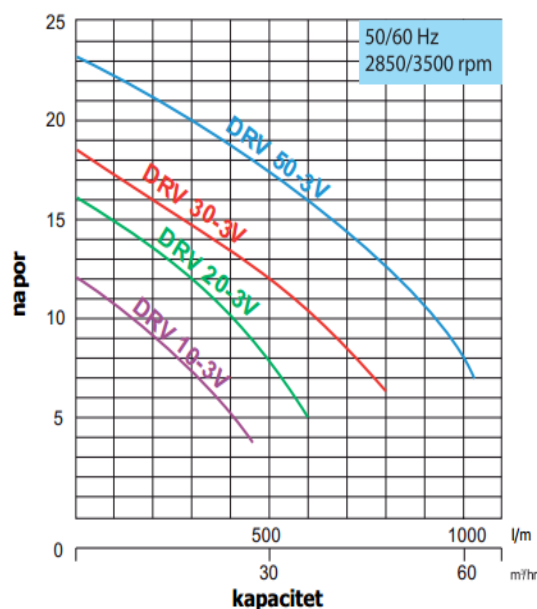
Муљна пумпа DRV-V серије. Карактеристике ове пумпе су: пумпа за одвод веома запрљане воде, незачепљавајуће ојачано радно коло, супериоран рад, мотор са термичком заштитом, двоструки механички заптивач са уљном међукомором, опционо, постоље за лакшу инсталацију и одржавање. Налазе примену у транспорту канализационе воде са крупним нечистоћама, третману отпадних вода, индустријска и комерцијална примена, у системима за комуналну отпадну воду.



Слика 58. Муљна пумпа DRV-V серије [16]

Табела 7. Карактеристике муљна пумпа DRV-V серије [16]

Модел	Снага		Струја (A)	Изназ		Слободан пролаз (mm)	Кабл nxmm ²	Димензије (mm)	Тежина (kg)
	(KS)	(kW)		(")	(mm)				
DRV 10-3V	1	0,75	1,8	3	80	46	4x1,5	435x280x170	19
DRV 20-3V	2	1,5	3,2	3	80	46	4x1,5	515x395x195	24
DRV 30-3V	3	2,2	4,6	3	80	46	4x2x5	590x430x255	51
DRV 50-3V	5	3,7	7,9	3	80	57	4x4,0	470x430x255	55



Слика 59. Карактеристике муљна пумпа DRV-V серије [16]

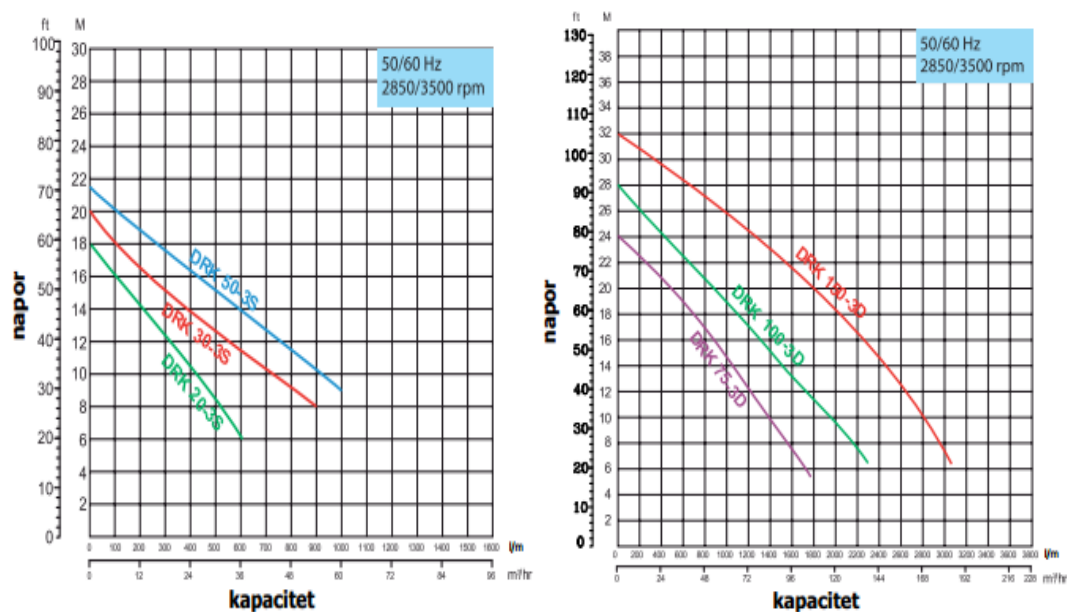
Муљна пумпа DRL S/D серије. Карактеристике ове пумпе су: веома издржљива пумпа за канализациону воду, незачепљавајуће обртно радно коло за велике радне капацитете, мотор са термичком заштитом, рад са крупним нечистоћама (до 65 мм), двоструки механички заптивач са уљном међукомором, опционо постоље за лакшу инсталацију и одржавање. Налазе примени у транспорту отпадне воде са крупним нечистоћама, третману отпадних и канализационих вода, индустријска и комерцијална примена, распрострањена примена у стамбеним деловима.



Слика 60. Муљна пумпа DRL S/D серије [16]

Табела 8. Карактеристике муљне пумпе DRV-V серије [16]

Модел	Снага		Струја	Израз		Слободан пролаз (mm)	Кабл nxmm ²	Димензије (mm)	Тежина (kg)
	(KS)	(kW)		(")	(mm)				
DRK 20-3S	2	1,5	1,3	3	80	48	4x1,5	400x240x545	37
DRK 30-3S	3	2,2	2,2	3	80	48	4x1,5	425x220x615	47
DRK 50-3S	5	3,7	4,3	3	80	48	4x2,5	425x220x615	50
DRK 75-3D	7,5	5,5	4,5	4	100	65	4x4,0	485x300x735	104
DRK 100-3D	10	7,5	5,8	4	100	65	4x4,0	485x300x840	114
DRK 150-3D	15	11	10,0	4	100	65	4x6,0	585x340x875	165



Слика 51. Карактеристике муљне пумпе DRL S/D серије [16]

4. ПРОРАЧУН МУЉНЕ ПУМПЕ У ПОСТРОЈЕЊУ ЗА ТРЕТМАН ОТПАДНИХ ВОДА

У овом поглављу дат је пример прорачуна муљне пумпе за постројење за третман отпадних вода.

1. Полазни подаци

- проток: $Q = 80 \frac{L}{s}$,
- притисак: $p = 3,2 bar$,
- брзина обртања: $n = 1450 \text{ min}^{-1}$,
- снага $P = 10 kW$

Уколико није задата брзина обртања радног кола пумпе она се може одредити на основу табеле 9., добијене на основу статистичких података за пумпе са добрим степеном корисности:

Табела 9. Карактеристике муљне пумпе

Q [L/s]	n [min ⁻¹]
1,5 ÷ 50	2950
25 ÷ 250	1450
100 ÷ 500	960
200 ÷ 700	730
600 ÷ 2000	580

2. Прорачун радног кола

2.1. Висина дизања (напор) H

$$H = \frac{p}{\rho g}$$

$$H = 32,61 \quad H = 33m$$

2.2. Специфична брзина обртања пумпе n_{sq}

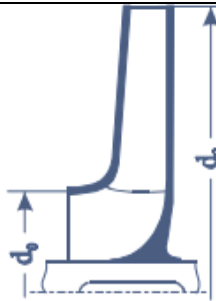
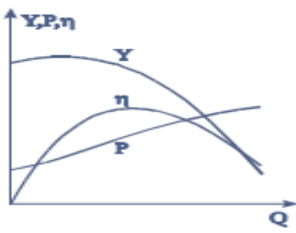
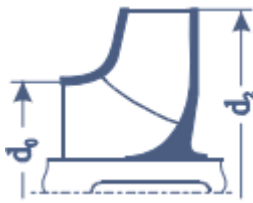
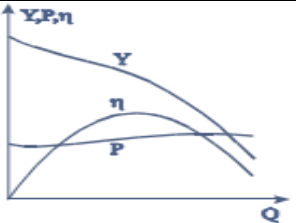
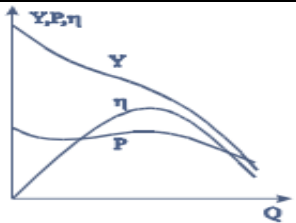
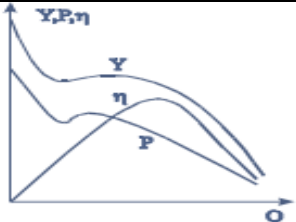
$$n_{sq} = \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_{sq} = 29,78$$

У израз за специфичну брзину обртања улазе проток и напор који одговарају једном радном колу пумпе. Тако нпр., ако се ради о вишестепеној пумпи, напор који одговара једном радном колу је H/n , где је n број степени пумпе. Уколико се пак ради о двострујној пумпи, проток који одговара једном радном колу је $Q/2$.

На основу специфичне брзине обртања врши се класификација пумпи.

Табела 10. Класификација пумпи

Тип пумпи	n_{sq}	d_2/d_0	Типичан изглед меридијанског пресека радног кола	Типичне радне карактеристике пумпи
Спороходне центрифугалне	13 ÷ 25	3,0 ÷ 2,5		
Нормалне центрифугалне	20 ÷ 80	2,5 ÷ 1,4		
Полуаксијалне (дијагоналне)	70 ÷ 140	1,4 ÷ 0,9		
Аксијалне (пропелерне)	140 ÷ 300	0,8		

2.3. Процена степена корисности пумпе η

2.3.1. Запремински степен корисности η_q

$$\eta_q = \frac{1}{1 + 0,285 \cdot n_{sq}^{-\frac{2}{3}}}$$

$$\eta_q = 0,97$$

2.3.2. Проток кроз радно коло пумпе Q_k

$$Q_k = \frac{Q}{\eta_q}$$

$$Q_k = 82,38 \frac{L}{s}$$

2.3.3. Рачунски пречник усисног грла радног кола d_{or}

Коефицијент K_0 зависи од типа, конструкције и намене пумпе. За већину пумпи, средњих квалитета, укључујући и вишестепене пумпе (изузимајући први степен који због кавитације може бити и већи) овај се коефицијент креће у границама $K_0 = 3.6 - 4.5$. За кондензатне и напојне пумпе, као и за пумпе малих димензија ($d_{or} < 70 \text{ mm}$), је $K_0 = 4.5 - 5.0$. Већим вредностима коефицијента K_0 одговарају пумпе бољих кавитацијских особина, али већих габарита.

$$K_0 = 4,47$$

$$d_{or} = \left(K_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n}} \right)$$

$$d_{or} = 172 \text{ mm}$$

2.3.4. Хидраулички степен корисности η_h

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\log d_{or} - 0,172)^2}$$

$$\eta_h = 0,9$$

2.3.5. Степен корисности који обухвата трење дискова η_{mi}

$$\eta_{mi} = \frac{1}{1 + \frac{61,55}{n_{sq}^2}}$$

$$\eta_{mi} = 0,9$$

2.3.6. Механички степен корисности η_{me}

Механички степен корисности η_{me} обухвата губитке у лежиштима и заптивачима пумпе. Обично је $\eta_{me} = 0.96 - 0.98$

$$\eta_{me} = 0,98$$

2.3.7. Степен корисности пумпе η

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_q \cdot \eta_{mi} \cdot \eta_{me}$$

$$\eta = 0,8$$

Уобичајене вредности степена корисности су:

- за средње пумпе, по квалитету и димензијама $\eta = 0,7 - 0,8$;
- за пумпе мале по димензијама $\eta = 0,6 - 0,75$;
- за велике, квалитетне пумпе $\eta = 0,75 - 0,85$.

2.4. Снага на вратилу пумпе P

$$P = 10kW$$

2.4.1. Рачунска снага на вратилу пумпе P_r

Вредност коефицијента K_p се одређује на основу снаге на вратилу пумпе:

- $K_p = 1,03 - 1,05$ за $P \leq 50 kW$ (већој снази P одговара мањи коефицијент K_p и обрнуто);
- $K_p = 1,03$ за $P > 50 kW$.

$$K_p = 1,05$$

$$P_r = K_p \cdot P$$

$$P_r = 10,5kW$$

2.5. Рачунски момент на вратилу пумпе M_r

$$M_r = \frac{P_r}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$M_r = 69,204Nm$$

2.6. Избор погонског електромотора

Погонски електроmotor се бира из произвођачког каталога, на основу рачунске снаге P_r , рачунског момента M_r и брзине обртања n . Треба бирати прву већу снагу и обртни момент у

каталогу. Уколико се припадајућа брзина обртања разликује од претпостављене за више од 5%, прорачун треба поновити за ново n !

Одабран је електромотор *SEVER 1.ZK 160 M-4*

2.7. Пречник вратила пумпе d_{vr}

Вратило пумпе је оптерећено на увијање. Пречник вратила зависи од материјала који ће се употребити за његову израду. Дозвољени напон при увијању за челике за вратила се обично креће у границама $\tau_{doz} = (12 - 20) \text{ PA}$.

$$\tau_{doz} = 14 \cdot 10^6 \text{ Pa} - \text{усвојено}$$

$$d_{vr} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_r}{\pi \cdot \tau_{doz}}}$$

$$d_{vr} = 29,31 \text{ mm}$$

Заокружујемо на цео број: $d_{vr} = 30 \text{ mm}$

2.8. Пречник главчине радног кола d_{gl}

Пречник главчине се обично узима да је $d_{gl} = (1.1 - 1.4) d_{vr}$

$d_{gl} = 1.2 d_{vr}$ - усвојено

$$d_{gl} = 36 \text{ mm}$$

2.9. Спољашњи и унутрашњи пречници усисног грла радног кола d_{0i} и d_{0e}

При одређивању унутрашњег и спољашњег пречника усисног грла разликујемо два случаја:

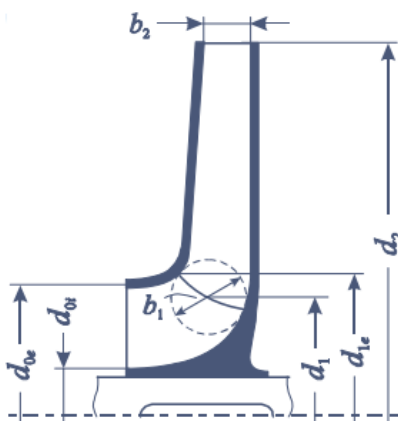
- радно коло је на конзоли (мале и средње једностепене пумпе):

$$d_{0i} = 0$$

$$d_{0e} = d_{0r}$$

- вратило пролази кроз радно коло (вишестепене, двострујне и велике једностепене пумпе):

$$\begin{aligned} d_{0i} &= d_{gl} & d_{0i} &= 0 \text{ mm} \\ d_{0e} &= \left(d_{0r}^2 + d_{0l}^2 \right)^{0,5} & d_{0e} &= d_{0r} \\ & & d_{0e} &= 172 \text{ mm} \end{aligned}$$



Слика 52. Улисно грло радног кола

2.10. Пречник радног кола на улазу d_1

Код пумпи мале брзоходости, улазна ивица лопатице је паралелна са осом, или благо нагнута ка њој. Лопатице таквих кола су целом дужином цилиндричне. Са повећањем брзоходости, улазна ивица се све више спушта у улисно грло кола, тј. пречник d_1 се смањује, а лопатице у улазном делу постају витопере. Обично је $d_1 = (1 - 0.8) d_{0e}$

$$d_1 = d_{0e} - \text{усвојено}$$

$$d_1 = 172 \text{ mm}$$

2.11. Екстерни пречник радног кола на улазу d_{1e}

Обично је $d_{1e} = (1.0 - 1.1) d_{0e}$

$$d_{1e} = 1,028 \cdot d_{0e} - \text{усвојено}$$

$$d_{1e} = 176,81 \text{ mm}$$

2.12. Обимска брзина на улазу у радно коло u_1

$$u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n$$

$$u_1 = 13,04 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

2.13. Брзина струјања у улисном грлу радног кола c_0

$$c_0 = \frac{4 \cdot Q_k}{\pi d_{0e}^2}$$

$$c_0 = 3,54 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Брзина у улисном грлу треба да се креће у границама $c_0 = 1.5 - 5 \text{ m/s}$

2.14. Меридијанска брзина испред улаза у радно коло c_{m1}

Меридијанску (проточну) компоненту брзине треба благо убрзати у усисном грлу радног кола, јер се на тај начин поље брзина хомогенизује, гранични слој се стањује, а габарити пумпе се смањују. Обично се узима да је $K_{m1} = (1.05 - 1.1)$. Међутим, у случају радних кола са витоперим лопатица се обично узима да је $K_{m1} = 1$, тј. да је $c_{m1} = c_0$.

$$K_{m1} = 1,05 \quad c_{m1} = K_{m1} \cdot c_0 \quad c_{m1} = 3,72 \frac{m}{s}$$

2.15. Ширина радног кола на улазу b_1

$$b_1 = \frac{Q_k}{\pi \cdot d_1 \cdot c_{m1}}$$

$$b_1 = 40,57 mm$$

2.16. Дебљина лопатица δ

Дебљина лопатица зависи од материјала од којег ће бити израђено радно коло, величине радног кола и оптерећења кола (обимске брзине). Тачан прорачун чврстоће лопатица могуће је извести тек након што се срачунају основне геометријске величине кола. У претходном прорачуну се обично узима да је $\delta = (3 - 11) mm$.

$$\delta = 3 mm$$

2.17. Број лопатица радног кола z

Не постоји начин за одређивање оптималног броја лопатица радног кола. Теоријски, већи број лопатица значи мање заносење флуидне струје на излазу из кола, али и веће струјне губитке услед трења у колу. Већи број лопатица значи и мањи угао дифузорности лопатичног канала чиме се смањује опасност од појаве одлепљивања флуидне струје у лопатичном каналу. Број лопатица може зависити и од намене пумпе. Тако нпр., у случају специјалних пумпи за транспорт чврстих материја (песак, шљунак итд.) број лопатица може бити и врло мали ($z = 1 - 3$). За већину центрифугалних пумпи опште намене је $z = 5 - 11$. Постоји више образаца који се могу искористити за одређивање броја лопатица. У претходном прорачуну треба се држати следећих препорука:

$$n_{sq} < 40 \quad z = 5 - 8$$

$$n_{sq} > 40 \quad z = 6 - 7$$

$$z = 7 \text{ - усвојено}$$

2.18. Лопатични угао на улазу у радно коло β_{11}

$$\beta_{11} = \frac{\pi}{6} \quad \beta_{11} = 30^\circ$$

$$K_1 = 1 - \frac{z \cdot \delta}{\pi \cdot d_1 \cdot \sin(\beta_{11})} \quad K_1 = 0,922$$

$$\beta_0 = \arctg\left(\frac{c_{m1}}{K_1 \cdot u_1}\right) \quad \beta_0 = 17,37^\circ$$

$$\Delta \leftarrow |\beta_0 - \beta_{11}| \quad \beta_{1L} = 17,37 \quad - \text{ добијено}$$

$$\beta_{11} \leftarrow \beta_0 \quad \Delta\beta_1 = 4,62 \quad - \text{ усвојено}$$

Лопатични угао на улазу β_{11} треба, у случају центрифугалних пумпи, да буде нешто већи од овако добијеног угла безударног улаза флуидне струје у радно коло. Тиме се добија нешто мања релативна брзина на улазу у радно коло што, како показују експерименти доводи до извесног побољшања кавитацијских и енергетских карактеристика пумпе.

Величина нападног угла $\Delta\beta_1$ зависи пре свега од брзоходости:

$$\Delta\beta_1 = 3-8 \quad \text{za } n_{sq} < 25$$

$$\Delta\beta_1 = 2-5 \quad \text{za } 25 < n_{sq} < 33$$

$$\Delta\beta_1 < 2 \quad \text{za } n_{sq} > 33$$

Лопатични угао треба да буде у границама $\beta_{11} = 18 - 25$ (30)

$$\beta_{1L} = \beta_{1L} + \Delta\beta_1$$

$$\beta_{1L} = 22^\circ$$

2.19. Коефицијент закрчености на улазу у радно коло K_1

$$K_1 = 1 - \frac{z \cdot \delta}{\pi \cdot d_1 \cdot \sin(\beta_{11})}$$

$$K_1 = 0,88$$

2.20. Троуглови брзина испред и након уласка у радно коло

- релативни струјни угао:

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{c_{m1}}{u_1}\right) \quad \beta_1 = 15,91^\circ \quad c_{m1} = 3,75 \frac{m}{s}$$

- меридијанске брзине:

$$c_{m11} = \frac{c_{m1}}{K_1} \quad c_{m11} = 4,42 \frac{m}{s}$$

- апсолутне брзине:

$$c_1 = c_{m1} \quad c_1 = 3,72 \frac{m}{s}$$

$$c_{11} = c_{m11} \quad c_{m11} = 4,42 \frac{m}{s}$$

- релативне брзине:

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2} \quad w_1 = 13,48 \frac{m}{s}$$

$$w_{11} = \sqrt{u_1^2 + c_{11}^2} \quad w_{11} = 13,71 \frac{m}{s}$$

Троуглови брзина су приказани на *слици 53*, на крају прорачуна.

2.21. Хидраулички напор кола H_{kh}

$$H_{kh} = \frac{H}{\eta_h}$$

$$H_{kh} = 36,62m$$

2.22. Значица хидрауличког напора кола Ψ_{kh}

Значица хидрауличког напора кола се на основу статистичких података одређује изразом:

$$\psi_{kh} = (2,65 - 2,8) \cdot n_{sq}^{-0,28}$$

$$\psi_{kh} = 2,8 \cdot n_{sq}^{-0,28} \quad - \text{ усвојено}$$

$$\psi_{kh} = 1,082$$

2.23. Пречник радног кола на излазу d_2 (заокружује се на цео милиметар)

$$d_2 = \left(\frac{1}{\pi \cdot n} \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H_{kh}}{\psi_{kh}}} \right) mm$$

$$d_2 = 340mm$$

2.24. Обимска брзина на излазу из радног кола u_2

$$u_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n$$

$$u_2 = 25,79 \frac{m}{s}$$

2.25. Ширина радног кола на излазу b_2 (заокружује се на цео милиметар)

$$b_2 = 0,07 \cdot d_2 \cdot \left(\frac{3,65 \cdot n_{sq}}{100} \right)^{\frac{4}{3}}$$

$$b_2 = 27 \text{ mm}$$

2.26. Лопатични угао на излазу из радног кола β_{2l}

Лопатични угао β_{2l} се одређује на основу Ојлерове једначине за турбомашине итеративним поступком у којем се врши низ узастопних срачунавања угла β_{2l} , коефицијента закрчења на излазу из радног кола K_2 и степена заносења флуидне струје $\varepsilon = 1/(1+p)$

n_{sq}	p	K_ε
$19 \div 22$	$\frac{2K_\varepsilon}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2}$	$(0,55 + 0,65) + 0,65 \sin \beta_{2l}$
$22 \div 28$	$\frac{K_\varepsilon}{z} \frac{r_2^2}{S}$	$(0,55 + 0,65) + 0,65 \sin \beta_{2l}$
$28 \div 55$	$\frac{K_\varepsilon}{z} \frac{r_2^2}{S}$	$\frac{\pi}{2} \left(\sin \beta_{2l} + \frac{d_1^2}{d_2^2} \sin \beta_{1l} \right)$
>55	$\frac{K_\varepsilon}{z} \frac{r_2^2}{S}$	$\left[1,7 + 13,3 \left(\frac{c_{m2k}}{u_2 \tan \beta_{2l}} \right)^2 \right] \sin \beta_{2l}$

$$\beta_{2l} = \frac{\pi}{6} \quad \beta_{2l} = 30^\circ \quad - \text{усвојено}$$

$$K_\varepsilon = \frac{\pi}{2} \left(\sin \beta_{2l} + \frac{d_1^2}{d_2^2} \sin \beta_{1l} \right) \quad K_\varepsilon = 0,93$$

2.27. Коефицијент сужења на излазу из радног кола K_2

$$K_2 = 1 - \frac{z \cdot \delta}{\pi \cdot d_2 \cdot \sin(\beta_{2l})}$$

$$K_2 = 0,95$$

2.28. Статички момент дела средњемеридијанске струјнице S

$$S = \int_1^2 r ds$$

$$S = 0,01$$

$$p = \frac{K_\varepsilon}{z} \cdot \frac{r_2^2}{S}$$

$$p = 0,315$$

2.29. Коефицијент заносења струје флуида

$$\varepsilon = \frac{1}{1+p}$$

$$\varepsilon = 0,76$$

$$\beta_3 = \arctg \left(\frac{Q_k}{K_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_2} \cdot \frac{1}{u_2 - \frac{g \cdot H_{kh}}{\varepsilon \cdot u_2}} \right)$$

$$\beta_3 = 22^\circ$$

$$\beta_{2L} = 22^\circ \text{ - усвојено}$$

Лопатични угао на излазу из радног кола β_{2l} је једна од најважнијих геометријских величина радног кола од које директно зависи хидраулички напор H_{kh} и теоријски степен реакције кола TSR.

Повећањем угла β_{2l} повећава се хидраулички напор кола, али се истовремено смањује удео потенцијалне енергије у укупном напору (смањује се теоријски степен реакције), односно, повећава се удео кинетичке енергије што повећава хидрауличке губитке у непокретним деловима пумпе иза кола, тј. смањује се укупан степен корисности машине. Б. Ристић [9] даје следеће препоруке за величину угла β_{2l} у зависности од специфичне брзине обртања:

n_{sq}	$\beta_{2l} [^\circ]$
11	30 ÷ 36
27	25 ÷ 30
55	20 ÷ 22
82	15 ÷ 20

2.30. Оптимални број лопатица радног кола z

$$z_{opt} = 6,5 \cdot \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_{11} + \beta_{2l}}{2}\right)$$

$$z_{opt} = 7,42 \quad z_{opt} = 8 - \text{усвојено}$$

Уколико се овако добијени број лопатица разликује од оног претпостављеног у тачки 2.17, треба усвојити нови број лопатица и поновити прорачун од тачке 2.17!

2.31. Коефицијент заносења флуидне струје ε

$$p = \frac{2(K_\varepsilon + 0,65 \cdot (\beta_{2l}))}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2}$$

$$p = 0,39$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + p} \quad \varepsilon = 0,71$$

2.32. Коефицијент закрчености на излазу из радног кола K_2

$$\varepsilon_2 = 1 - \frac{z \cdot \delta}{\pi \cdot d_2 \cdot \sin(\beta_{21})}$$

$$\varepsilon_2 = 0,93$$

2.33. Троуглови брзина на излазу из радног кола

- меридијанске брзине:

$$c_{m2} = \frac{Q_k}{\pi \cdot d_2 \cdot b_2} \quad c_{m2} = 2,85 \frac{m}{s}$$

$$c_{m2l} = \frac{c_{m2}}{K_2} \quad c_{m2l} = 2,99 \frac{m}{s}$$

Однос меридијанских брзина на улазу и излазу из радног кола:

$$\frac{c_{m1}}{c_{m2}} = 1,3$$

При проласку кроз радно коло, флуидна струја треба да се успори тако да буде $c_{m1}/c_{m2} = 1 - 1,3$, јер се на тај начин смањује удео кинетичке енергије у напору пумпе, односно повећава се теоријски степен реакције кола ТСР. Успорјење флуидне струје ипак не треба да прелази 30% због опасности

од одлепљивања флуидне струје са површина лопатица. Уколико овај однос ипак прелази 1.3, треба се вратити на тачке 2.14, односно 2.25 прорачуна.

- обимске компоненте апсолутне брзине:

$$c_{u2l} = u_2 - \frac{c_{m2l}}{\operatorname{tg}(\beta_{2l})} \quad c_{u2l} = 18,38 \frac{m}{s}$$

$$c_{u2} = \varepsilon \cdot c_{u2l} \quad c_{u2} = 13,17 \frac{m}{s}$$

- апсолутне брзине:

$$c_2 = \sqrt{c_{m2}^2 + c_{u2}^2} \quad c_2 = 13,47 \frac{m}{s}$$

$$c_{2l} = \sqrt{c_{m2l}^2 + c_{u2l}^2} \quad c_{2l} = 18,63 \frac{m}{s}$$

- релативне брзине:

$$w_2 = \sqrt{c_{m2}^2 + (u_2 - c_{u2})^2} \quad w_2 = 12,93 \frac{m}{s}$$

$$w_{2l} = \sqrt{c_{m2l}^2 + (u_2 - c_{u2l})^2} \quad w_{2l} = 7,98 \frac{m}{s}$$

- релативни струјни угао:

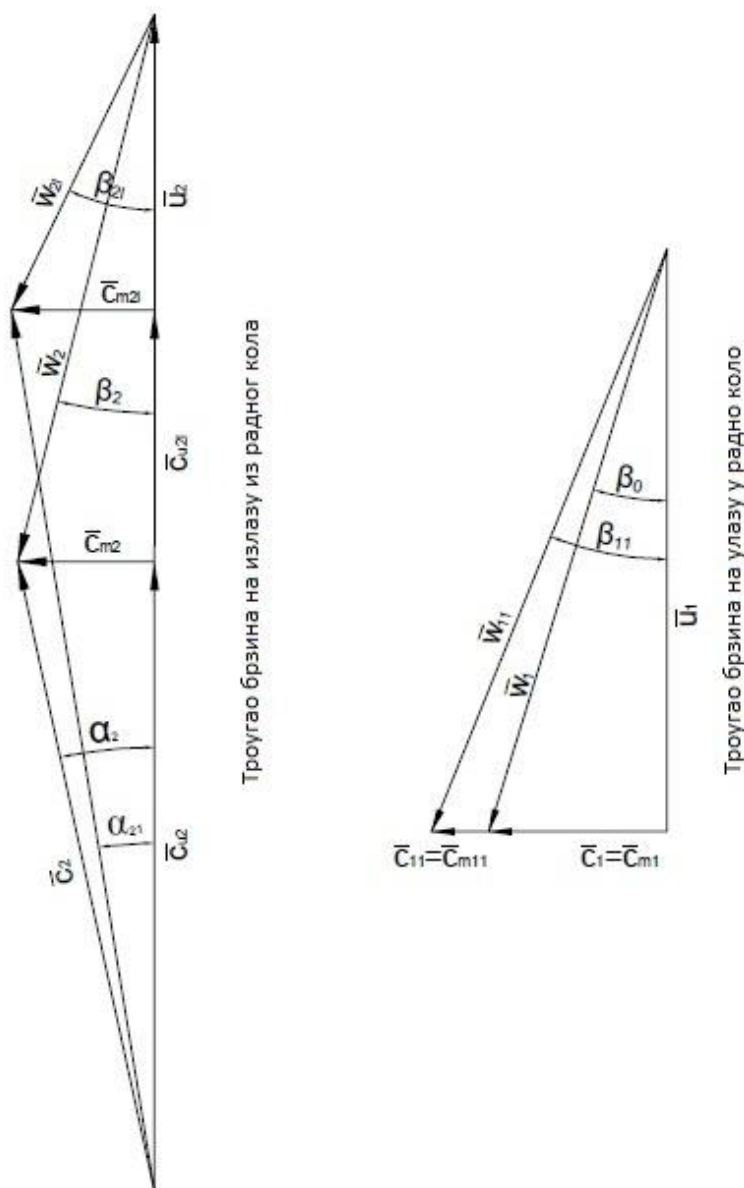
$$\beta_2 = \arctg \left(\frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} \right) \quad \beta_2 = 13^\circ$$

- апсолутни углови:

$$d_2 = \arctg \left(\frac{c_{m2}}{c_{u2}} \right) \quad d_2 = 12,24^\circ$$

$$d_{2l} = \arctg \left(\frac{c_{m2l}}{c_{u2l}} \right) \quad d_{2l} = 9,23^\circ$$

Троуглови брзина су приказани на *слици 53*.



Слика 53. Троуглови – брзина на улазу и излазу из радног кола

3. Профилисање меридијанског пресека радног кола

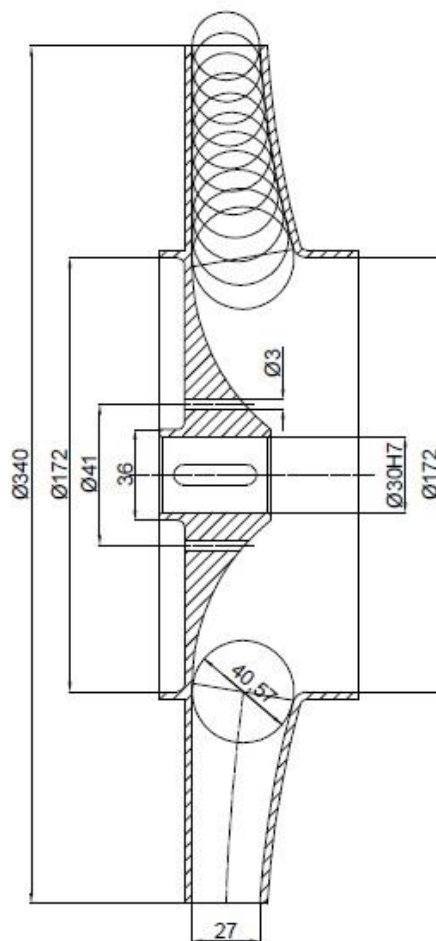
3.1. Профилисање задњег и предњег диска радног кола

Меридијански пресек радног кола се профилише на основу већ израђених пумпи сличне намене, које имају добар степен корисности. Најпре се профилише задњи диск. Затим се и интервал пречника r_1 до r_2 издели на нпр. 10 делова и за сваки пречник се срачуна ширина кола тако да се оствари, рецимо линеарна промена меридијанске брзине кроз радно коло.

$$i = 0 \dots 10$$

$$r_i = \frac{d_1}{2} + i \cdot \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot 10} \quad c_{mi} = c_{m1} + i \cdot \frac{c_{m2} - c_{m1}}{10} \quad b_i = \frac{Q_k}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot c_{mi}}$$

86	3,72	40,96
94,4	3,63	38,24
102,8	3,54	36,01
111,2	3,46	34,06
120,6	3,37	32,24
$r = 129 \text{ mm}$	$c_m = 3,28 \frac{m}{s}$	$b = 30,97 \text{ mm}$
137,4	3,2	29,8
145,8	3,11	28,9
154,2	3,03	28,04
162,6	2,94	27,41
170	2,86	26,95



Слика 54. Меридијански пресек радног кола

3.2. Пречник отвора за умањење аксијалне силе

Пречник отвора за умањење аксијалне силе се одређује конструктивно, зависно од величине радног кола.

$$d = 3mm$$

3.3. Пречник круга на којем се налазе отвори за умањење аксијалне силе

Одређује се конструктивно.

$$D = 41mm$$

3.4. Број отвора за умањење аксијалне силе

Обично је 3 - 8, зависно од величине радног кола.

$$n_{\text{отв}} = 4$$

4. Профилисање радијалног пресека радног кола

(конструисање лопатица методом једног кружног лука)

4.1. Полупречник скелетница лопатица R_L

$$R_L = \frac{d_2^2 - d_1^2}{4(d_2 \cdot \cos(\beta_{21}) - d_1 \cdot \cos(\beta_{11}))}$$

$$R_L = 137,61mm$$

4.2. Полупречник круга на којем се налазе центри скелетница R_0

$$R_0 = \sqrt{R_L^2 + \frac{d_2^2}{4} - R_L \cdot d_2 \cdot \cos(\beta_{21})}$$

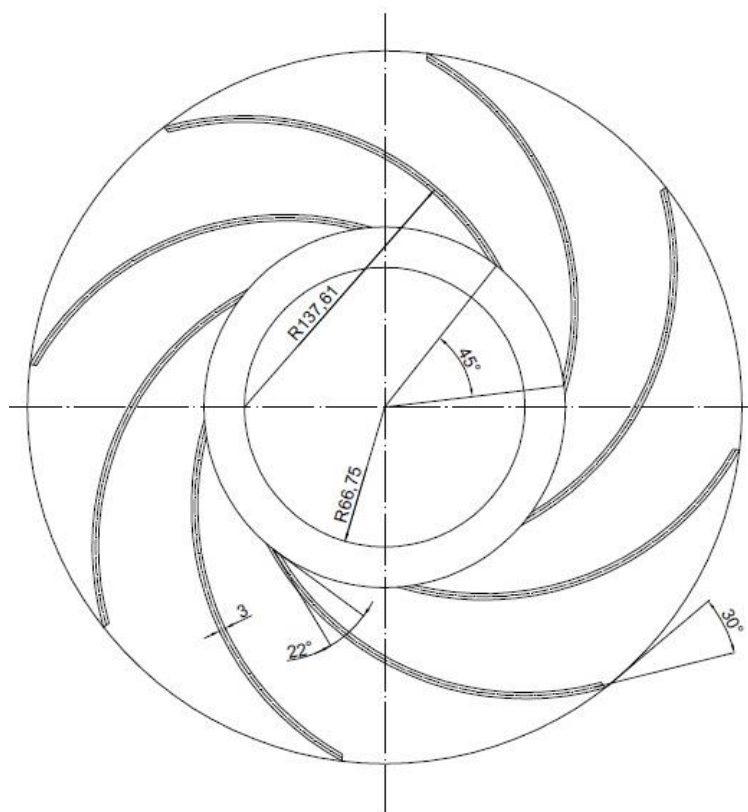
$$R_0 = 66,75mm$$

4.3. Угаони корак лопатица $\Delta\varphi$

$$\Delta\varphi = \frac{360^\circ}{z}$$

$$\Delta\varphi = 45^\circ$$

Радијални пресек радног кола је приказан на слици 55.



Слика 55. Радијални пресек радног кола

5. Прорачун спирале пумпе

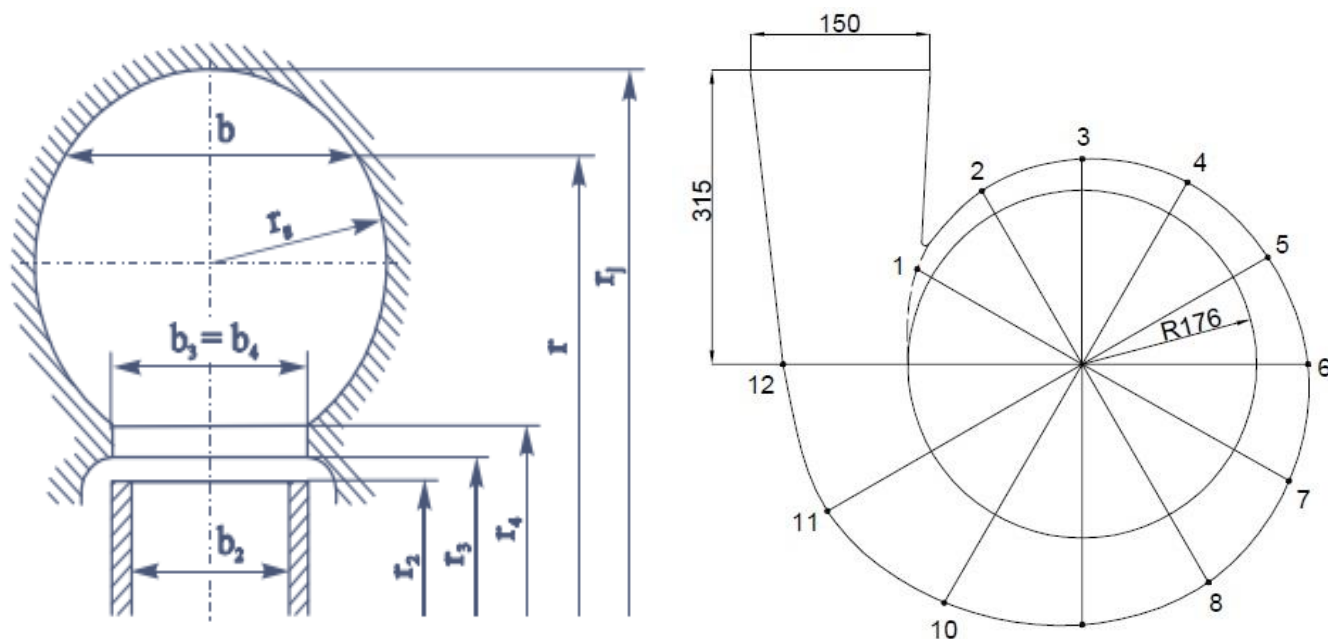
Примарни задатак спирале пумпе је да покупи флуид који излази по читавом обиму радног кола. Секундарни задатак спирале је да успори флуидну струју и на тај начин повећа удео потенцијалног дела напора у укупном напору пумпе. Овде је одабран кружни попречни пресек спирале, пре свега због његове једноставности. Испред спирале, у случају једностепених пумпе, обично се налази безлопатични дифузор. Основни геометријски параметри безлопатичног дифузора се усвајају на основу следећих препорука:

$$b_3 = b_2 + 0,03d_2 \quad b_4 = b_3$$

$$r_3 = 1,03 \frac{d_2}{2} \quad r_4 = 1,2r_3$$

$$b_3 = 38mm \quad b_4 = b_3$$

$$r_3 = 176mm \quad r_4 = 212mm$$



Слика 56. Спирала пумпе

На основу овако добијеног улазног пресека спирале (r_4 , b_4), црта се десетак произвољних кругова и записују се вредности њихових полупречника r_s и полупречника врха спирале r_ϕ

42,49	211,51
24,39	214,74
17,27	220,24
16,28	225,36
16,56	229,38
$r_s = 20,14 \text{ mm}$	$r_\phi = 241,68 \text{ mm}$
23,45	250,11
32,42	270,4
36,78	279,77
44,43	295,85
56,14	320,32

Затим је потребно одредити угаони положај ϕ_i сваког произвољног пресека спирале (r_{si} , $r_{\phi i}$) под претпоставком вихорног струјања унутар спирале, тј. $rc_u = \text{const}$.

$$i = (0 \div R_s) - 1$$

$$\phi_1 = \frac{2\pi d_2 c_{u2}}{Q} \int_{r_4}^{r_{\phi 1}} \frac{\sqrt{(r_{si})^2 - [r - (r_{\phi i} - r_{si})]^2}}{r} dr$$

$\varphi =$	4,1	
	8,7	
	16,2	
	25,4	
	32,7	
	63,3	deg
	91,2	
	172,4	
	212,5	
	310,6	
	473,8	

Преостаје још једино да се одреде вредности полупречника врха спирале R_ϕ и полупречника спирале R_s за карактеристичне угаоне положаје како би се могла исцртати линија спирале.

$$j = 0 \dots 12$$

$$\Phi_j = 0 \text{ deg} + j \cdot 30 \text{ deg}$$

$$R_{\phi_j} = l \text{ int } \text{erp}(\varphi, r_\varphi, \Phi_j)$$

$$R_{s_j} = l \text{ int } \text{erp}(\varphi, r_\varphi, \Phi_j)$$

$\Phi =$	0		233,6		57,8
	30		248,2		16,3
	60		267,3		19,4
	90		277		23,8
	120		282,1		26,3
	150		291,4		31,2
$\Phi = 180$	deg	$R_\phi =$	300,2	mm	$R_s =$
	210		306,9		34,1
	240		311,2		37,2
	270		316,3		38,6
	300		321,4		39,8
	330		326,7		42,2
	360		332,6		45,8
					47,1

6. Прорачун уисног конфузора пумпе

6.1. Пораст притиска у колу

$$\Delta p = \rho g H$$

$$\Delta p = 3,3 \text{ bar}$$

Уисна прирубница се бира из стандарда за цевне прирубнице EN 1092-2 на основу називног притиска PN (тј. Δp). Називни пречник $DN = d_1$ треба да буде први већи пречник од екстерног пречника уисног грла d_{0e} , тако да брзина у улазном пресеку пумпе буде (15 - 30)% мања од брзине у уисном грлу кола c_0 .

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

Усвојена прирубница: DN 80 PN 16 EN 1092-2

6.2. Дужина уисног конфузора

Конструктивно

$$L_k = 100 \text{ mm}$$

7. Прорачун излазног дифузора пумпе

7.1. Улазни пречник дифузора d_e

$$d_e = 2R_{s12}$$

$$d_e = 94,2 \text{ mm}$$

7.2. Излазни пречник дифузора d_{II}

Излазни пречник дифузора d_{II} треба да је исти, или први мањи пречник у односу на улазни пречник конфузора d_1

$$d_{II} = 150 \text{ mm}$$

Усвојена прирубница: DN 65 PN 16 EN 1092-2

7.3. Дужина дифузора L_d

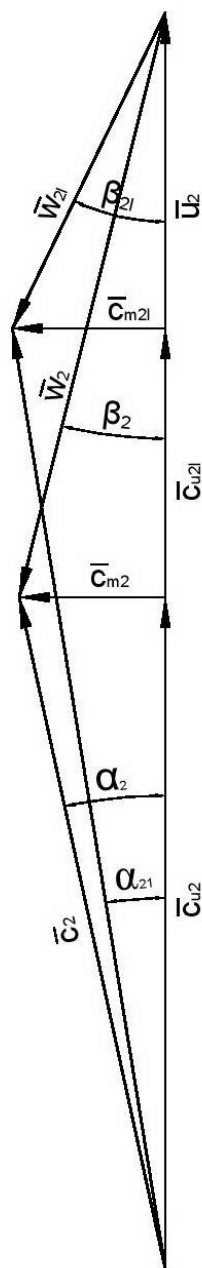
Основна намена дифузора је да успори флуидну струју до излаза из пумпе како би се повећао удео потенцијалне енергије у укупном напору пумпе. Због опасности од појаве одлепљивања флуидне струје, угао ширења дифузора је ипак ограничен и креће се у границама $\Theta = 8 - 12^\circ$

$$\Theta = 11 \text{deg}$$

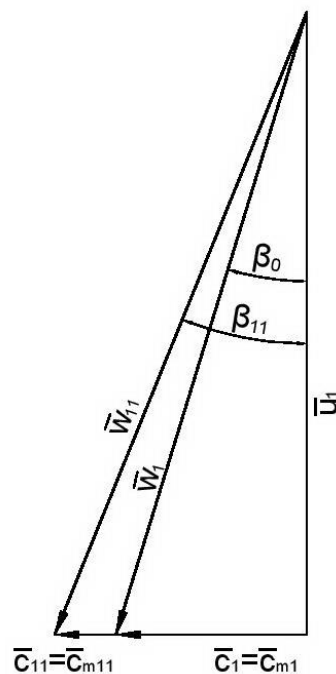
$$L_d = \frac{d_{II} - d_e}{2 \operatorname{tg} \left(\frac{\Theta}{2} \right)}$$

$$L_d = 293 \text{mm}$$

Уколико излазни пресек дифузора јако штрчи изван габарита пумпе, потребно је повећати излазни пречник r_4 безлопатичног дифузора и поново извршити прорачун спирале и излазног дифузора.

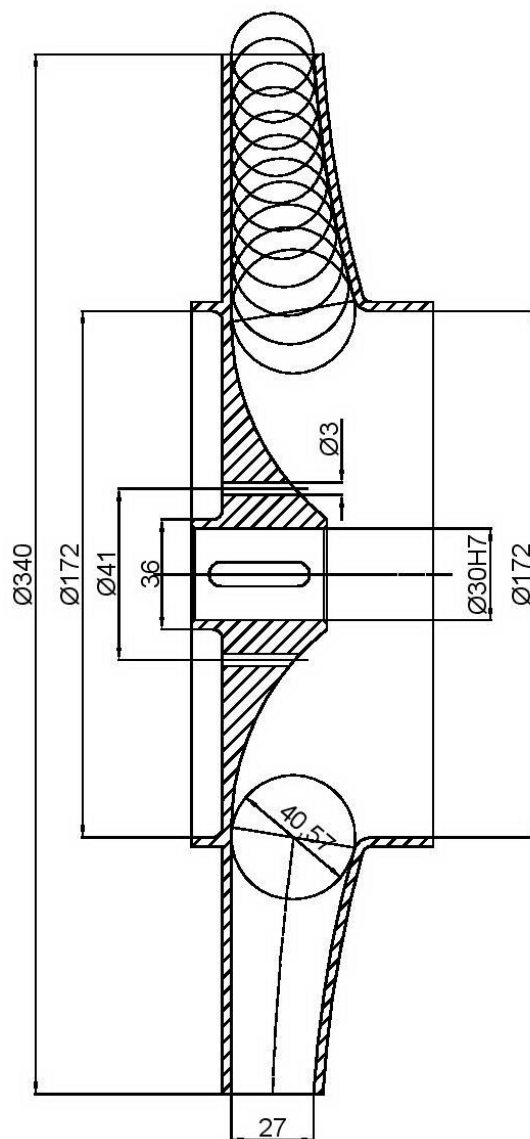


Trougao brzina na izlazu iz radnog kola

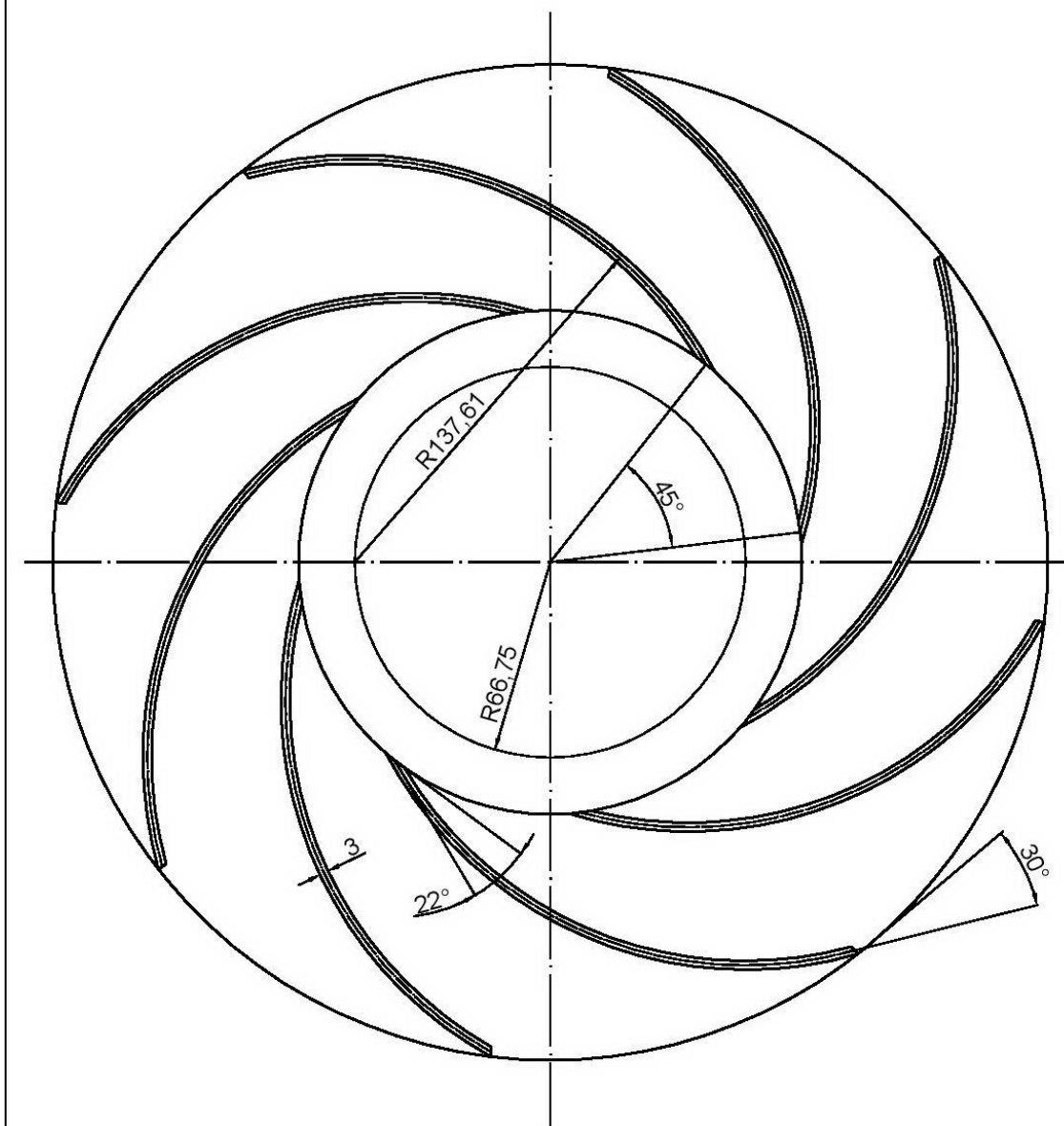


Trougao brzina na ulazu u radno kolo

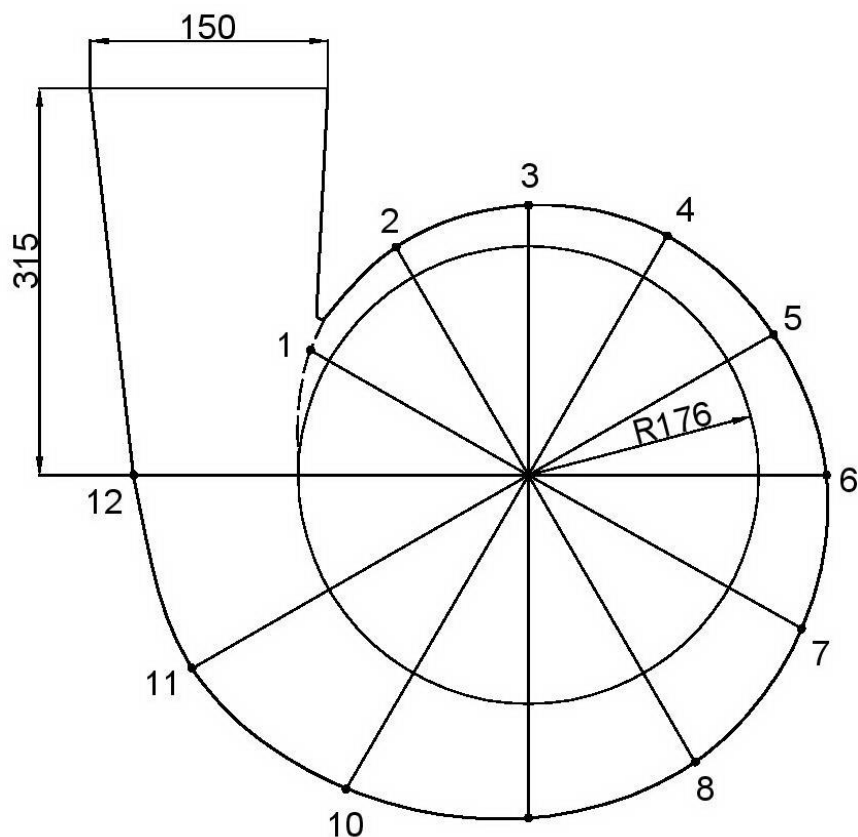
Šifra		Naziv/opis/dodatni opis TROUGLOVI BRZINA NA ULAZU I IZLAZU IZ RADNOG KOLA				Standard/katalog/crtež		Šifra elementa	
Zaštita-termička obrada					Veza za			Klasifikacija	
D					Crtao:	Danka Savić		UNIVERZITET U KRAGUJEVCU FAKULTET INŽENJERSKIH NAUKA	
C					Razradio:	Danka Savić			
B					Konstruisao:	Danka Savić			
A					Uskl.sa stand.:				
zn	Reg. broj	serije	Dana	Potpis				Zamenjuje	
Izmjena:		Važi od:						Zamenjen	
Razmera	NAZIV RADNO KOLO PUMPE							REG. BR. 000.01	



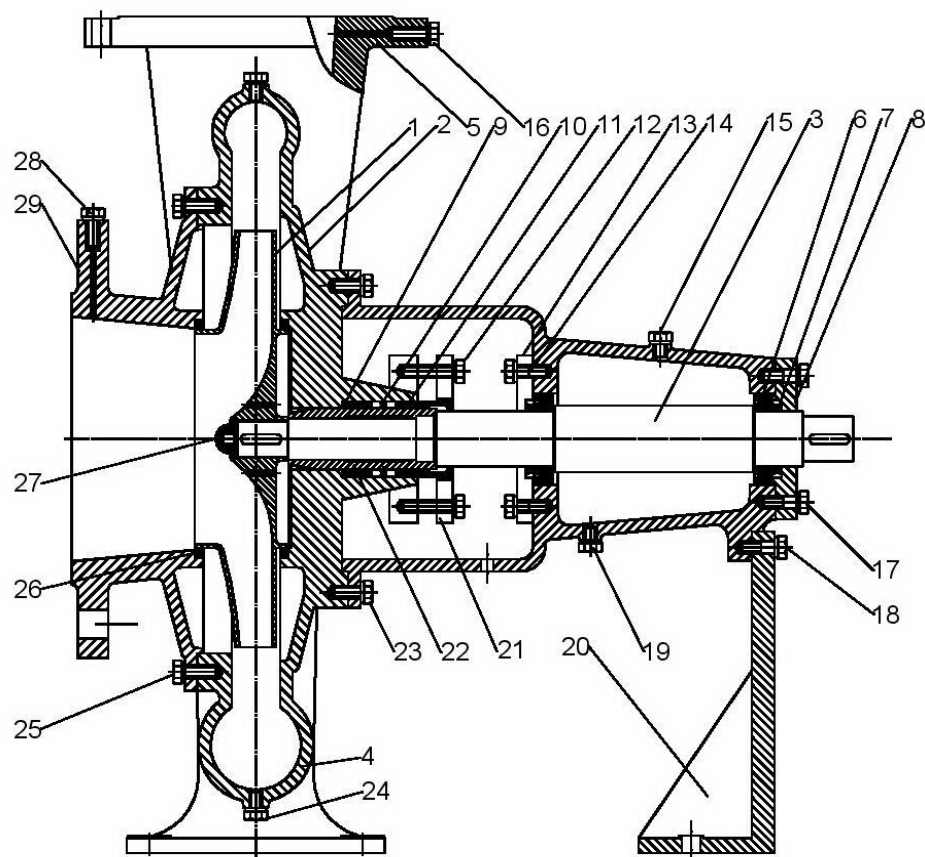
Šifra		Naziv/opis/dodatni opis			Standard/katalog/crtež			Šifra elementa			
MERIDIJANSKI PRESEK RADNOG KOLA											
Zaštita-termička obrada					Veza za			Klasifikacija			
D					Crtao:	Danka Savić		UNIVERZITET U KRAGUJEVCU FAKULTET INŽENJERSKIH NAUKA			
C					Razradio:	Danka Savić					
B					Konstruisao:	Danka Savić					
A					Uskl.sa stand.:						
zn	Reg. broj	serije	Dana	Potpis				Zamenjuje			
Izmjena:		Važi od:						Zamenjen			
Razmera	NAZIV								REG. BR.		
1:2		RADNO KOLO PUMPE								000.02	



Šifra		Naziv/opis/dodatni opis RADIJALNI PRESEK RADNOG KOLA			Standard/katalog/crtež		Šifra elementa	
Zaštita-termička obrada					Veza za			Klasifikacija
D					Crtao:	Danka Savić	UNIVERZITET U KRAGUJEVCU FAKULTET INŽENJERSKIH NAUKA	
C					Razradio:	Danka Savić		
B					Konstruisao:	Danka Savić		
A					Uskl.sa stand.:			
zn	Reg. broj	serije	Dana	Potpis			Zamenjuje	
Izmena:		Važi od:					Zamenjen	
Razmera 1:2	NAZIV RADNO KOLO PUMPE				REG. BR.		000.03	



Šifra		Naziv/opis/dodatni opis				Standard/katalog/crtež		Šifra elementa			
Zaštita-termička obrada					Veza za			Klasifikacija			
D					Crtao:	Danka Savić		UNIVERZITET U KRAGUJEVCU FAKULTET INŽENJERSKIH NAUKA			
C					Razradio:	Danka Savić					
B					Konstruisao:	Danka Savić					
A					Uskl.sa stand.:						
zn	Reg. broj	serije	Dana	Potpis				Zamenjuje			
Izmjena:		Važi od:						Zamenjen			
Razmera	NAZIV								REG. BR.		
1:5		SPIRALA PUMPE								000.05	



Šifra		Naziv/opis/dodatni opis				Standard/katalog/crtež		Šifra elementa			
Zaštita-termička obrada					Veza za			Klasifikacija			
D					Crtao:	Danka Savić		UNIVERZITET U KRAGUJEVCU FAKULTET INŽENJERSKIH NAUKA			
C					Razradio:	Danka Savić					
B					Konstruisao:	Danka Savić					
A					Uskl.sa stand.:						
zn	Reg. broj	serije	Dana	Potpis				Zamenjuje			
Izmjena:		Važi od:						Zamenjen			
Razmera	NAZIV								REG. BR.		
1:5		RADNO KOLO PUMPE								000.00	

29	Prirubnica DN80 PN10	EN 1092-2	1	SL 16			
28	Vijak		1		M12x30		
27	Kuglasta navrtka		1	Č 0445			
26	Prstenasta čaura		2	PCuZn			
25	Vijak		6		M12x40		
24	Vijak		2		M12x30		
23	Vijak		6		M12x40		
22	Čaura		1	PCuZn			
21	Stezač		1	Č 0445			
20	Postolje		1	SL 14			
19	Vijak		1		M12x30		
18	Vijak		2		M12x40		
17	Vijak		6		M12x40		
16	Vijak		1		M12x40		
15	Vijak sa rupom		1		M12x30		
14	Vijak		6		M12x40		
13	Poklopac ležaja		1	Č 0445			
12	Navrtka		4		M12		
11	Zaptivka		2				
10	Gumeni prsten		1				
9	Čaura		1	PCuZn			
8	Poklopac ležaja		1	Č 0445			
7	Semering		2				
6	Ležaj		2				
5	Prirubnica DN80 PN10	EN 1092-2	1	SL 16			
4	Spirala	000.05	1	SL 18			
3	Vratilo		1	Č 0545			
2	Kucište		1	SL 18			
1	Radno kolo	000.02, 000.03	1	PCuSn 32			
poz.	naziv	broj crteža, standard	n	materijal	dimenzije	veza sa	primedbe
Šifra		Naziv/opis/dodatni opis			Standard/katalog/crtež		Šifra elementa
Zaštita-termička obrada				Veza za		Klasifikacija	
D				Crtao:	Danka Savić	UNIVERZITET U KRAGUJEVCU FAKULTET INŽENJERSKIH NAUKA	
C				Razradio:	Danka Savić		
B				Konstruisao:	Danka Savić		
A				Uskl. sa stand.:			
zn	Reg. broj	serije	Dana	Potpis		Zamenjuje	
Izmena:		Važi od:				Zamenjen	
Razmera	NAZIV			REG. BR.			000.00
RADNO KOLO PUMPE							

5. ЗАКЉУЧАК

Избор величине и типа пумпи директно зависи од количина вода које треба препумпати, а с тим и одређивање потребног капацитета пумпи. Капацитет одређују различити критеријуми као што су: доток за 24 часовни период, шпиц максималног дотока, дозвољени број стартова пумпи на сат, брзина дотока течности у резервоаре и др. Ако нису познате подлоге за пројектовање и одређене специфичне вредности за препумпавање, често се у пракси разматра капацитет једнак двоструком просечном дотоку за време максималног дотока - падавина.

При томе се максималан капацитет дели са бројем уграђених пумпи. Код протока који су знатни, овакав приступ је често неекономичан, па се уводе корекциони фактори. Међутим, ако се сматра да две пумпе у паралелном раду могу решити проблем максималног дотока, такође је потребно обратити пажњу на пречнике потисног цевовода. То је важно код дугих потисних цевовода са високим губицима где може бити скроман пораст капацитета пумпања. Корисно је разматрати и пројектовати системе са избором мање вршне пумпе и веће радне пумпе.

Избор пумпе зависи и од капацитета препумпавања и висине на коју треба одвести воду. Минимални енергетски биланс уз висок степен корисног дејства представља додатни важан критеријум при избору. Конструктивни материјали морају, при том, одговарати врсти транспортованог флуида, а посебно када се ради о отпадним водама.

У радном режиму пумпа користи енергију која је мања од називне. Прецизни подаци се добијају од произвођача пумпи (дијаграм карактеристика пумпи). Област примене су чиста и мало запрљана вода, атмосферске воде, јако запрљана и вода са песком, канализационе воде са незапаљивим честицама (обична отпадна и фекална вода)

Пракса је показала да након одређеног времена експлоатације и потребе за оправком веома важан параметар је демонтажа и накнадна уградња пумпе. Овај услов је потребно предвидети још у фази избора и пројектовања. Предности извођења и уградње потопљених пумпи у мобилном извођењу са стабилним цевоводом су да нема вођица и забрављивања које у пракси, због каменца и талога, онемогућавају вађење и заптивање потиса што је велики проблем демонтаже, нижи су трошкови уградње и монтаже, потребан је мали простор за уградњу, хлађење мотора је путем течности која се црпи, монтажа и демонтажа пумпних агрегата је једноставна, потисни колектор може бити и изван шахтног простора, што одређују пречници цевовода, број и величина пумпи.

Индустријске центрифугалне муљне пумпе су пумпе које су највише отпорне на хабање. Могу бити потопљене до 20 метара дубине. Конструисане су тако да није потребно контролисање укључења и искључења у зависности од тога да ли вода надолази или се повлачи, већ се то обавља аутоматски. Такође, није им потребно никакво црево за усисавање воде јер то чине из свог кућишта при чему филтрирају водни садржај од чврстих честица којима бране пролазак.

Муљне пумпе за индустријске потребе су изграђене од нерђајућих материјала и поседују највиши степен заштите, пре свега, заштите од електричног споја, заштиту од прегревања мотора, итд. Рад индустријских муљних пумпи је веома тих што умногоме зависи од чврстих и абразивних материја које пропуштају кроз себе. Термичка заштита мотора чува мотор од прегревања и аутоматски га искључује на задатој температури.

ЛИТЕРАТУРА

- [4] Бабић, З., Стојковић, С. (1997): *Основе турбомашина*, Научна књига, Београд.
- [5] Бабић, З., Стојковић, С. (1997): *Основе турбомашина – принципи дејства и математичког моделирања*, Просвета, Београд.
- [6] Бабић, М., Миловановић, Д., Јовичић, Н. (1991): "Методе прорачуна брзоходних центрифугалних турбопумпи са повећаним антикавитацијским својствима", Зборник радова, Машински факултет, Крагујевац.
- [7] Крсмановић, Јб. Гајић, А. (2005): *Турбомашине – теоријске основе*, Машински факултет, Београд.
- [8] Мирковић, Р. (2003): *Хидраулика*, Микроелектроника, Београд.
- [9] Обрадовић, М. Н. (1973): *Основе турбомашина*, Грађевинска књига, Београд.
- [10] Протић З., Недељковић М. (2006): *Пумпе и вентилатори – проблеми, решења, теорија*, Едиција: Механика флуида и Хидрауличне машине, Машински факултет, Београд, пето издање.
- [11] Росић Б. (2006): *Монтажа делова и подклопова центрифугалне пумпе*, Скрипте у форми Power point презентације, Машински факултет, Београд.
- [12] Ристић Б., Миленковић Д. (1989): *Збирка решених задатака из турбомашина*, Машински факултет, Ниш.
- [13] <http://stancii-ochistki.ru/public/docs/Teoriia-i-praktika-sistem-vodootvedenia-Grundfos.pdf> (приступљено: 15.05.2016.)
- [14] <http://poljoprivredaiselo.com/2011/01/o-pumpama-iz-strucnog-ugla/> (приступљено: 15.05.2016.)
- [15] http://www.agrovodcom.ru/info_zentrob_nasos.php (приступљено: 15.05.2016.)
- [16] http://www.ges.ru/book/book_pumps/2.htm (приступљено: 15.05.2016.)
- [17] <http://www.hms-livgidromash.ru/products/catalog/detail/k-1k/> (приступљено: 15.05.2016.)
- [18] <http://electronpo.ru/neispravnosti-nasosov> (приступљено: 15.05.2016.)
- [19] <http://www.tehnosam.rs/PDF/muljne%20pumpe.pdf> (приступљено: 15.05.2016.)
- [20] http://www.pumpe.rs/muljne_potapajuce_pumpe.php (приступљено: 15.05.2016.)