

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Погони и трансмисије

Број индекса: 60/2006

Марко Р. Борић

**ХИДРОДИНАМИЧКА СПОЈНИЦА
СА АСИМЕТРИЧНИМ РАДНИМ КОЛИМА**

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Вања Шуштершич - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да објасни принцип рада хидродинамичке спојнице, изврши прорачун и уради 3Д модел хидродинамичке спојнице са асиметричним радним колом.

Препоручена литература:

1. Божидар Богдановић, Драгиша Никодијевић, Александар Вулић – Хидраулички и хидромеханички преносници снаге – Машински факултет, Ниш 1999.
2. Василије Н. Келић – Хидропреносници – Научна Књиг, Београд 1989.
3. Љубисав Крсмановић – Хидродинамички преносници снаге – Машински факултет, Београд 1989.

Крагујевац, 9. новембар 2011.

ментор:

Име, презиме и звање ментора

Др Вања Шуштершич, ванр. проф.

Резиме

У оквиру овог завршног рада, а на основу података добијених прорачуном урађен је 3D модел хидродинамичког преносника са асиметричним радним колима. Модел овог преносника урађен је у програмском пакету CATIA V5R20. Од многобројних модула који се налазе у самом пакету, у овом раду је коришћено свега неколико, као што су: Part Design, Assembly Desing и 3D CAD Design Software SolidWorks. Све компоненте преносника су израђене, односно моделиране у модулу „Part Design“, након чега су састављене у целину у модулу „Assembly Design“.

Abstract

In this final paper, based on data obtained by calculation was made in 3D hydrodynamicmodel with an asymmetric gear impellers. The model of this gear was made in the software package CATIA V5R20. Of the many modules that are in the package, in this paper has been used only a few, such as Part Design, Assembly Desing and 3D CAD DesignSoftware SolidWorks. All components are made gear, and modeled in the module "PartDesign", after which they were assembled into a whole in the module "Assembly Design."

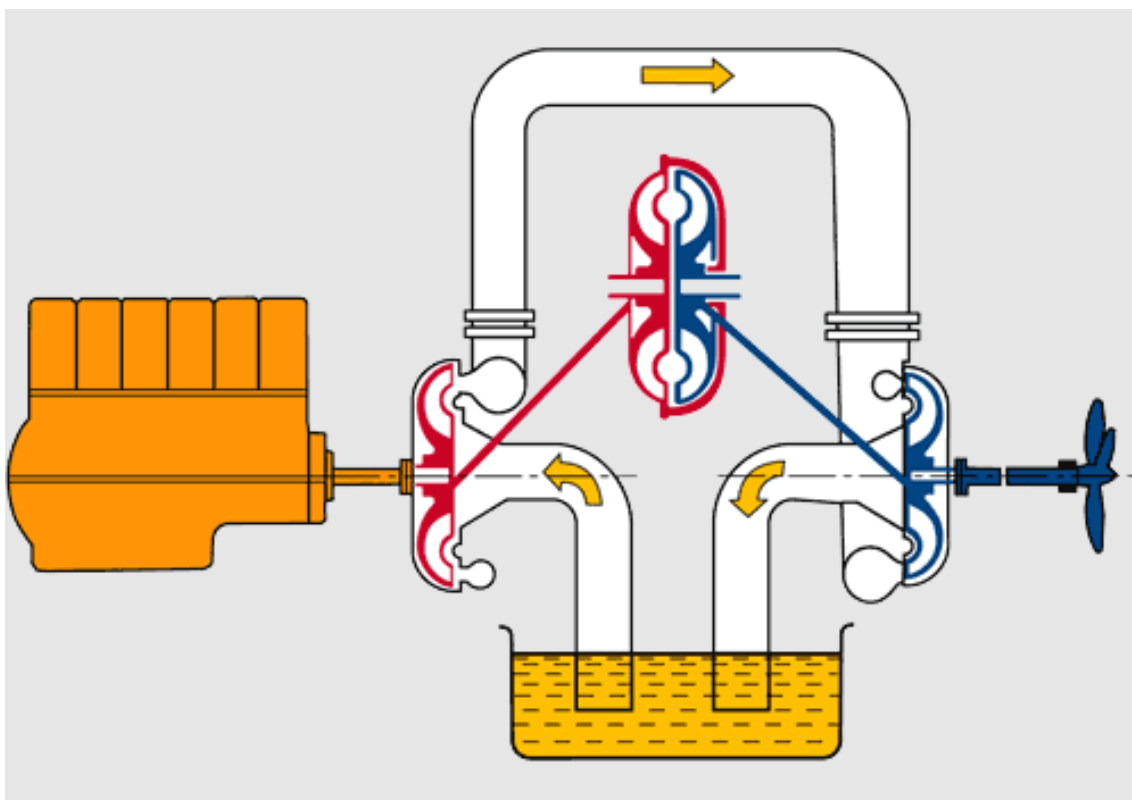
Садржај

Резиме	1
Садржај	3
1. УВОД.....	4
1.1 Основни принципи рада хидродинамичке спојнице	8
2. РАДНЕ КРИВЕ ХИДРОДИНАМИЧКИХ СПОЈНИЦА	11
2.1 Спољне карактеристике	11
2.2 Бездимензијска карактеристика хидродинамичке спојнице	15
2.3 Универзална карактеристика хидродинамичке спојнице	16
2.4 Утицај степена пуњења на радне карактеристике регулационе спојнице	17
2.5 Режији кочења.....	19
2.6 Динамички ланац погонски мотор – хидродинамичка спојница – погоњени уређај	21
2.7 Заједнички рад погнског мотора, регулационе спојнице и погоњеног уређаја	21
3. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ СТРУЈАЊА У ХИДРОДИНАМИЧКОЈ СПОЈНИЦИ	25
3.1 Једнодимензијски модел струјања у хидродинамичкој спојници	25
3.2 Прорачун на основу хидродинамичке сличности и формирање профила радних кола.....	30
4. КОНСТРУКТИВНА РЕШЕЊА И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕ РЕГУЛАЦИОНИХ ХИДРОДИНАМИЧКИХ СПОЈНИЦА	32
4.1 Конструктивна решења	32
4.2 Примена регулационих спојница	35
5. ПРОЈЕКТОВАЊЕ ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ.....	40
5.1 Полазни подаци.....	40
5.2 Прорачун хидродинамичке спојнице	40
6. ИЗРАДА 3D МОДЕЛА ХИДРОДИНАМИЧКОГ ПРЕНОСНИКА СНАГЕ.....	44
ЗАКЉУЧАК.....	51
ЛИТЕРАТУРА.....	52

1. УВОД

Хидраулична турбо спојница је хидродинамички преносник снаге у којем радни флуид транспортује механичку енергију између пумпног кола (примарног одн. погонског елемента) и турбинског кола (секундарног одн. гоњеног елемента).

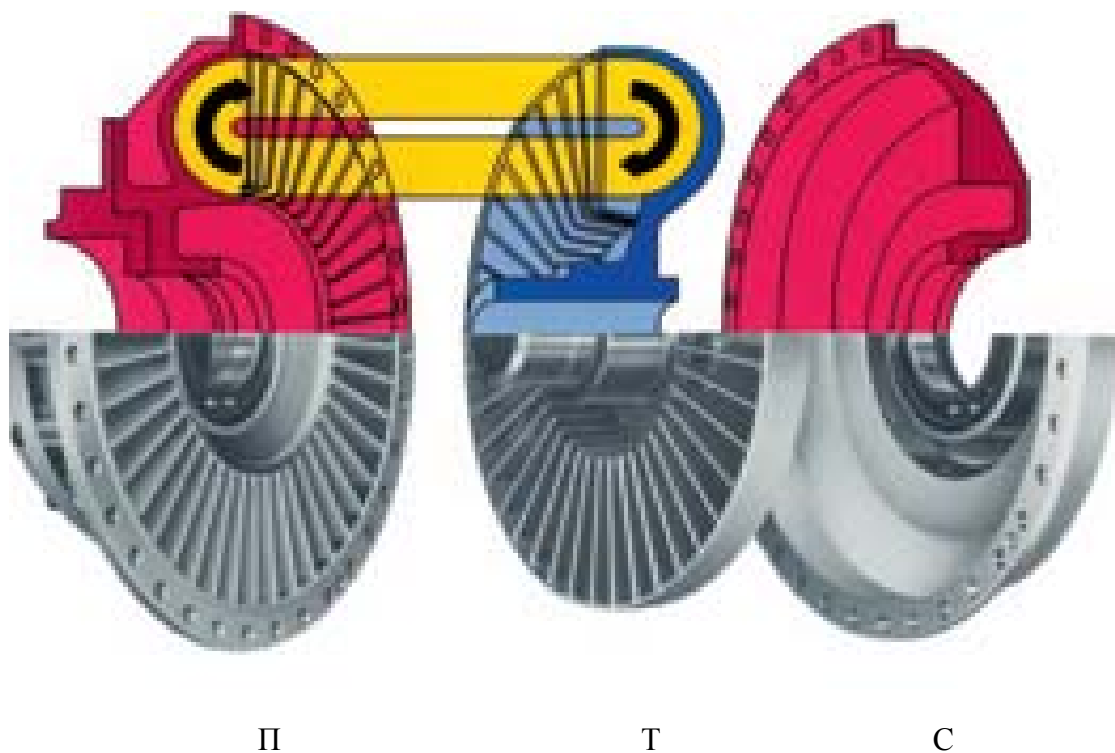
Прво конструктивно решење хидродинамичког преносника остварио је немачки инжењер Фетингер (Hermann Föttinger) 1905. године. На слици 1.1 можемо видети скицу његовог основног решења, на коме разликујемо пумпно коло, турбинско коло, као и цевоводе за транспорт радног флуида од пумпног ка турбинском колу, напојни цевовод пумпе и излазни цевовод турбине и резервоар. Пумпно коло погоњено је погонском машином каква је мотор са унутрашњим сагоревањем или електромотор, док турбина покреће радну машину.



Слика 1.1 – Изворна шема Фетингеровог решења хидродинамичког преноса снаге

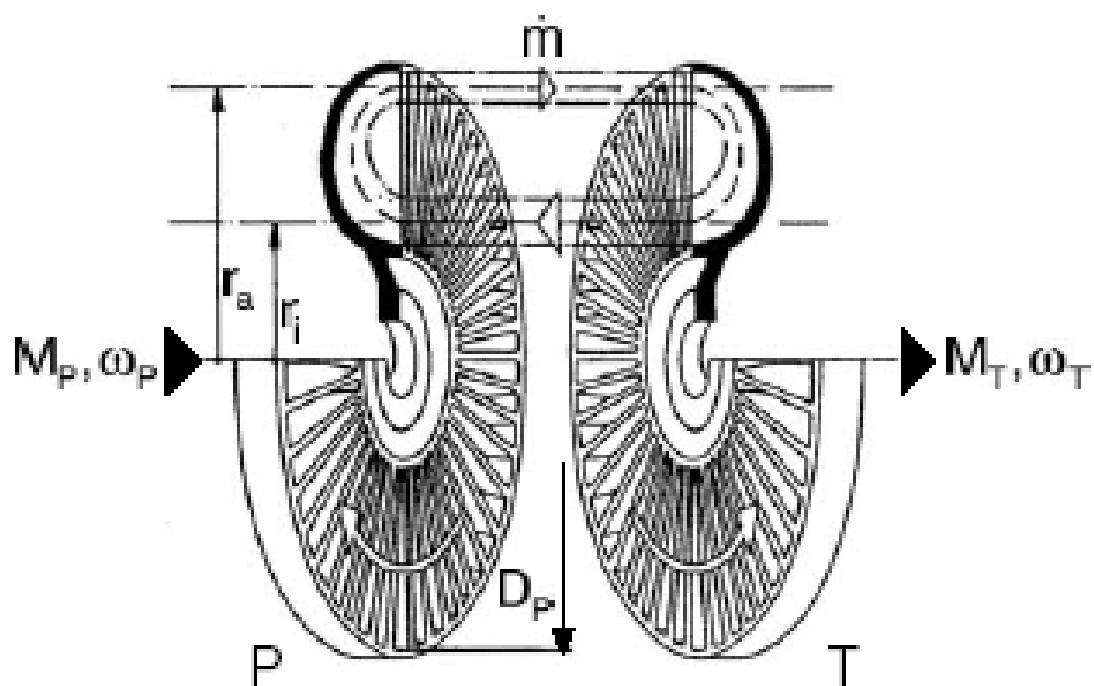
Принцип рада хидродинамичких преносника, па тако и спојница, до данас је остао исти, а разлике су направљене у томе да је, ради смањења хидрауличних губитака снаге у току транспорта радног флуида одстрањен транспортни цевовод. Савремене хидрауличке спојнице састоје се из пумпног и турбинског кола постављених непосредно једно наспрам другог у заједничком кућишту. Основни елементи савремене хидродинамичке спојнице приказани су на слици 1.2. На њој се виде:

С - Оклоп,
Т - Турбинско коло,
П - Пумпно коло.



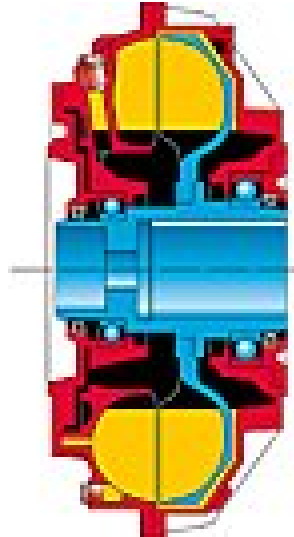
Слика 1.2 – Основни елементи хидродинамичке спојнице

Слика 1.3 приказује упрошћену шему струјања радног флуида у радном простору спојнице.



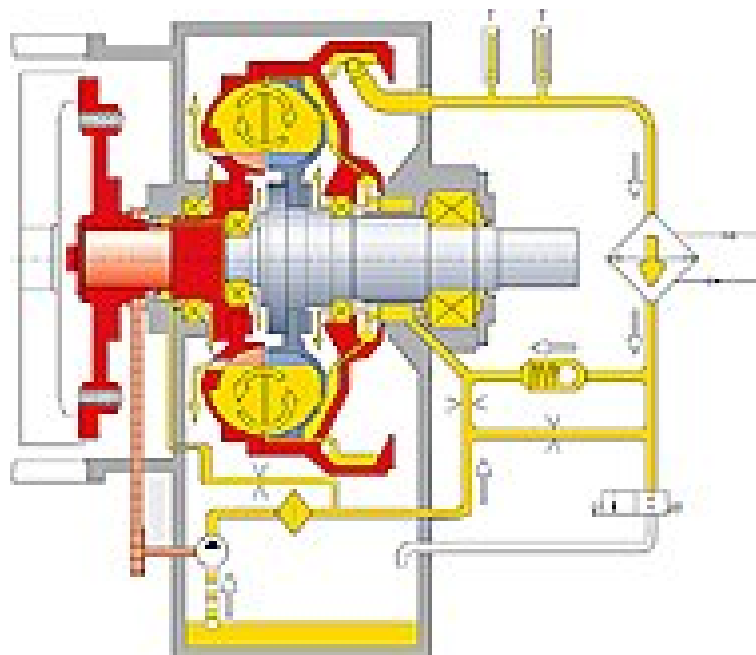
Слика 1.3 – Упрошћени модел струјања у хидродинамичкој спојници

Према могућности промене броја обртаја излазног вратила, односно промене величине излазног момента, хидрауличне спојнице могу се поделити на **нерегулационе** (такође називане и спојнице константног пуњења) и **регулационе** (спојнице променљивог пуњења). Једно од могућих конструктивних решења нерегулационе турбо спојнице приказано је сликом 1.4.



Слика 1.4 - Нерегулациона спојница

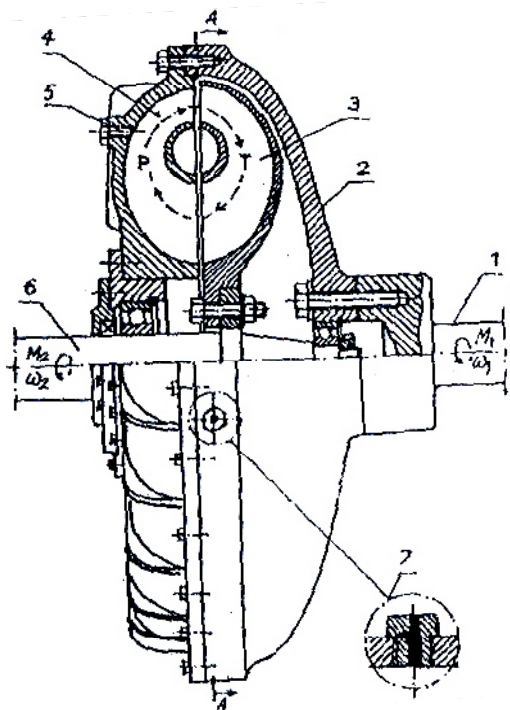
Нерегулационе турбоспојнице (слика 1.4) карактерише константна количина радног флуида у њиховом радном простору, чиме је онемогућена промена излазних параметара, будући да су, како број обртаја излазног вратила, тако и пренети обртни момент, функције хидродинамичких услова у радном простору спојнице, који су, у случају константне количине радног флуида, непроменљиви.



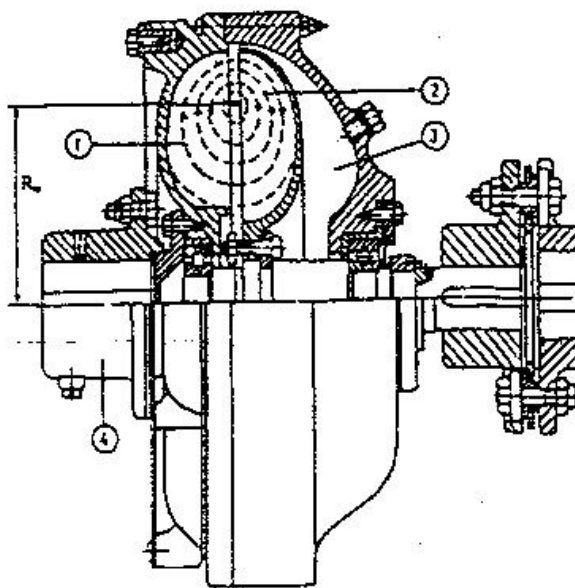
Слика 1.5 – Регулациона спојница

Било код регулационих или код нерегулационих спојница, у сваком радном режиму момент на излазном вратилу једнак је моменту на улазном вратилу, а дефинисан је количином радног флуида у спојници.

Ради формирања хидродинамички погоднијег струјног простора за радни флуид, хидродинамичке спојнице могу бити израђене са унутрашњим торусом или без њега, како је приказано на сликама 1.6 и 1.7 [3].



Слика 1.6 – Спојница са унутрашњим торусом



Слика 1.7 – Спојница без унутрашњег торуса

Радна кола хидродинамичких спојница скоро искључиво се изводе са правим, радијалним лопатицама, чији је број завијан од пречника спојнице и варира од $25 \div 35$ код спојница спољашњег пречника $D = 20mm$, до $Z = 50 \div 60$ код спољних пречника $D = 1000mm$. Такође, пумпно и турбинско радно коло могу бити израђена као симетрична или несиметрична, што има ефекта на величину стартног момента спојнице, при чему се, у случају несиметричних, турбинска кола изводе са мањим унутрашњим пречником од пумпног. У циљу смањења стартног момента, пумпно или турбинско коло спојнице са симетричним колима може имати изведен праг, који утиче на смањење количине радне течности у радном простору спојнице у тренутку њеног покретања, чиме се смањује и њен стартни момент.

Услед хидрауличног трења, део струјне енергије радне течности, која је најчешће хидраулично уље, се, током рада спојнице, трансформише у топлоту, која се делом преноси и на саму радну течност. Ово доводи до њеног загревања, а самим тим и до топлотног ширења. Због ове појаве, хидрауличне спојнице нису у потпуности испуњене радном течношћу, већ се нихов степен пуњења (q), дефинисан као однос радном течношћу попуњеног и простора у унутрашњости спојнице који би било могуће попунити, креће до максималних вредности од $(85 \div 90)\%$.

1.1 Основни принципи рада хидродинамичке спојнице

Рад хидродинамичких спојница заснива се на трансформацији струјне енергије радне течности у радним колима течности, одн. у обртним каналима радних кола. Механички рад погонске машине, доведен пумпном колу спојнице изазива његово обртање и преношење механичког рада са кола на радну течност. Овиме се течност убрзава, одн. повећава се њена струјна енергија. Крећући се кроз пумпно коло у смеру од центра ка периферији, радна течност прелази у турбинско коло, кроз које се, успоравајући, креће у смеру од периферије ка центру. На рачун смањења сопствене струјне енергије, радна течност преноси механички рад на турбинско коло.

Будући да су пумпно и турбинско коло постављени непосредно једно наспрам другог, може се сматрати да је излаз из радног простора турбинског кола истовремено и улаз у турбинско радно коло, а такође и да је излаз из радног простора турбинског кола истовремено улаз у радни простор пумпног кола. Из овога следи закључак да ће осредњене вредности производа полупречника циркулације и обимских компонената апсолутне брзине радне течности бити једнаке за излаз из пумпног и улаз у турбинско коло, као и за излаз из турбинског и улаз у пумпно коло:

$$\begin{aligned} \overline{(r \cdot c_u)}_{2,P} &= \overline{(r \cdot c_u)}_{1,T} \\ \overline{(r \cdot c_u)}_{2,T} &= \overline{(r \cdot c_u)}_{1,P} \end{aligned} \quad , \quad (1)$$

Из претходног се, на основу Ојлерове (Euler) једначине за хидрауличне турбине:

$$M = \dot{m} \cdot (r_e \cdot c_{u,e} - r_i \cdot c_{u,i}) \quad (2)$$

може извести закључак да су обртни моменти пумпног и турбинског радног кола једнаки:

$$M_{k,P} = M_{k,T} \quad (3)$$

Уз занемаривање мањих отпора ваздуха као и механичких отпора који се јављају при раду спојнице, може се писати да су моменти на пумпном (улазном) и турбинском (излазном) вратилу једнаки:

$$M_{k,P} = M_{k,T} = M \quad (4)$$

Вредности снага на улазном и излазном вратилу износе $N_1 = M \cdot \omega_1$ и $N_2 = M \cdot \omega_2$, па је, према томе, степен корисности хидродинамичке спојнице дефинисан као однос снага на улазном и излазном вратилу, и једнак *преносном односу бројева обртаја* “ i ”:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = i \quad (5)$$

Кључни појам у преносу снаге хидрауличним спојницама представља појам клизања, који се јавља као последица разлике у брзинама турбинског и пумпног кола. Ова разлика изазвана је хидрауличким губицима у радним колима, и представља, у ствари, појаву која и омогућава пренос снаге, јер када она не би постојала, радна течност би се налазила у стању релативног мировања у односу на радна кола, чиме би пренос снаге био онемогућен. Клизање је дефинисано изразом:

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \text{ односно } s = 1 - i \quad (6)$$

или, у процентима:

$$s[\%] = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} \cdot 100\% = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100\% \quad (7)$$

, или $s[\%] = (1 - i) \cdot 100\%$

Као номинални режим рада хидродинамичке спојнице дефинише се радни режим спојнице са максималним степеном корисности. Овај радни режим је, код већине спојница, одређен клизањем од $s = (2 \div 3)\%$, односно максималним степеном корисности $\eta_{\max} = (0,97 \div 0,98)$.

Део струјне енергије радне течности се, у току рада спојнице, неповратно претвара у топлотну енергију. Величина овог, изгубљеног дела струјне енергије радне течности, односно снаге, може се одредити на основу дефиниције степена корисности спојнице, односно клизања:

$$\Delta N_g = N_1 - N_2 = (1 - \eta) \cdot N_1 = \frac{s[\%]}{100} \cdot N_1 \quad (8)$$

Како се сва ова енергија претвара у топлоту, то се она може представити и као топлотни проток хидрауличног трења:

$$\dot{q}_{tr} = \Delta N_g = \dot{q}_t + \dot{q}_s + \dot{q}_o \quad (9)$$

При чему су $\dot{q}_t$ = топлотни проток који загрева радну течност

$\dot{q}_s$ = топлотни проток који загрева делове спојнице

$\dot{q}_o$ = топлотни проток који се одводи околина

Очигледно је да са повећањем клизања долази и до пораста емисије топлоте, што доводи и до интензивног загревања радне течности. Овај процес је максимално изражен при раду спојнице са закоченим излазним вратилом, одн. са 100% клизања, када се сва енергија доведена радној течности троши на савлађивање струјних отпора, и уједно сва претвара у топлоту. Због овога радни режими са закоченим излазним вратилом могу бити само краткотрајни.

Како је, при трајном раду, максимално дозвољена температура радне течности $(80 \div 100)^\circ\text{C}$, конструкција спојнице треба да тежи олакшавању предаје топлоте околина. Из овог разлога, често се спољашњи дискови радних кола изводе са додатним ребрима за хлађење што је илустровано сликом 1.8:



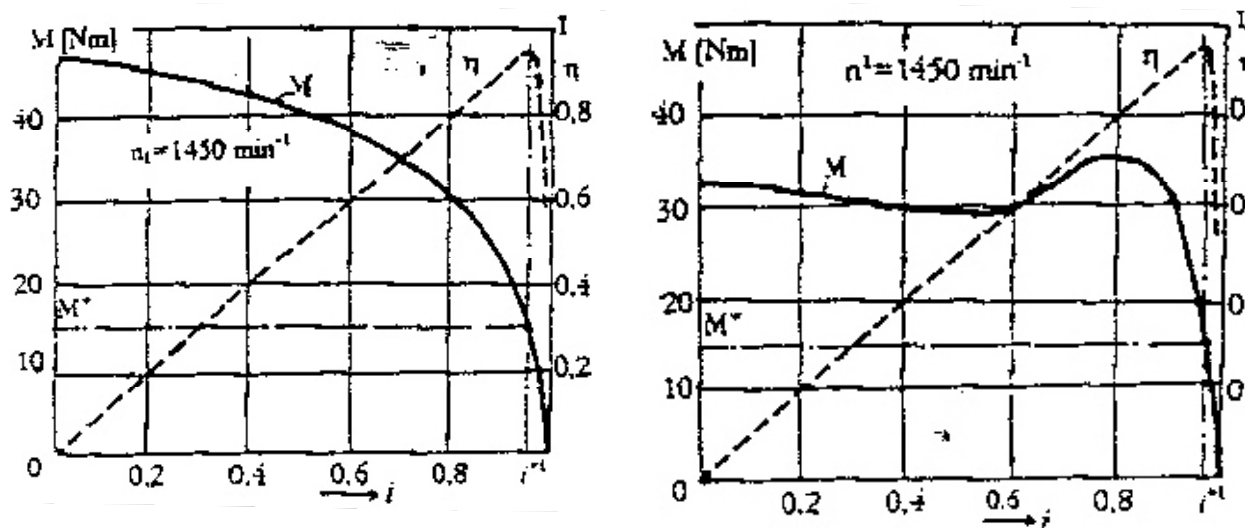
Слика 1.8 – Спољни изглед спојнице са ребрима за хлађење

2. РАДНЕ КРИВЕ ХИДРОДИНАМИЧКИХ СПОЈНИЦА

2.1 Спољне карактеристике

Под спољним карактеристикама хидродинамичких спојница подразумевају се графички прикази зависности обртног момента (M) и степена корисности (η) спојнице од преносног односа бројева обртаја (i) или клизања (s), при константном броју обртаја пумпног (улазног вратила).

Снимање спољних карактеристика врши се на пробном столу, при чему се број обртаја погонског мотора одржава константним, док се помоћу кочнице мења момент оптерећења на турбинском (излазном) вратилу. На овај начин, спојница се доводи у више устаљених радних режима, у којима се снимају радни параметри, према којима се цртају криве спољних карактеристика.

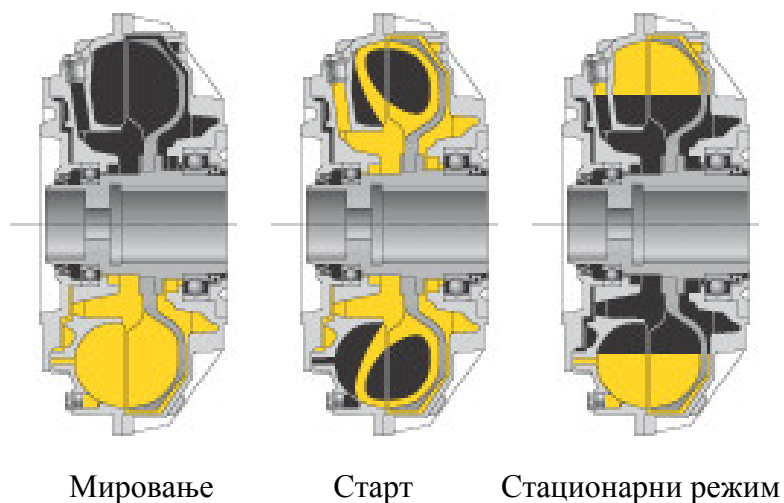


Слика 2.1 – Спољне карактеристике хидродинамичких спојница
а) – са симетричним радним колима, б) – са несиметричним радним колима

На слици 2.1, приказане су спољне карактеристике спојница са симетричним и несиметричним колима. У оба случаја, степен корисности мења се по закону $\eta = i$, у области преносних односа бројева обртаја $0 \leq i \leq i^*$, где је i^* преносни однос бројева обртаја у номиналном радном режиму, тј. у радном режиму са максималним степеном корисности. Степен корисности у овом радном режиму обично је у границама $\eta_{\max} = i^* = (0.96 \div 0.98)$, док за преносне односе бројева обртаја веће од i^* нагло пада ка нули. Момент који спојница преноси у номиналном радном режиму обележен је са M^*

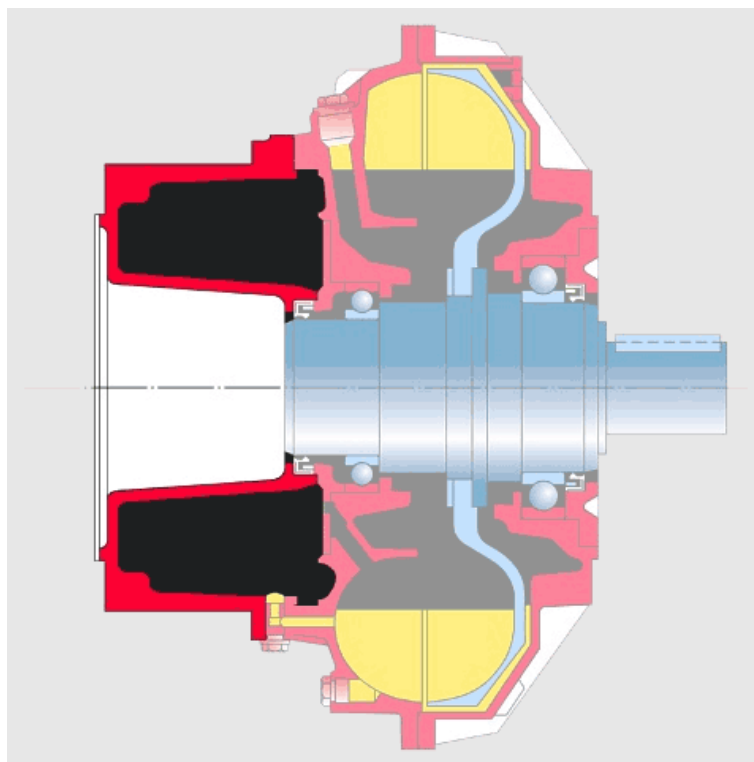
Облик радне криве зависи од конструктивних карактеристика спојнице, а са слике 2.1 можемо видети да се он битно разликује код спојница са симетричних и оних са несиметричним радним колима. У случају спојница са симетричним радним колима, моментна крива је стрма, са стартним моментом (моментом при $i = 0$) који може бити и $6 \div 8$ пута већи од номиналног. Ово се објашњава великом количином радне течности у радном простору спојнице при њеном покретању, и самим тим, великим обртним моментом потребним за њено стављање у покрет.

На слици 2.2 приказане су фазе од покретања до постизања номиналног (стационарног) радног режима једне спојнице са симетричним радним колима.



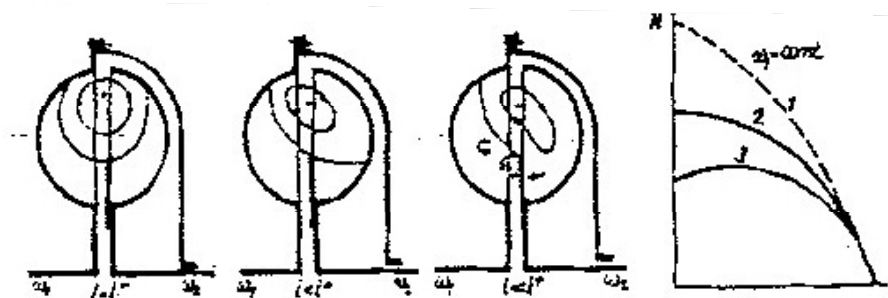
Слика 2.2 – Фазе стартовања спојнице

Током мировања спојнице, део радне течности налази се у допунској комори, што за последицу има мање радне течности у радним коморама током старта спојнице. Овиме је погонски мотор растерећен и старт спојнице је знатно лакши. По завршетку фазе стартовања спојнице, односно са приближавањем номиналном радном режиму, радна течност је под дејством центрифугалних сила аутоматски усисана из допунске у радну комору.



Слика 2.3 – Спојница са допунском комором

Праг представља прстенасти диск причвршћен било за пумпно било за турбинско радно коло. Код спојница са прагом, степен пуњења мора бити такав да у номиналном радном режиму радна течност не удара у праг. При повећању клизања, угаона брзина турбине се смањује, чиме се смањују и центрифугалне силе које делују на радну течност, тако да се један њен део приближава централној зони турбинског радног кола. Улога прага је да заустави струјање овог дела течности, односно да умањи количину течности која активно учествује у преносу снаге, чиме се остварује и знатно мањи обртни момент него код спојнице која не би имала праг. Принцип функционисања прага као и утицај његове величине на ограничавање стартног обртног момента приказан је на слици 2.4.



Слика 2.4 – Принцип ограничавања стартног момента помоћу прага
а) Спојница без прага, б) Спојница са малим прагом, в) Спојница са већим прагом

Укупне спољне карактеристике хидродинамичких спојница зависне су од угаоне брзине улазног вратила, односно од режима струјања у радном простору. Уколико је ова брзина довољно велика да струјање у радном простору спојнице буде аутомоделно по Реброју, према законима сличности се могу, на основу спољних карактеристика спојнице утврђених при једном броју обртаја, одредити и спољне карактеристике исте спојнице при другим угаоним брзинама улазног вратила. Како је код исте спојнице, при раду са различитим угаоним брзинама, услов сличности аутомоделних струјања испуњен када је испуњен услов кинематске сличности, произилази да ће, у том случају, слична струјања бити она која се одвијају при једнаком преносном односу броја обртаја (i), односно при једнаком клизању (s). Код сличних струјања ће такође, бити једнаке и бездимензијске карактеристике момената, дефинисане изразом:

$$\lambda_M = \frac{M}{\rho \cdot R^5 \cdot \omega_1^2} \quad (10)$$

Ако са $M_0(i)$ и $\eta_0(i)$ означимо момент и степен корисности спојнице у радном режиму дефинисаном угаоном брзином улазног вратила $\omega_{1(0)}$, а са $M(i)$ и $\eta(i)$ исте те вредности остварене са угаоном брзином ω_1 , на основу закона сличности аутомоделних струјања долазимо до једнакости:

$$\eta_0(i) = \eta(i), \quad \lambda_M(i) = \lambda_{M0}(i) \quad (11)$$

која говори да је карактеристика $\eta(i)$ иста за сва аутомоделана струјања у једној спојници, а која нам такође, уз дефиницију бездимензијске карактеристике момента, омогућава да моментну карактеристику спојнице одређену при угаоној брзини $\omega_{1(0)}$

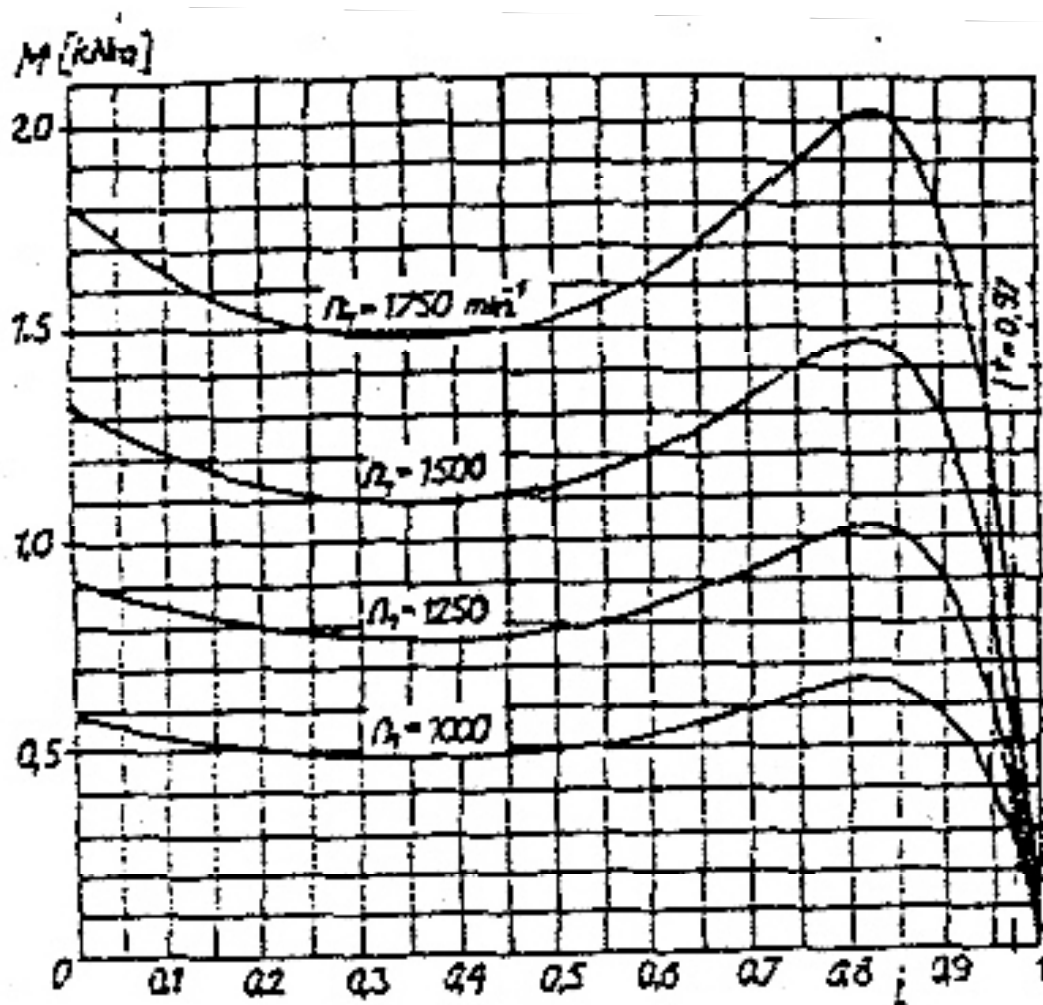
пресликамо у моментну карактеристику те исте спојнице за било коју другу угаону брзину улазног вратила, на основу израза:

$$M(i) = M_0(i) \frac{\omega_1^2}{\omega_{1(0)}^2} \quad (12)$$

Израз (12) може се написати и у функцији броја обртаја улазних вратила:

$$M(i) = M_0(i) \frac{n_1^2}{n_{1(0)}^2} \quad (13)$$

На слици 2.5 приказане су спољне моментне карактеристике хидродинамичке спојнице са несиметричним радним колима добијене пресликавањем познате карактеристике, одређене при $n = 1500 \text{ min}^{-1}$.



Слика 2.5 – Спољне моментне карактеристике

2.2 Бездимензијска карактеристика хидродинамичке спојнице

Бездимензијска карактеристика хидродинамичке спојнице подразумева зависност њене бездимензијске карактеристике момента λ од преносног односа бројева обртаја i . Бездимензијска карактеристика дефинисана је изразом:

$$\lambda_M = \frac{M}{\rho \cdot R^5 \cdot \omega^2} \text{ или } \lambda'_M = \frac{M}{\rho \cdot R^5 \cdot n^2} \quad (14)$$

где су: M – Обртни момент који спојница преноси,

ρ – Густина радне течности,

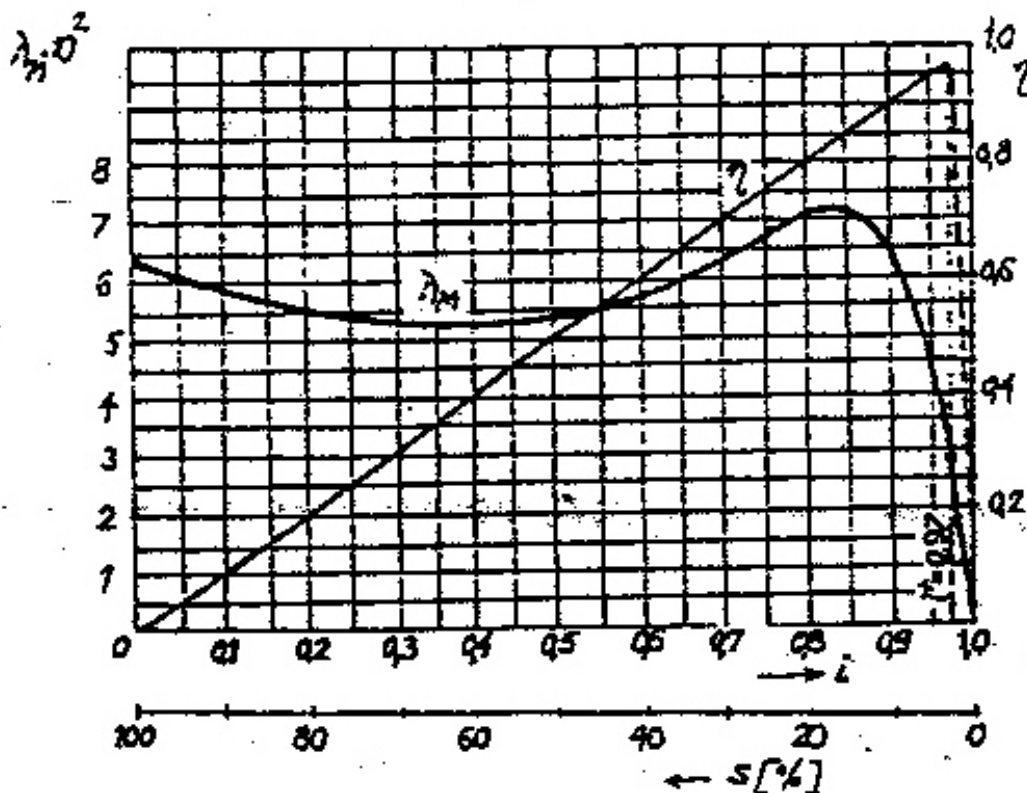
R – Полупречник спојнице,

ω_1 - Угаона брзина улазног вратила,

n_1 - Број обртаја улазног вратила.

Како је $\omega = 2\pi n$, може се, између коефицијената λ_M и λ'_M успоставити веза:

$$\lambda_M = \frac{1}{(2\pi)^2} \lambda'_M = 0,025 \lambda'_M \text{ или } \lambda'_M = (2\pi)^2 \lambda_M = 39,5 \lambda_M.$$



Слика 2.6 – Бездимензијска карактеристика хидродинамичке спојнице

Теорија сличности показује да бездимензијска карактеристика спојнице не зависи од угаоне брзине улазног вратила, ако је ова довољно велика да би био задовољен услов аутомоделности струјања по Re-броју. Под истим условима, бездимензијска карактеристика је једнака и за све геометријски сличне спојнице, при чему се, као додатни услов, поставља и запреминска сличност степена пуњења спојница радном течностју.

Ово значи да се, уколико су испуњени услови аутомоделности, на основу бездимензијске карактеристике једне спојнице, може одредити брзодимензијска карактеристика било које друге, њој геометријски сличне спојнице.

Уколико је $\lambda_M(i)$ бездимензијска карактеристика момента одређена према спољној карактеристици момента $M_{(0)}(i)$ спојнице полупречника $R_{(0)}$, при угаоној брзини улазног вратила $\omega_{1(0)}$, тада је

$$\lambda_M(i) = \frac{M_{(0)}(i)}{\rho \cdot R_{(0)}^5 \cdot \omega_{1(0)}^2} \quad (15)$$

На основу једнакости бездимензијских карактеристика момената геометријски сличних спојница, момент $M(i)$ који преноси нека друга, геометријски слична спојница полупречника R , при раду са угаоном брзином улазног вратила ω_1 , може се одредити помоћу израза:

$$M(i) = M_{(0)}(i) \left(\frac{R}{R_{(0)}} \right)^5 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{1(0)}} \right)^2 \quad (16)$$

Исти израз може се употребити и за одређивање момента који преноси једна те иста спојница, при чему се у њему замењује $R_{(0)} = R$, при чему израз (16) постаје еквивалентан изразу (12).

Из дефиниције бездимензијске моментне карактеристике спојнице може се закључити да граница аутомоделности струјања расте са опадањем њеног пречника. Зато се, да би се приликом моделског испитивања спојница, ради очувања аутомоделности, као радна течност, уместо хидрауличног уља, често користи дизел – гориво, чија је вискозност око десет пута мања.

2.3 Универзална карактеристика хидродинамичке спојнице

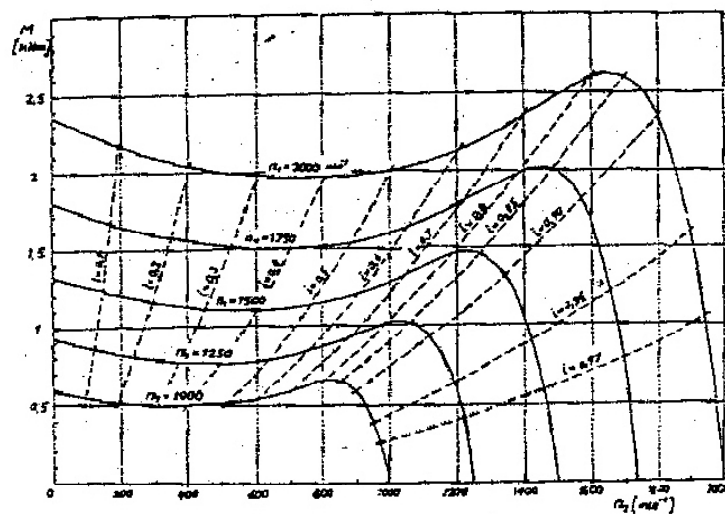
Под универзалном карактеристиком хидродинамичке спојнице подразумева се зависност пренешеног обртног момента од угаоне брзине или броја обртаја турбинског (излазног) вратила. Такође се на универзалну карактеристику наносе и криве које спајају тачке једнаких степена корисности, односно преносних односа бројева обртаја.

Универзална карактеристика представља криву момента $M(n_2)$, која се добија пресликавањем кривих спољних моментних карактеристика $M(i)$ за различите константне бројеве обртаја улазног вратила, трансформацијом апсциса по закону $n_2 = i \cdot n_1$. Да би се ово остварило, потребно је познавати више спољних моментних

карактеристика одређених за различите бројеве обртаја улазног вратила, и то почев од максималног броја обртаја, па до броја који износи $(40 \div 50)\%$ максималног, а који је обично веома близак броју обртаја који се остварује при старту спојнице. Криве једнаких преносних односа бројева обртаја добијају се наношењем вредности момената $M(i)$ за задати преносни однос у тачкама чије су апсцисе $n_2 = i \cdot n_1$, а затим се тако добијене тачке спајају.

Да би се универзална карактеристика спојнице добила на основу бездимензијске карактеристике, криве $M(n_2)$ цртају се на основу тачака M и n_2 , које се одређују на основу израза:

$$n_2 = i \cdot n_1, \quad M = \rho \cdot R^5 \cdot n_1^2 \cdot \lambda'_M(i), \quad i = 0; \dots; i^*$$



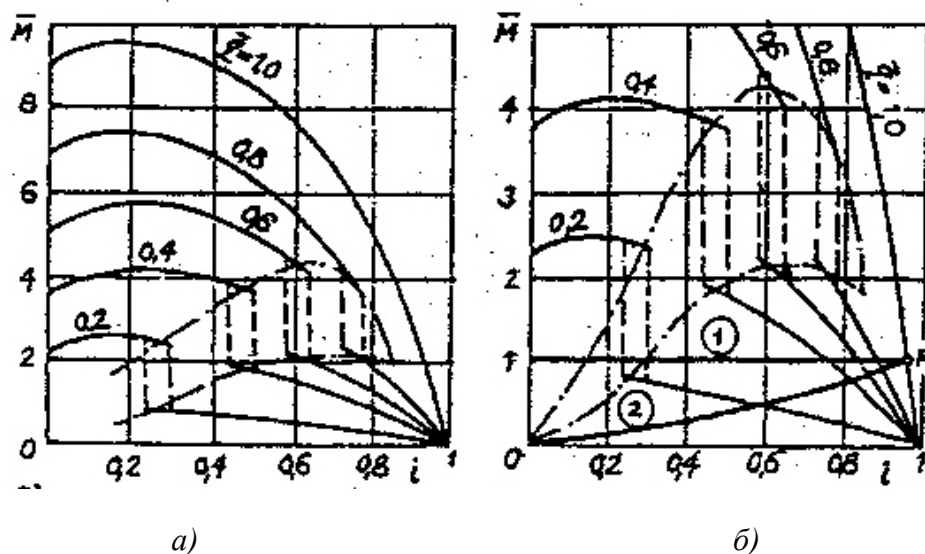
Слика 2.7 – Универзална карактеристика хидродинамичке спојнице

2.4 Утицај степена пуњења на радне карактеристике регулационе спојнице

Степен пуњења спојнице дефинише се као однос између запремине радне течности у спојници и укупне запремине шупљине у унутрашњости спојнице, односно укупне запремине течности коју би спојница могла да прими. У режимима рада са већим клизањима, долази до интензивног загревања и испаравања радне течности, због чега је максимални степен пуњења спојница ограничен на $q_n = 0,80 \div 0,90$.

Утицај степена пуњења на радне карактеристике једне регулационе спојнице приказан је на слици 16, при чему слика 16а показује бездимензијску моментну карактеристику $\overline{M}(i) = M/M^*$, где је M^* - вредност момента који спојница преноси у номиналном радном режиму. Са $\overline{q} = q/q_n$ означена је бездимензијска карактеристика степена пуњења, при чему q_n представља номинални, одн. максимално дозвољени степен пуњења.

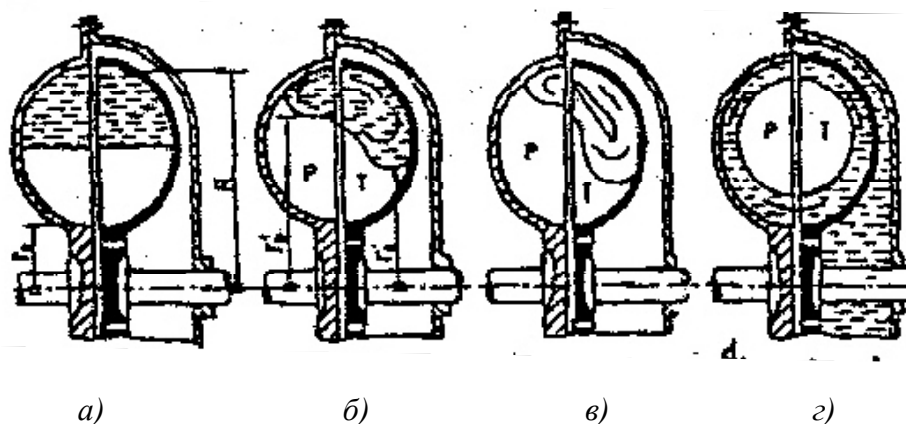
Слика 2.8 б показује моментне карактеристике исте спојнице, али у спрези са радном машином чији момент оптерећења: (1) – константан, (2) – мења се по закону параболе.



Слика 2.8 – Зависност моментне карактеристике спојнице од степена пуњења

Разлог за промену моментне карактеристике спојнице при промени степена пуњења лежи у промени пречника циркулације, или прецизније, у промени карактера струјања која се при томе одиграва. Може се запазити да се моментне криве при делимичном пуњењу губе стабилност и вредност момента нагло опада при достизању критичне вредности преносног односа бројева обртаја. Такође се јавља и област нестабилног рада, праћена снажним вибрацијама и скоковитом променом редности обртног момента, која је на слици означена линијама црта – тачка.

Појава нестабилног рада спојнице зависна је од карактера момента оптерећења радне машине, тако да се са слике 2.8 б може закључити да је, у случају квадратног закона промене овог момента, могуће и да не дође до појаве нестабилног рада. Такође се може рећи да је појава нестабилности мање изражена код спојница без унутрашњег торуса него код оних које га имају.



Слика 2.9 – Механизам појаве нестабилности у раду хидродинамичке спојнице

Механизам појаве нестабилног рада спојнице може се објаснити помоћу слике 2.9. На слици 2.9 а приказано је стање радне течности при преносном односу $i = 1$, када нема релативног кретања. Увећање момента оптерећења доводи до разлике у бројевима обртаја пумпног и турбинског радног кола, при чему се туринско коло обрће спорије. Ово доводи и до релативног кретања радне течности, тј. до њене прерасподеле међу радним колима спојнице. Ово за последицу има и повећање разлике између улазног и излазног пречника циркулације у пумпном радном колу. У истом тренутку, на радну течност почињу да делују и центрифугалне силе, које настају као последица не само обртања флуидне масе око осе спојнице, већ и као последица њеног кретања у меридијанским равнима.

По преласку у турбинско радно коло, струја радне течности почиње да се приближава његовој осе (слика 2.9 б), а након досезања темена унутрашње кривине меридијанског пресека, до тада компактна флуидна маса дели се у две одвојене гране, највећим делом лоциране у турбинском радном колу (слика 2.9 в). Када кинетичка енергија струје достигне одговарајућу вредност, радни флуид се приљубљује уз зидове радних кола спојнице, улазећи у пумпно коло на његовом најмањем радијусу. Овај режим струјања приказан је на слици 2.9 г.

Облици струјања дефинисани сликама 2.9 б и 2.9 г су стабилни, међутим прелазни облик, дефинисан сликом 2.9 в, због изразите неуравотежености распореда флуидне масе у радним колима, као и због појаве њеног цепања на два крака, представља узрок нестабилног рада хидродинамичке спојнице.

2.5 Режи́ми кочења

Поред уобичајеног – вучног режима рада, који одговара преносу саге са пумпног на турбинско вратило, одн. са пумпног на турбинско радно коло, спојница може радити и у режимима кочења, при чему се снага преноси са турбинског на пумпно вратило.

Разликују се три врсте режима кочења:

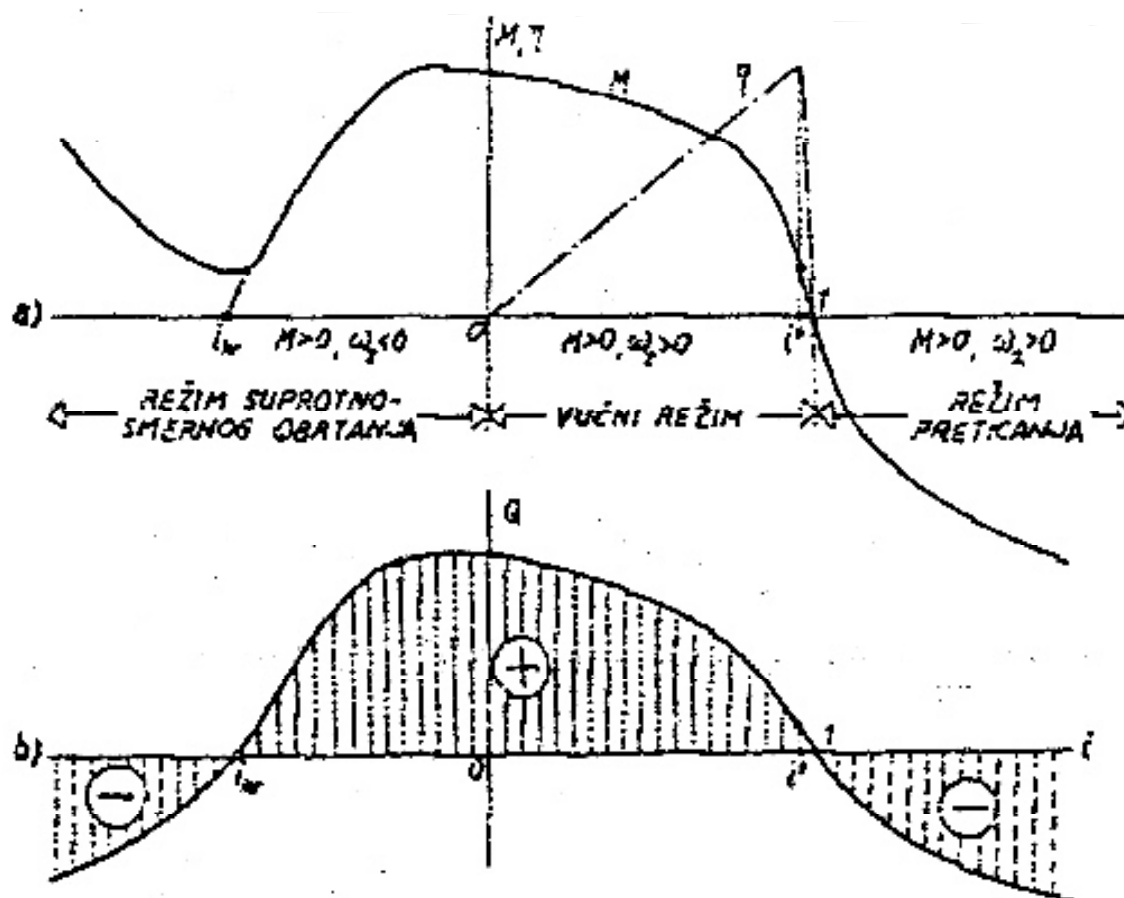
- Режим претицања ($i > 1$)
- Режим супротносмерног обртања ($i < 0$)
- Режим динамичког кочења

Режим **претицања** подразумева да се турбинско коло обрће брже од пумпног ($n_2 > n_1$, $i > 1$), до чега може доћи при кретању возила по низбрдици, или, код стационарних машина, када, на пример, дизалица спушта веома тежак терет.

У овом радном режиму, смер циркулације радне течности, као и трансфера снаге, супротан је оном у вучном режиму, што доводи до замене улога радних кола.

У режиму **супротносмерног обртања** смерови обртања радних кола су супротни, до чега долази када снага доведена на пумпно вратило није довољна да савлада оптерећење радне машине. Овакав случај се може јавити при кретању возила на узбрдици, када се возило креће уназад, низ низбрдицу, и поред тога што је мотор укључен. Користећи ову појаву, могуће је дизалицама извршити веома лагана

спуштања тешких терета, коришћењем уређаја нешто мање снаге него што је потребна за држање терета на одређеној висини.



Слика 2.10 – Крива момента и крива протока хидродинамичке спојнице у вучном, режиму претицања и режиму супротносмерног обртања

При режиму супротносмерног обртања, смер струјања радне течности кроз спојницу исти је као и у вучном режиму, све док угаона брзина турбинског кола, под дејством оптерећења, не достигне неку критичну вредност, којој одговара критични преносни однос бројева обртаја i_{kr} , када долази до промене смера струјања. При преласку из вучног у режим супротносмерног обртања, као што се види на слици 2.10, крива обртног момента има улегнуће, које је изазвано смањивањем протока током преласка из једног режима у други. Негативне вредности протока на слици 2.10 одговарају струјању од турбине према пумпи.

До рада спојнице у **режиму динамичког кочења** долази у ситуацији када је пумпно коло укочено, а турбинско се окреће под дејством спољашњег оптерећења. При томе се ствара обртни момент – *момент динамичког кочења*, који је завистан од угаоне брзине турбинског вратила и мења се по закону параболе: $M = K \cdot \omega_2^2$, где је K коефицијент завистан од конструктивних карактеристика спојнице

2.6 Динамички ланац погонски мотор – хидродинамичка спојница – погоњени уређај

Радни режими хидродинамичке спојнице, погонског мотора и погоњеног уређаја су међузависни и условљени механичком равнотежом динамичког ланца који заједно формирају. Промена радног режима било којег од ова три елемента директно изазива и промене радних режима остала два.

Због сложених међузависности радних режима овог динамичког ланца, ради поједностављења анализе прибегава се методи декомпозиције. То у ствари значи да се прво одређују карактеристике заједничког рада погонског мотора и хидродинамичке спојнице, затим хидродинамичке спојнице и погоњеног уређаја, да би се суперпонирањем ових налаза одредиле карактеристике заједничког рада сва три уређаја.

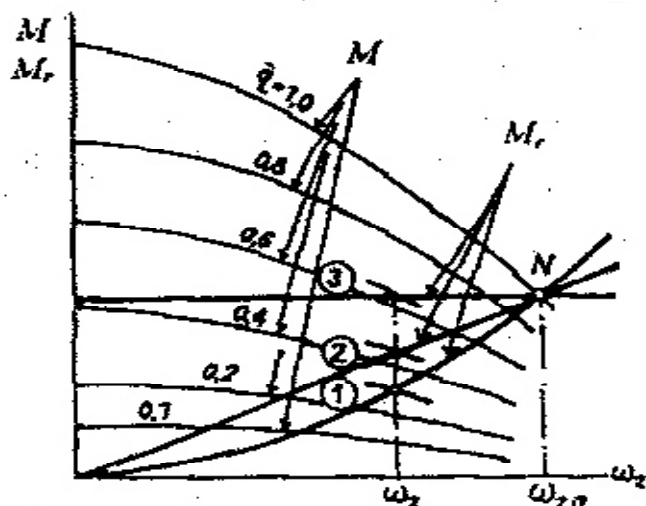
2.7 Заједнички рад погонског мотора, регулационе спојнице и погоњеног уређаја

Разматрање заједничког рада погонског мотора, регулационе хидродинамичке спојнице и погоњеног уређаја вршиће се, ради упрошћења анализе, са претпоставком да је угаона брзина погонског вратила спојнице константана ($\omega_1 = const$), односно да је константан број обртаја погонског мотора, као и да се оптерећење на излазном вратилу мења по једном од три претпостављена закона:

По закону параболе, $M_2 = k_1 \omega_2^2$

По линеарном закону, $M_2 = k_1 \omega_2$

$M_2 = const$



- (1) $M_r = M_n (\omega_2 / \omega_{2n})$
- (2) $M_r = M_n (\omega_2 / \omega_{2n})^2$
- (3) $M_r = M_n$

Слика 2.11 – Заједнички рад мотора, регулационе спојнице и погоњеног уређаја

Слика 2.11 приказује моментне карактеристике заједничког рада погонског мотора и регулационе спојнице за различите вредности регулационог параметра (степен пуњења), као и карактеристике промене момента оптерећења са претпоставком да, у случају сва три закона промене момента оптерећења, спојница, при максималној вредности регулационог параметра ради у номиналном радном режиму, на слици дефинисаном тачком N .

Са слике се може закључити да се са променом регулационог параметра мења угаона брзина излазног вратила ω_2 . Код регулационих спојница, смањење степена пуњења као регулационог параметра, доводи до смањења угаоне брзине излазног вратила.

Уз претпоставку константности угаоне брзине улазног вратила, можемо закључити да смањење угаоне брзине излазног вратила доводи до смањења преносног односа бројева обртаја, а самим тиме, на основу једнакости:

$$i = \eta \quad (17)$$

и до смањења степена корисности хидродинамичке спојнице.

Како део снаге који се троши на савлађивање отпора у хидродинамичкој спојници и представља изгубљену снагу, представља разлику између снаге доведене улазном вратилу и снаге предате излазном вратилу:

$$N_g = N_1 - N_2 = (1 - i)N_1 \quad (18)$$

можемо и из горњег израза запазити да ће смањивање преносног односа бројева обртаја, условљено смањивањем угаоне брзине излазног вратила спојнице, довести до повећања губитака снаге.

Момент оптерећења **пропорционалан квадрату угаоне брзине** гоњеног вратила најчешће се јавља у погонима турбомашина, што је уједно и најраспрострањенија област примене регулационих турбо спојница. Оваква карактеристика промене момента оптерећења приказана је кривом (1) на слици 2.12.

Ако са ω_{2n} , M_{2n} и N_{2n} означимо угаону брзину излазног вратла, момент и снагу на излазном вратилу у номиналном режиму рада, у којем је преносни однос $i = i^*$, ($i^* = 0,97 \div 0,98$), може се, за вредности момента и снаге при некој другој вредности угаоне брзине излазног вратила писати:

$$M_2 = M_{2n} \left(\frac{\omega_2}{\omega_{2n}} \right)^2 = M_{2n} \left(\frac{i}{i^*} \right)^2 \quad (19)$$

$$N_2 = N_{2n} \left(\frac{\omega_2}{\omega_{2n}} \right)^3 = N_{2n} \left(\frac{i}{i^*} \right)^3 \quad (20)$$

Сходно горњим изразима, а имајући у виду да је $N_{1n} = N_{2n}/i^*$, вредност снаге на улазном вратилу износи:

$$N_1 = \frac{N_2}{i} = N_{1n} \left(\frac{i}{i^*} \right)^2 \quad (21)$$

Тако да су губици снаге у спојници:

$$N_g = N_1 - N_2 = (i^2 - i^3) \frac{N_{1n}}{(i^*)^2} \quad (22)$$

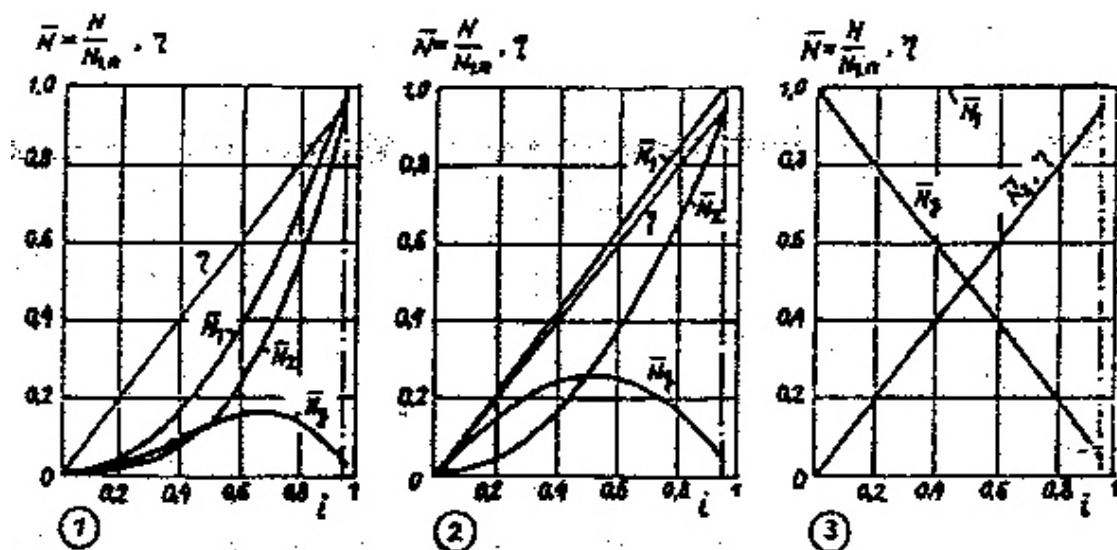
Диференцирањем израза (22) по i и изједначавањем добијеног диференцијала са нулом, долазимо до тога да се максимални губитци снаге јављају при преносном односу $i = 2/3 = 0,667$, те да износе:

$$\max N_g = 0,148 \frac{N_{1n}}{(i^*)^2} \quad (23)$$

што за номинални преносни однос бројева обртаја $i^* = 0,97$ добија вредност:

$$\max N_g = 0,157 \cdot N_{1n}$$

Претходни израз говори нам да у случају спреге хидродинамичке регулационе спојнице са турбомашином као погоњеном, губици снаге у спојници износе непуних 16% од њене номиналне улазне снаге, што се не сматра великом вредношћу. Ово чини примену спојница на турбомашинама економичном и ефикасном, а узрок ове појве је у томе што снага турбомашина опада по кубној параболи у зависности од угаоне брзине.



Слика 2.12 – Губици снаге у регулационој спојници при различитим моментним карактеристикама оптерећења:

- 1) $M_r = M_{n2}(\omega_2/\omega_{2n})^2$, 2) $M_r = M_{n2}(\omega_2/\omega_{2n})$, 3) $M_r = M_{n2}$

Када је момент оптерећења *линеарно зависан од угаоне брзине*, снага на излазном вратилу спојнице мења се у зависности од њеног квадрата:

$$M = M_{2n} \left(\frac{\omega_2}{\omega_{2n}} \right) = M_{2n} \frac{i}{i^*}, \quad (24)$$

$$N_2 = N_{2n} \left(\frac{\omega_2}{\omega_{2n}} \right)^2 = N_{2n} \left(\frac{i}{i^*} \right)^2 \quad (25)$$

Што значи да је снага на улазном вратилу спојнице:

$$N_1 = \frac{N_2}{i} = N_{1n} \frac{i}{i^*} \quad (26)$$

а изгубљена снага израчунава се по обрасцу:

$$N_g = N_1 - N_2 = (1 - i^2) \frac{N_{1n}}{i^*} \quad (27)$$

Као и у претходном случају, диференцирањем израза за изгубљену снагу по текућој вредности преносног односа бројева обртаја, добијамо да се максимални губитци снаге добијају при $i = 0,5$ и износе:

$$\max N_g = 0,25 \frac{N_{1n}}{i^*}, \text{ односно:}$$

$$\max N_g = 0,258 N_{1n} \text{ за } i^* = 0,97.$$

Момент оптерећења константне вредности, какав се јавља, на пример, код транспортних трака, условљава да је снага на излазном вратилу:

$$N_2 = M_n \omega_2 = N_{2n} \frac{\omega_2}{\omega_{2n}} = N_{2n} \frac{i}{i^*} \quad (28)$$

а снага на излазном вратилу:

$$N_1 = \frac{N_2}{i} = \frac{N_{2n}}{i^*} = N_{1n} \quad (29)$$

У овом случају, губитци снаге у спојници су:

$$N_g = (1 - i) N_{1n} \quad (30)$$

и, као што се види, немају изражен максимум у функцији преносног односа бројева обртаја. Губитци снаге расту линеарно са опадањем овог преносног обртаја, односно са повећањем клизања, што говори да употреба хидродинамичке спојнице у ситуацијама када постоји линеарна зависност момента оптерећења од угаоне брзине нема економско оправдање као у претходна два случаја. У оваквим случајевима, хидродинамичке спојнице користе се само онда када је то неопходно ради испуњења неких посебних захтева, као на пример, захтева безбедности код рударских машина.

3. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ СТРУЈАЊА У ХИДРОДИНАМИЧКОЈ СПОЈНИЦИ

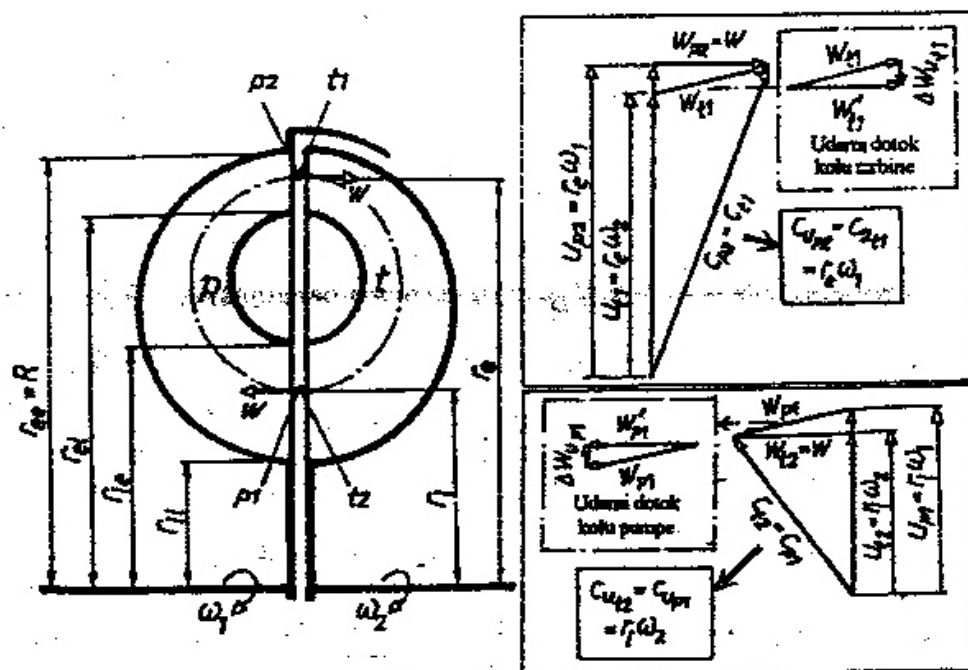
Најчешће коришћени метод математичког описивања струјања радног флуида је метод једнодимензијског модела струјања. Овај метод подразумева осредњавања струјних параметара по проточним пресецима, уз узимање као референтних, вредности ових величина на средњој струјној површини, одн. струјној површини која полови проточне пресеке.

Једнодимензијска метода описивања струјања у хидродинамичкој спојници, међутим, не омогућава егзактно израчунавање геометријских параметара спојнице, већ се њени резултати морају поправљати емпиријски одређеним коефицијентима и обрасцима. Чак и са овим ограничењима, једнодимензијски модел је ефикасан само у случају спојница са малим клизањима, односно великим степенима корисности.

Други могући начин одређивања геометријских параметара хидродинамичке спојнице заснива се на теорији сличности. Овај метод, међутим, подразумева постојање већ изведене спојнице на основу чијих карактеристика се прорачунавају параметри нове, њој у хидродинамичком смислу сличне спојнице.

У овом одељку, биће приказан и хидродинамички модел прорачуна геометријских параметара спојнице, базиран на једнодимензионалном моделу струјања и теорији сличности. Карактеристика овог модела прорачуна је да омогућава пројектовање нових спојница на основу жељених радних карактеристика [1].

3.1 Једнодимензијски модел струјања у хидродинамичкој спојници



Слика 3.1 – Скица радног кола хидродинамичке спојнице са троугловима брзина

На слици 3.1 приказана је скица меридијанског пресека хидродинамичке спојнице са унутрашњим торусом, као и троуглови брзина радне течности на улазима и злазима из пумпног и турбинског радног кола спојнице.

Компоненте брзине на улазу и излазу из пумпног радног кола индексирани су са $p1$ и $p2$, док су исте компоненте које се односе на турбинско радно коло индексирани са $t1$ и $t2$. Заношење струје радног флуида на излазу из радних кола је занемарено због великог броја лопатица.

Како су обимске компоненте апсолутних брзина:

$$c_{up2} = c_{ut1} = r_e \omega_1 \text{ и } c_{up1} = c_{ut2} = r_i \omega_2,$$

према Ојлеровој једначини за хидрауличне турбине могу се, за репрезентативну струјну површину, написати изрази за моменте и јединичне струјне радове:

$$\begin{aligned} M &= \rho Q (r_e^2 \omega_1 - r_i^2 \omega_2) = \rho Q r_e^2 (1 - i \cdot m^2) \\ Y_{k,p} &= r_e^2 \omega_1^2 - r_i^2 \omega_1 \omega_2 = r_e^2 \omega_1^2 (1 - i \cdot m^2) \\ Y_{k,t} &= r_e^2 \omega_2 \omega_1 - r_i^2 \omega_2^2 = i \cdot r_e^2 \omega_1^2 (1 - i \cdot m^2) \end{aligned} \quad (31)$$

при чему су:

$$m = \frac{r_e}{r_i}, \quad i = \frac{\omega_2}{\omega_1},$$

а $Y_{k,p}$ и $Y_{k,t}$ представљају јединичне струјне радове кола пумпног и турбинског кола.

На основу ознака са слике 3.1, уз услов да полупречници r_e и r_i полове проточне пресеке, може се писати:

$$r_e = \sqrt{\frac{r_{ei}^2 + R^2}{2}} \text{ и } r_i = \sqrt{\frac{r_{ii}^2 + r_{ie}^2}{2}}. \quad (32)$$

Ако са v_l, v_t, v_i и v означимо односе полупречника:

$$v_l = \frac{r_{ei}}{r_{le}} = \frac{r_{ei}}{R}, \quad v_t = \frac{r_{ie}}{r_{et}}, \quad v_i = \frac{r_{ii}}{r_{ie}} \text{ и } v = \frac{r_{ii}}{r_{ee}} = v_l v_t v_i$$

Добија се да је:

$$r_e = R \sqrt{\frac{1 + v_l^2}{2}}, \quad r_i = R \sqrt{\frac{v^2 + (v_l v_t)^2}{2}}, \quad \text{и } m = \frac{r_i}{r_e} = \sqrt{\frac{v^2 + (v_l v_t)^2}{1 + v_l^2}}. \quad (33)$$

Анализом једначине енергетског биланса струјног тока добија се зависност релативне компоненте меридијанске брзине w и протока Q кроз спојницу од преносног односа бројева обртаја i .

$$Y_{k,p} - Y_{k,t} = \Delta Y_{g,p} + \Delta Y_{g,t} \quad (34)$$

где су $\Delta Y_{g,p}$ и $\Delta Y_{g,t}$ губитци механичке енергије по јединици масе радне течности у пумпном и турбинском радном колу, респективно.

Губитци струјне енергије у радним колима састоје се од губитака услед ударног дотока струје лопатицама радног кола и од губитака који настају услед трења и вртложења струје у међулопатичним каналима у радном колу:

$$\Delta Y_{g,p} = \xi_{ud} \frac{\Delta w_{u,p1}^2}{2} + \xi_p \frac{w^2}{2}, \quad (35)$$

$$\Delta Y_{g,t} = \xi_{ud} \frac{\Delta w_{u,t1}^2}{2} + \xi_t \frac{w^2}{2} \quad (35)$$

где су $\Delta w_{u,p1}^2$ и $\Delta w_{u,t1}^2$ ударне компоненте релативних брзина, ξ_{ud} представља коефицијент ударних губитака, за који се најчешће усваја вредност једнака јединици, док су ξ_p и ξ_t коефицијенти губитака услед трења и вртложења у пумпном односно турбинском радном колу.

Ако са ξ означимо збирни коефицијент губитака услед трења и вртложења струје у радним колима ($\xi = \xi_p + \xi_t$), а за коефицијент ξ_{ud} усвојимо вредност $\xi_{ud}=1$, израз за укупну вредност губитака струјне енергије у хидрауличкој спојници добија облик:

$$\Delta Y_g = \Delta Y_{g,p} + \Delta Y_{g,t} = \frac{1}{2} (\Delta w_{u,p1}^2 + \Delta w_{u,t1}^2 + \xi \cdot w^2) \quad (36)$$

На основу троуглова брзина са слике 3.1, ударне компоненте релативних брзина се могу изразити као:

$$\Delta w_{u,p1}^2 = r_i (\omega_1 - \omega_2) = r_i \omega_1 (1 - i) \quad (37)$$

$$\Delta w_{u,t1}^2 = r_e (\omega_1 - \omega_2) = r_e \omega_1 (1 - i) \quad (38)$$

Чиме израз за укупне струјне губитке у спојници добија облик:

$$\Delta Y_g = \frac{1}{2} [r_e^2 \omega_1^2 (1 - i^2) (1 + m^2) + \xi w^2] \quad (39)$$

На основу израза (31), разлика између јединичних струјних радова пумпног и турбинског кола је:

$$Y_{k,p} - Y_{k,t} = r_e^2 \omega_1^2 (1 - i) (1 - i \cdot m^2) \quad (40)$$

Заменом израза (39) и (40) у једначини енергетског биланса (34), следи:

$$r_e^2 \omega_1^2 (1-i)(1-i \cdot m^2) = \frac{1}{2} [r_e^2 \omega_1^2 (1-i^2)(1+m^2) + \xi w^2]$$

одакле је:

$$w = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{1+v_e^2}{2}} R \omega_1 \sqrt{(1-i^2)(1-m^2)} \quad (41)$$

док је проток кроз спојницу:

$$Q = \pi(R^2 - r_{ei}^2) = \pi(1-v_l^2)R^2 w = \frac{\pi(1-v_l^2)}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{1+v_e^2}{2}} R^3 \omega_1 \sqrt{(1-i^2)(1-m^2)} \quad (42)$$

На основу претходних израза, и израза за момент (31), добијају се изрази за момент који спојница преноси, као и за бездимензиону моментну карактеристику:

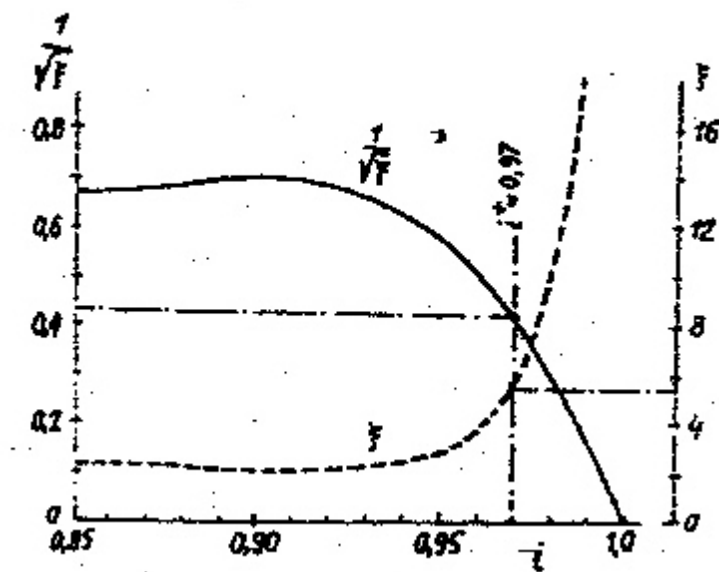
$$M = \frac{\rho \pi (1-v_l^2)}{\sqrt{\xi}} \left(\frac{1+v_l^2}{2} \right)^{3/2} R^5 \omega_1^2 (1-i \cdot m^2) \sqrt{(1-i^2)(1-m^2)} \quad (43)$$

$$\lambda_M = \frac{M}{\rho R^5 \omega_1^2} = \frac{(1-v_l^2)}{\sqrt{\xi}} \left(\frac{1+v_l^2}{2} \right)^{3/2} (1-i \cdot m^2) \sqrt{(1-i^2)(1-m^2)}$$

Према форми до сада изведених израза за брзину, проток, момент и моментну карактеристику спојнице, може се закључити да су у сагласности са реалним појавама, на пример, смањивањем преносног односа бројева обртаја, проток кроз спојницу опада и при достизању преносног односа $i=0$, проток престаје. Ипак, да би ови изрази имали практичну, употребну вредност, потребно је познавати зависност коефицијента трења од преносног односа бројева обртаја $\xi = \xi(i)$. Систематизованих података о овој зависности, међутим, нема, тако да се спојнице најчешће пројектују према теорији сличности.

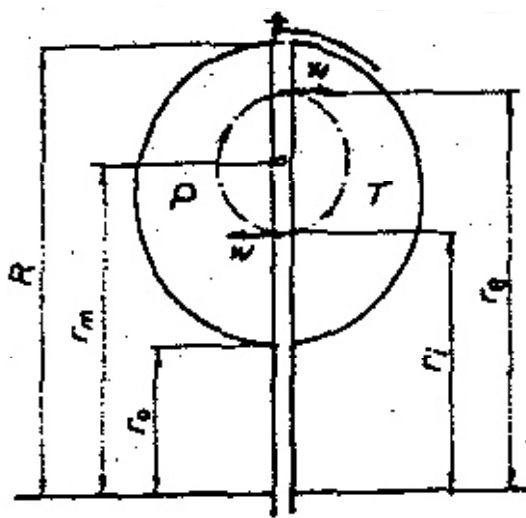
Измене у конструкцији које би трбало да доведу до побољшања, или, уопште измене карактеристика спојнице пројектант врши на основу сопственог искуства или интуиције, при чему све ове промене морају бити проверене и потврђене моделским испитивањима. Могуће је, ипак, на основу снимљене моментне карактеристике једне спојнице, и коришћењем израза (43), утврдити зависност $\xi = \xi(i)$, како је на слици 3.2 приказано.

Такође, са слике 3.2 се може закључити да се коефицијент трења драстично мења баш у радним режимима блиским номиналном.



Слика 3.2 – Зависност коефицијента трења од преносног односа бројева обртаја

У случају хидродинамичке спојнице без унутрашњег торуса, чија је шема приказана на слици 3.3, граница између улазног и излазног пресека дефинисана је полупречником r_m .



Слика 3.3 – Шема меридијанског пресека спојнице без унутрашњег торуса

По једнодимензијској шеми струјања, проточни пресеци на улазу и излазу пумпног (или турбинског) кола су једнаки, па важи:

$$r_m = \sqrt{\frac{r_0^2 + R^2}{2}} = R \sqrt{\frac{1 + \nu^2}{2}}$$

где је: $r_{ee}=R$, $r_{ii}=r_0$ и $\nu = \frac{r_{ii}}{r_{ee}} = \frac{r_0}{R}$

Изрази (39) – (43) важе и за хидродинамичке спојнице без унутрашњег торуса, при чему важе односи:

$$r_{ee}=R, r_{ii}=r_0 \text{ и } r_{ei}=r_{ie}=r_m$$

из чега следи:

$$v_t = 1, v_l = \sqrt{\frac{1+v^2}{2}} \text{ и } v_i = \frac{v}{v_l} = v \sqrt{\frac{2}{1+v^2}}$$

Што значи да је однос полупречника

$$m^2 = \frac{1+3 \cdot v^2}{3+v^2}$$

Пројектовање спојнице према једнодимензијском моделу струјања, поред познавања зависности коефицијента трења од преносног односа бројева обртаја $\xi = \xi(i)$, захтева и јасно утврђен критеријум одређивања бројева лопатица пумпног и турбинског радног кола. Иако опште прихваћен и теоријски разрађен поступак за ово не постоји, за одређивање броја лопатица пумпног кола најчешће се користе изрази:

$$Z_1 = 8,65D^{0,279} \text{ и } Z_1 = 1,39D^{0,52}$$

$$D = 2R$$

док се број лопатица турбинског кола усваја као за $1 \div 2$ мањи или већи број од оног израчунатог горњим изразима.

$$Z_2 = Z_1 \pm (1 \div 2)$$

Прорачун спојнице врши се за усвојену вредност преносног односа бројева обртаја у номиналном радном режиму $i = i^* = (0,97 \div 0,98)$ као и за усвојену вредност односа највећег и најмањег полупречника радног кола $v = r_0/R$. Вредност односа полупречника зависи од конструктивних карактеристика спојнице и код спојница са симетричним колима и без унутрашњег торуса креће се у границама $v = (0,35 \div 0,45)$ док код спојница са унутрашњим торусом или спојница са прагом најчешће има вредност блиску 0,5 при чему се као r_0 узима полупречник пумпног радног кола или полупречник прага.

3.2 Прорачун на основу хидродинамичке сличности и формирање профила радних кола

Прорачун геометријских параметара спојнице на основу хидродинамичке сличности представља најједноставнији, а уједно и најсигурнији метод прорачуна. Овај метод подразумева постојање већ изведене спојнице задовољавајућих радних карактеристика, која служи као модел за добијање нове спојнице. Услови сличности захтевају геометријску сличност радних простора модела и главног извођења, а у случају мањих величина, укључују и сличност површинске храпавости радних елемената.

При коришћењу овог модела прорачуна, најпре се на основу бездимензионе карактеристике момента λ_M снимљене при номиналном радном режиму спојнице - модела, одређује радијус спољног круга циркулације R , према обрасцу:

$$R = \sqrt[5]{\frac{M}{\rho \omega_1 \lambda_M}}$$

У којем су M, ω_1 и ρ номинални момент, угаона брзина улазног вратила и густина радне течности спојнице – главног извођења.

Однос овако израчунатог радијуса и одговарајуће димензије на моделу одређује размеру свих геометријских параметара модела и главног извођења.

Као радна течност се, код већине хидродинамичких спојница користи хидрауличко уље, кинематске вискозности $\nu = (1 \div 3) \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (на температури $t = 50^\circ\text{C}$) и густине $\rho = (850 \div 870) \text{ kg}/\text{m}^3$. Преносни односи бројева обртаја крећу се, углавном, у границама $i = i^* = \max \eta = 0,96 \div 0,98$. При овим условима, бездимензиона карактеристика момента код већине изведених конструкција има вредности у распону:

$$\lambda_M = \lambda_M^* = 0,030 \div 0,050$$

Хидродинамичке спојнице са радијалним лопатицама, које су најчешће у употреби, пројектују се тако да су у њима релативне брзине радне течности једнаке меридијанским компонентама апсолутних брзина. Такође, да би се избегли струјни губици услед успоравања и убрзавања струје дуж међулопатичних канала, ови се израђују тако да су им сви проточни пресеци исте величине. Ово се, код спојница са унутрашњим торусом, постиже испуњавањем услова:

$$R^2 - r_{ei}^2 = 2(R^2 - r_e^2) = 2(r_e^2 - r_{ei}^2) = r_{ie}^2 - r_{ii}^2 = 2(r_{ie}^2 - r_i^2) = 2(r_i^2 - r_{ii}^2) = C$$

$$r \cdot a = C$$

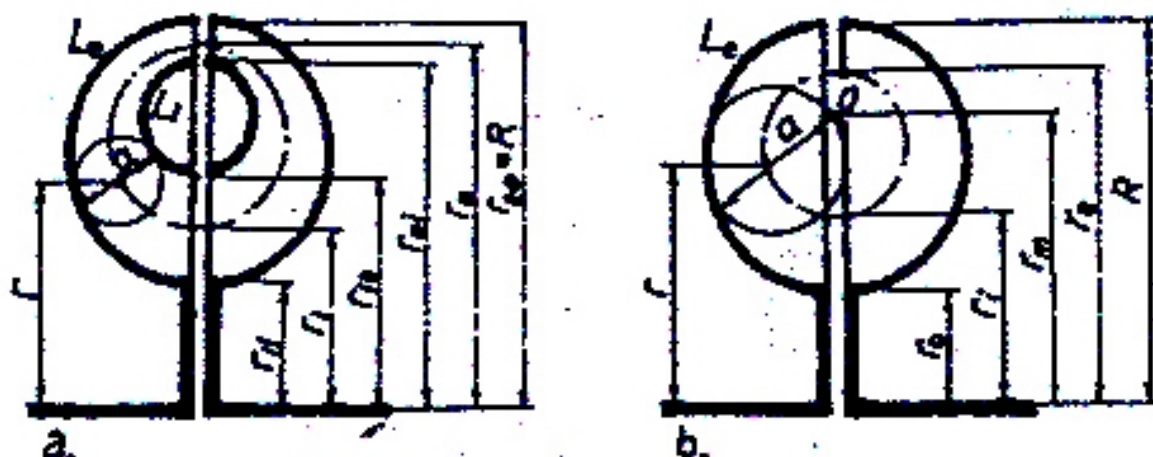
Односно, код спојница без унутрашњег торуса: (44)

$$R^2 - r_m^2 = 2(R^2 - r_e^2) = 2(r_e^2 - r_m^2) = r_m^2 \cdot r_0^2 = 2(r_m^2 - r_i^2) = 2(r_i^2 - r_0^2) = C_0$$

$$r \cdot a = C_0$$

У горњим једначинама, C је константа, a – пречници кругова који тангирају меридијанске контуре, како је приказано на слици 24, а r су растојања центара кругова са полупречницима a од осе спојнице.

Формирање меридијанских контура L_e и L_t приказаних на слици 3.4 врши се итеративним поступком. У првој апроксимацији, на основу искуства и интуиције црта се унутрашња контура L_t , а затим се сагласно са њом цртају кругови полупречника a који је додирују, а истовремено и задовољавају услове (44).



Слика 3.4 – Формирање меридијанских контура радних кола

У другој апроксимацији, варирају се облици контуре добијене у првој, да би се, уз задовољавање услова (f) постигао што једноставнији, а истовремено што хидраулички повољнији облик, једноставан за израду. Спољна контура меридијанског профила L_e добија се као обвојница кругова пречника a .

У случају спојница без унутрашњег торуса, поступак формирања меридијанских контура је потпуно аналоган, при чему се, према слици 3.4, кругови полупречника a цртају тако да сви пролазе кроз тачку O , која се своди на унутрашњи торус бесконачно малог пречника.

4. КОНСТРУКТИВНА РЕШЕЊА И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕ РЕГУЛАЦИОНИХ ХИДРОДИНАМИЧКИХ СПОЈНИЦА

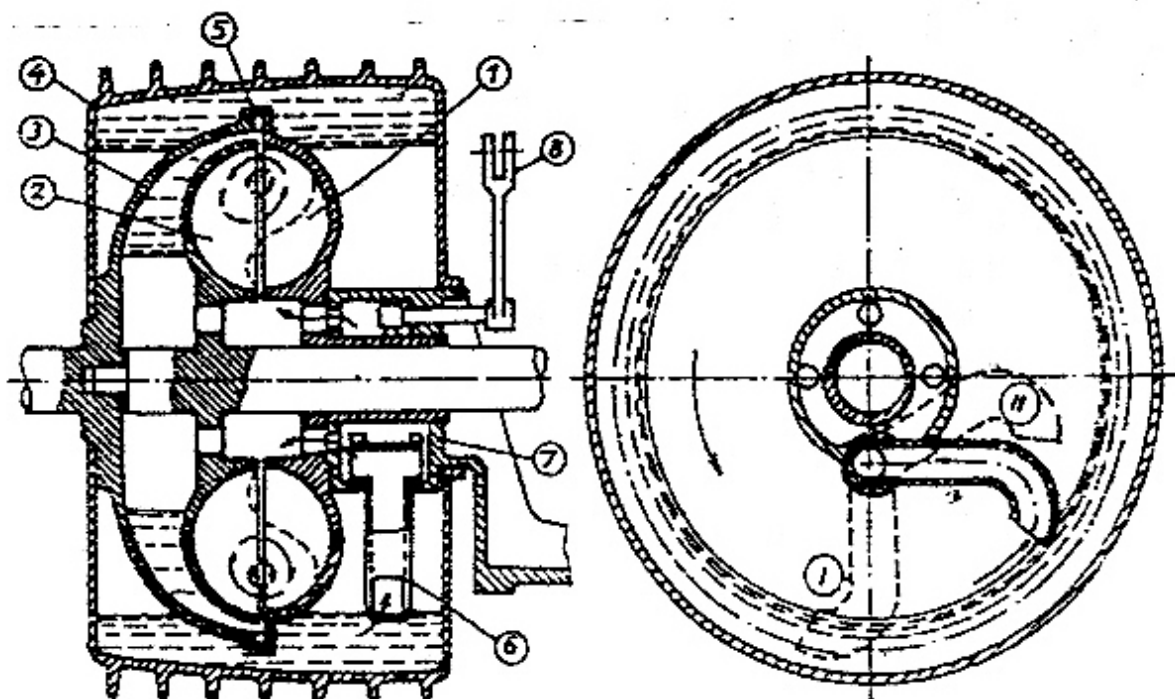
За разлику од нерегулационих хидродинамичких спојница, код регулационих моментна карактеристика није једнозначна функција преносног односа бројева обртаја. Код оваквих спојница моментна карактеристика зависна је и од вредности регулационог параметра. Регулациони параметар може бити степен пуњења спојнице, али и угао нагиба лопатица, као и положај пумпног или турбинског кола. Најчешће се, ипак, примењују спојнице са променљивим пуњењем.

У зависности од вредности регулационог параметра, мења се и моментна карактеристика спојнице, тиме моментна карактеристика спреге спојница – мотор, што доводи и до промене броја обртаја излазног (турбинског) вратила. Регулација броја обртаја помоћу регулационе спојнице примењује се код великог броја радних машина, кранова, бродских пропелера, али најшира област примене ове врсте спојница је у области погона турбомашина велике снаге, какве су напојне пумпе, турбокомпресори и вентилатори у рударским окнима.

4.1 Конструктивна решења

Спојнице са променљивим пуњењем, као најчешће примењиване, могу имати различита конструктивна решења.

На слици 4.1, приказана је једна регулациона спојница са обртним резервоаром:



Слика 4.1 – регулациона спојница са обртним резервоаром:

1 – пумпно коло, 2 – турбинско коло, 3 – унутрашње кућиште, 4 – спољашње кућиште
5 – калибрисани отвори, 6 – црпна цев, 7 – непокретна главчина са каналима за довод течности, 8 – систем полука за закретање црпне цеви

Код оваквог типа спојнице, спољашње и унутрашње кућиште формирају обртни резервоар у који, кроз калибрисане отворе струји радна течност из радног простора. У обртном резервоару налази се црпна цев, чији је спољни крај повијен у смеру супротном од смера обртања спојнице. Унутрашњи крај црпне цеви зглобно је везан за непокретну главчину у којој су канали за довод радне течности у радни простор. Захваљујући зглобној вези, црпна цев се системом полука може закретати између два крајња положаја I и II, приказаних на слици.

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

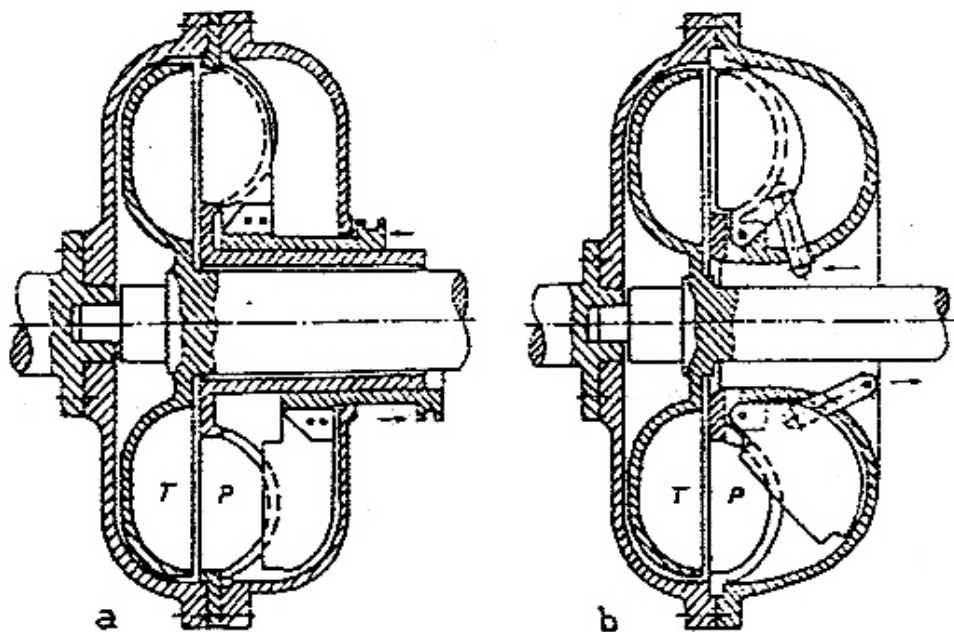
Када је црпна цев у положају I, она из обртног резервоара црпи максималну количину радне течности, и враћајући је у радни простор чини да спојница ради са максималним степеном пуњења. Насупрот овоме, у положају II црпна цев је потпуно изван ротирајуће масе течности у обртном резервоару, чиме се радна течност уопште не враћа у радни простор. Ово доводи до његовог потпуног пражњења и престанка функције спојнице.

Код оваквог типа регулације проблем загревања радне течности решава се помоћу оребреног спољашњег кућишта, мада су могуће и конструкције код којих се радна течност црпи из обртног резервоара и после расхлађивања у спољашњем хладњаку, враћа у њега.

Запажено је да се код спојница са овом врстом регулације испуњавање радног простора радном течношћу постиже доста брзо, док је његово пражњење спорије. Самим тим, и повећавање бројева обртаја остварује се брзо, док је за смањење потребно више времена.

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

На слици 4.2 приказана дватипа спојнице код којих се промена радног режима вржи променом облика радног простора:

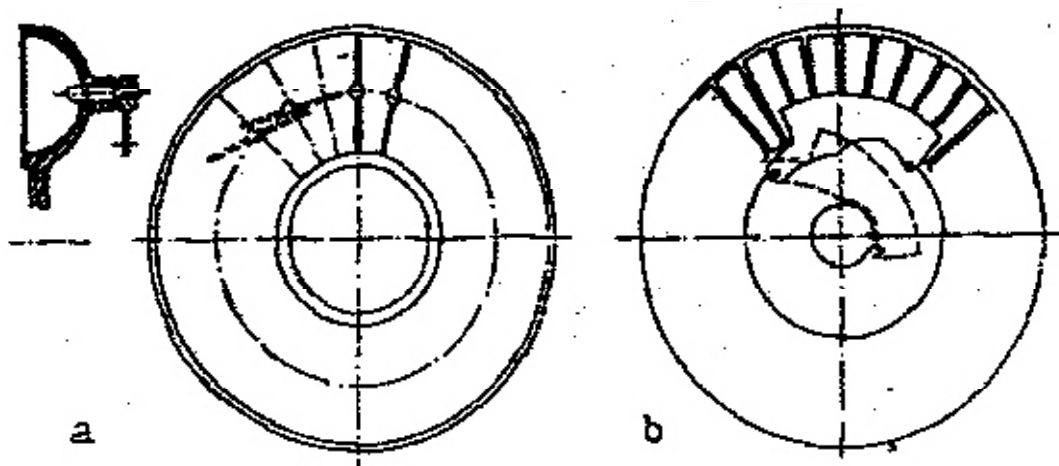


Слика 4.2 – Регулациона спојница са могућношћу промене облика радног простора

Лопатице спојнице приказане на слици 4.2 а причвршћене су за главчину која може да се помера у аксијалном правцу а у горњем и доњем делу слике приказана су њихова два крајња положаја. У горњем делу слике приказан је положај карактерисан највећим обртним моментом, док се на доњем делу слике може видети положај у коме спојница не преноси обртни момент. Са померањем главчине, лопатице улазе у радни простор или излазе из њега кроз прорезе у диску пумпног кола.

Слика 4.2 а приказује спојницу са лопатицама које под дејством система полуга могу да ротирају око зглоба смештеног у њиховом ослоњу. Аналогно слици 4.2б, и на овој су показани крајњи положаји лопатица, са једнаким особинама у погледу обртног момента.

На слици 4.3 а приказано је радно коло спојнице чијим се лопатицама може мењати угао нагиба, закретањем око осе паралелне осе спојнице, док слика 4.3 б приказује радно коло спојнице код које се регулација радних параметара постиже пригушивањем протока.



Слика 4.3 – Спојнице са ротирајућим лопатицама

4.2 Примена регулационих спојница

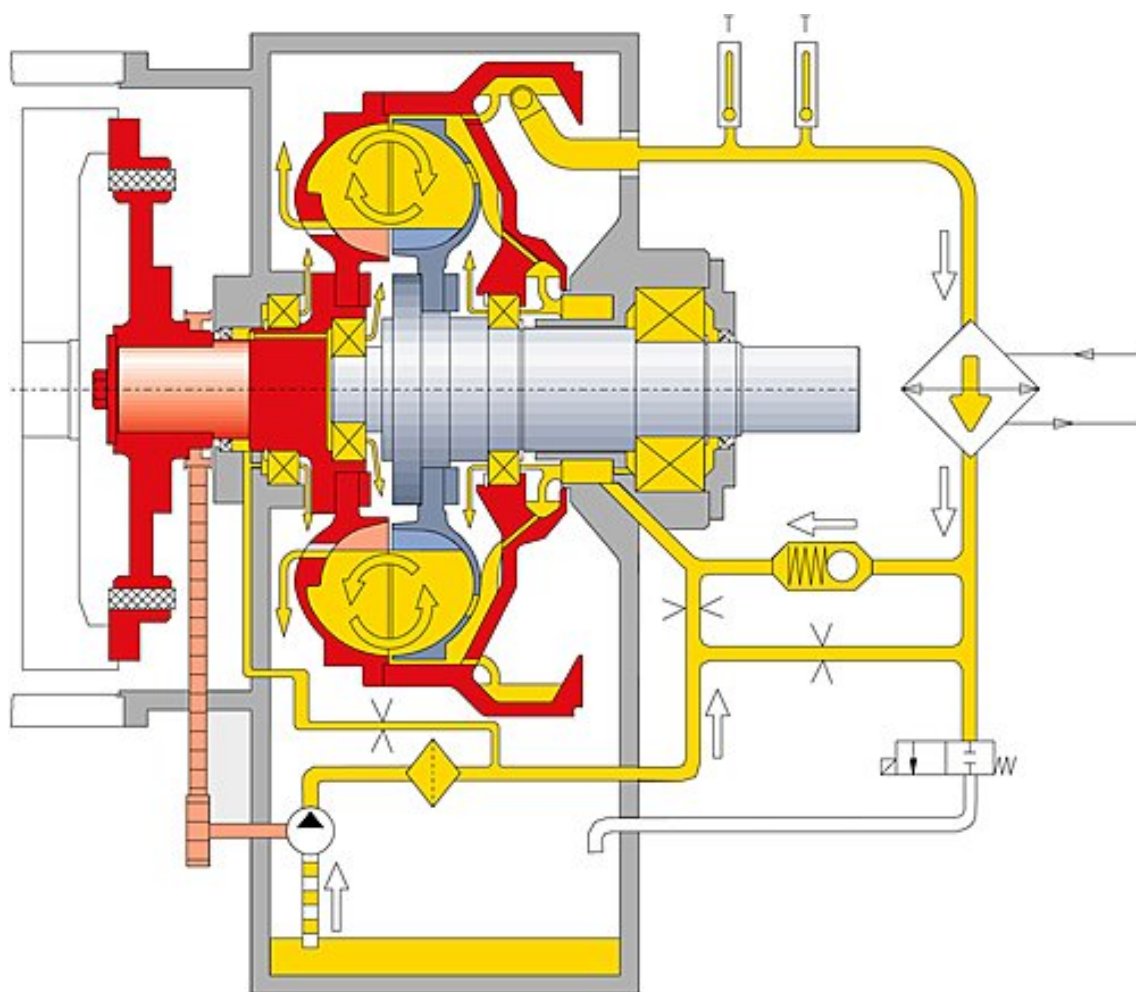
Уопштено гледано, најчешћа област примене хидродинамичких спојница је у погону тешко оптерећених машина и уређаја, какве се налазе у индустрији грађевинске механизације, рударству, код погона железничких машина, у бродоградњи и у индустрији моторних возила.

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

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

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

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



Слика 4.4 – Voith TPKD – SAE

На слици 4.4 приказана је регулациона хидродинамичка спојница типа *TPKD – SAE* немачког произвођача *Voith*, која је намењена за коришћење као замена за механичке спојнице. Најчешћа област примене јој је у садејству са дизел мотором као погонским агрегатом.

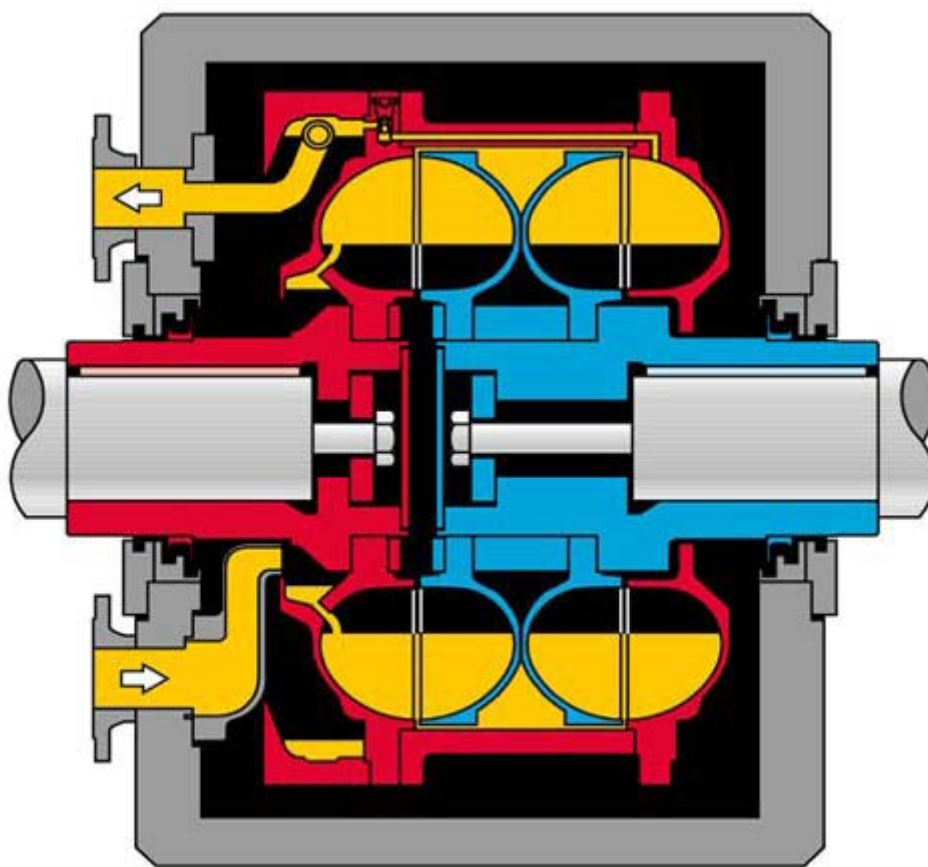
У тренутку стартовања, радни простор спојнице практично је без радног флуида, тако да погонски мотор стартује готово без оптерећења. Прикључење или искључење радне машине могуће је при било којој брзини улазног вратила, што се постиже пражњењем или пуњењем радног простора течностју. Са испражњеним радним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

Ове спојнице налазе примену у погону радних машина код којих је појава инерције високо изражена, затим у случајевима када би механичка спојница употребљена уместо хидродинамичке трпела превисоко хабање, као и у случајевима када је потребно максимално пригушење удара и вибрација.

Спојница овог типа примењена је у бродоградњи, код пловила која се крећу залеђеним морима, затим у рударству и процесној индустрији, код разних врста дробилица .

Хидродинамичка спојница приказана на слици 4.5 *Voith DTPK* је двострука спојница са екстерно учвршћеним радним колима. Ова концепција омогућава знатно смањење габаритних мера спојнице у односу на пренешену снагу. Концепција двоструких радних кола такође омогућава уравнотежење осних сила које делују на лежишта спојнице.

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



Слика 4.5 – Двострука регулациона спојница *Voith DTPK*

Овај тип спојнице користи се код погона који захтевају прецизно одређен ниво убрзавања великих погоњених маса, променљиве брзине излазног вратила, велике снаге, реда величине мегавата, као и високе стартне угаоне брзине.

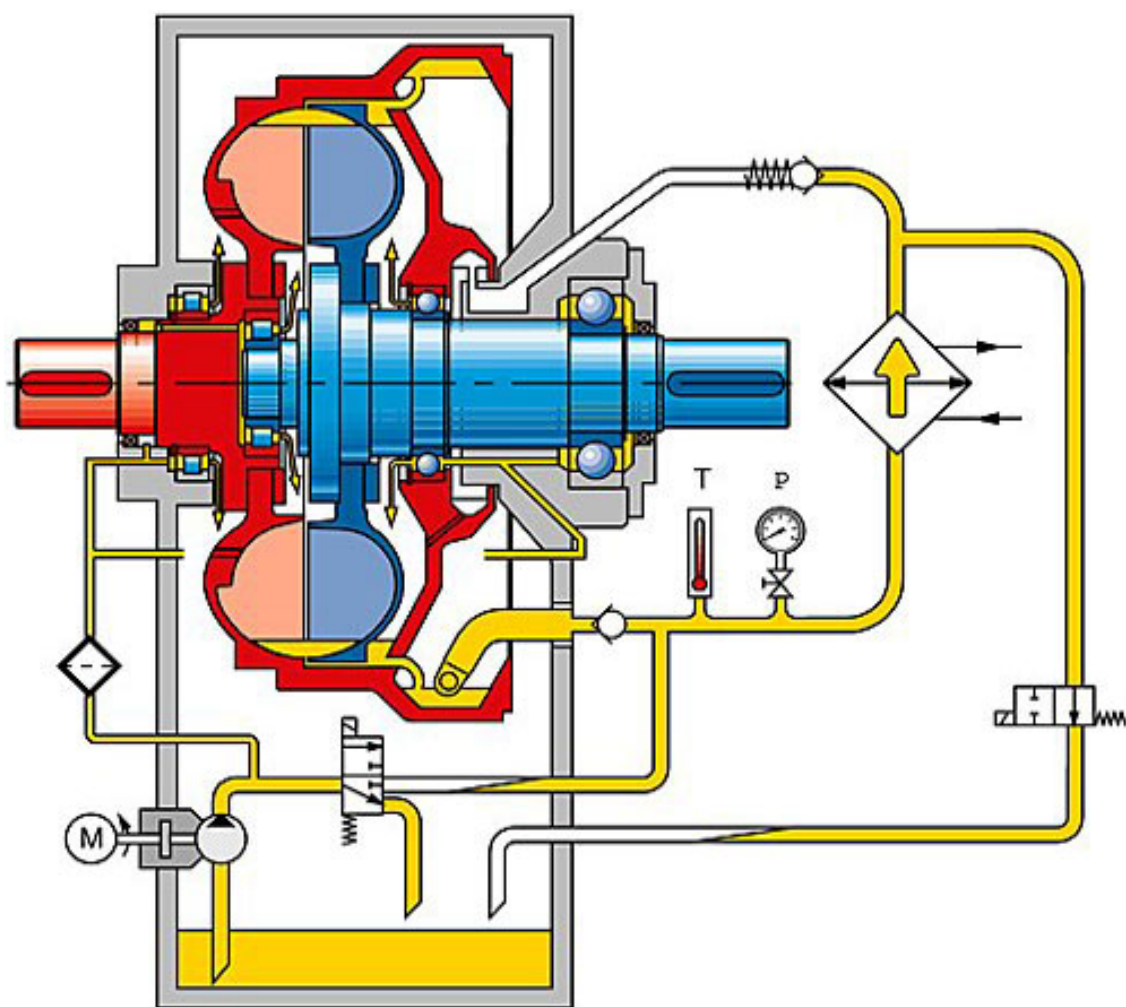
Изведене спојнице овог типа искоришћене су у рударској индустрији, на разним типовима конвејера, у бродоградњи, код високо оптерећених погона какви су рецимо ледоломци или фериботи. Овакве спојнице користе се, такође и код снажних тубомашина какве су пумпе за воду.

Радне карактеристике спојнице *Voith TPKL*, која је приказана на слици 4.6, могу се мењати у току рада спојнице, мењањем нивоа пуњења. Изводи се као самоносива конструкција која се монтира независно од погонске и радне машине.

Спојница може да ради неограничено дуго у режиму неоптерећеног погонског вратила, који се остварује пражњењем радног простора. Саставни део спојница овог типа је електронски лимитер максималног стартног момента. Спојница такође укључује и независни систем за снабдевање, измену и хлађење радне течности. У радним режимима делимичног пуњења, степен пуњења може се мењати у границама (0 – 100)%, чиме се, променом клизања спојнице мења и брзина радне машине.

Област примене спојница типа *TPKL* одређена је радним условима у којима се захтева дефинисано убрзавање терета, ограничење стартног обртног момента или угаоне брзине улазног вратила, као и променљива брзина погоњене машине. Спојнице овог типа такође су веома ефикасне у суспензији вибрација и удара.

Ова врста сојнице примењује се у рударству и индустрији челика, за погон конвејера, у комбинацији са асинхроним мотором као погонском машином.



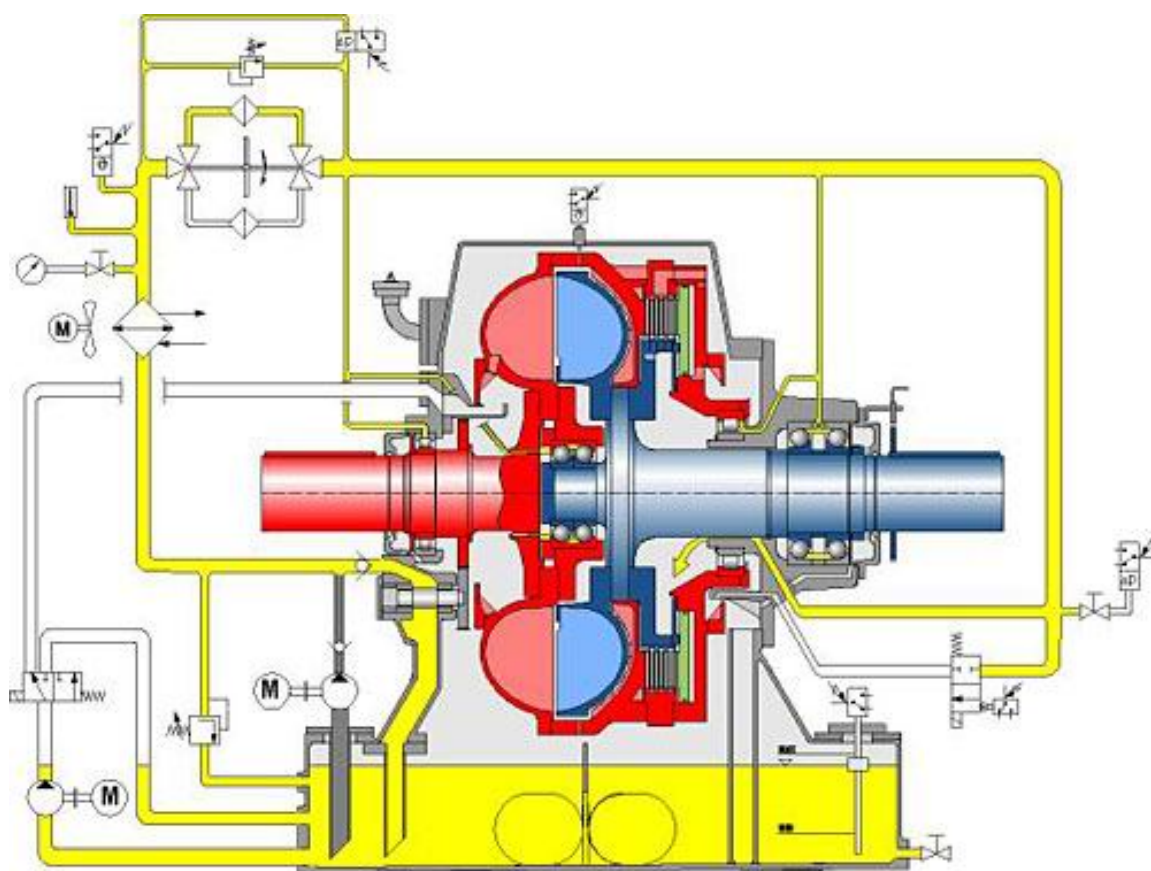
Слика 4.7 – Регулациона спојница *Voith TPKL*

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

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

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

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



Слика 4.8 – Регулациона спојница *Voith TPL - SYN*

5. ПРОЈЕКТОВАЊЕ ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ

5.1 Полазни подаци

- Максимална снага мотора: $P_1 = 150 \text{ kW}$
- Број обртаја при максималној снази мотора: $n_1 = 735 \frac{\text{o}}{\text{min}}$
- Специфична густина радног флуида: $\rho = 880 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Степен клизања: $s = 4 \%$
- Специфична топлота: $c_p = 3 \frac{\text{k}\cdot\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
- Промена радне температуре: $\Delta t = 55 \text{ C}$
- Притисак у турбоспојници: $p = 3.8 \text{ bar}$
- Степен искоришћења електромотора који служи за хлађење: $\eta = 0.43$
- Однос полупречника на улазу и излазу из пумпног кола: $a = 0.45$
- Однос ширина лопатица: $b = 0.48$

5.2 Прорачун хидродинамичке спојнице

1. Коефицијент брзоходности пумпе: $n_{sp} = 60 \frac{\text{o}}{\text{min}}$
2. Напор пумпе:
$$H_p = \left(\frac{n_p}{n_{sp}} \cdot \sqrt{\frac{P_p}{1000}} \right)^{\frac{4}{5}}$$
$$H_p = 55.074 \text{ m}$$
3. Проток кроз спојницу:
$$V = \frac{P_p}{\rho \cdot g \cdot H_p}$$
$$V = 0.3156 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$
4. Пречници вратила пумпе:

пречник вратила пумпе: $d_p = 85 \text{ mm}$

најмањи пречник радног простора турбоспојнице: $D_o = 130 \text{ mm}$

5. Меридијанска брзина на улазу::

$$\alpha = 0.06$$

$$C_m = \alpha \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_p}$$

$$C_m = 1.97197 \frac{m}{s}$$

6. Потребна површина на улазу и излазу:

$$A_u = \frac{V}{C_m}$$

$$A_u = 0.16005 \text{ m}^2$$

$$A_i = A_u$$

$$A_i = 0.16005 \text{ m}^2$$

7. Полупречник на излазу из пумпног кола:

$$\omega_p = 2 \cdot \pi \cdot n_p$$

$$\omega_p = 76.96902 \frac{\text{rad}}{s}$$

$$i = 1 - s$$

$$i = 0.96$$

$$r_{p2} = \frac{1}{\omega_p} \cdot \frac{\sqrt{g \cdot H_p}}{\sqrt{(1 - a^2 \cdot i)}}$$

$$r_{p2} = 336.40105 \text{ mm}$$

$$\text{усвајам: } r_{p2} = 340 \text{ mm}$$

8. Број лопатица у пумпном и турбинском колу турбоспојнице:

$$r_{t1} = r_{p2}$$

$$r_{t1} = 340 \text{ mm}$$

$$r_{p1} = a \cdot r_{p2}$$

$$r_{p1} = 153 \text{ mm}$$

$$r_{t2} = r_{p1}$$

$$r_{t2} = 153 \text{ mm}$$

$$b_{p2} = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{p2} \cdot C_m}$$

$$b_{p2} = 74.91771 \text{ mm}$$

$$\text{усвајам: } b_{p2} = 75 \text{ mm}$$

$$b_{p1} = \frac{b_{p2}}{b}$$

$$b_{p1} = 156.25 \cdot \text{mm}$$

$$\text{усвајам: } b_{p1} = 157 \text{ mm}$$

$$D_{p2} = 2 \cdot r_{p2} \quad D_{p2} = 680 \text{ mm}$$

$$D_{p1} = 2 \cdot r_{p1} \quad D_{p1} = 306 \text{ mm}$$

$$D_{t1} = 2 \cdot r_{t1} \quad D_{t1} = 680 \text{ mm}$$

$$D_{t2} = 2 \cdot r_{t2} \quad D_{t2} = 306 \text{ mm}$$

$$D_a = D_{p2} + b_{p2} \quad D_a = 755 \text{ mm}$$

$$Z_p = 8.65 (D_a \cdot 1000)^{0.279}$$

$$Z_p = 54.94944 \text{ усвајам: } Z_p = 55$$

$$Z_t = Z_p + 2 \quad Z_t = 57$$

9. Прорачун хлађења: Усваја се да су губици у турбоспојници 15 % од максималне снаге.

$$P_{gub} = 0.15 \cdot P_1 \quad P_{gub} = 22.5 \text{ kW}$$

Проток напојне пумпе: $V_{np} = \frac{P_{gub}}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho} \quad V_{np} = 0.15496 \frac{\text{L}}{\text{s}}$

Напор напојне пумпе: $Y_{np} = \frac{P}{\rho} \quad Y_{np} = 431.81818 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

Снага напојне пумпе: $P_{np} = \frac{\rho \cdot V_{np} \cdot Y_{np}}{\eta} \quad P_{np} = 136.94023 \text{ W}$

Троуглови брзина: $n_t = n_p \cdot i \quad n_t = 705.6 \text{ min}^{-1}$

$$u_{p1} = D_{p1} \cdot \pi \cdot n_p \quad u_{p1} = 11.77626 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{p2} = D_{p2} \cdot \pi \cdot n_p \quad u_{p2} = 26.16947 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{t1} = D_{t1} \cdot \pi \cdot n_t \quad u_{t1} = 25.12269 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{t2} = D_{t2} \cdot \pi \cdot n_t \quad u_{t2} = D_{t2} \cdot \pi \cdot n_t$$

$$c_{mp1} = \frac{v}{D_{p1} \cdot \pi \cdot b_{p2}} \quad c_{mp1} = 2.09108 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{mp2} = \frac{v}{D_{p2} \cdot \pi \cdot b_{p2}} \quad c_{mp2} = 1.9698 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{up1} = u_{t2} \quad c_{up1} = 11.30521 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{p1} = \sqrt{c_{up1}^2 + c_{mp1}^2} \quad c_{p1} = 11.49697 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{p1} = \sqrt{(u_{p1} - c_{up1})^2 + c_{mp1}^2}$$

$$w_{p1} = 2.14348 \frac{m}{s}$$

$$\beta_{p1} = \text{atan} \left(\frac{c_{mp1}}{u_{p1} - c_{up1}} \right) \quad \beta_{p1} = 77.30511 \cdot \text{deg}$$

$$\alpha_{p2} = \text{atan} \left(\frac{w_{p2}}{u_{p2}} \right) \quad \alpha_{p2} = 4.30459 \cdot \text{deg}$$

$$c_{ut1} = u_{p2} \quad c_{ut1} = 26.16947 \frac{m}{s}$$

$$c_{mt1} = c_m \quad c_{mt1} = 1.97197 \frac{m}{s}$$

$$c_{t1} = \sqrt{c_{ut1}^2 + c_{mt1}^2} \quad c_{t1} = 26.24366 \frac{m}{s}$$

$$w_{t1} = \sqrt{(c_{ut1} - u_{t1})^2 + c_{mt1}^2}$$

$$w_{t1} = 2.23258 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_{t1} = \text{atan} \left(\frac{c_{mt1}}{c_{ut1}} \right) \quad \alpha_{t1} = 4.3093 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{t1} = \frac{\pi}{2} - \text{asin} \left(\frac{c_{mt1}}{w_{t1}} \right) \quad \beta_{t1} = 27.96071 \text{ deg}$$

$$c_{mt2} = c_{mp1} \quad c_{mt2} = 2/09108 \frac{m}{s}$$

$$c_{t2} = \sqrt{u_{t1}^2 + c_{mt2}^2} \quad c_{t2} = 25.20956 \frac{m}{s}$$

$$\beta_{t2} = 90 \text{ deg}$$

$$\alpha_{t2} = \text{atan} \left(\frac{w_{t1}}{u_{t2}} \right) \quad \alpha_{t2} = 11.17114 \text{ deg}$$

6. ИЗРАДА 3D МОДЕЛА ХИДРОДИНАМИЧКОГ ПРЕНОСНИКА СНАГЕ

У оквиру овог завршног рада, а на основу података добијених прорачуном урађен је 3D модели хидродинамичког преносника са асиметричним радним колима. Модели овог преносника урађен је у програмском пакету CATIA V5R20. Од многобројних модула који се налазе у самом пакету, у овом раду је коришћено свега неколико, као што су: Part Design, Assembly Desing. Све компоненте преносника су израђене, односно моделиране у модулу „Part Design“, након чега су састављене у целину у модулу „Assembly Desing“, док су наредне приложене слике урађене у 3D CAD Desing Software SolidWorks.

На следећим сликама су приказани склопови хидродинамичког преносника:



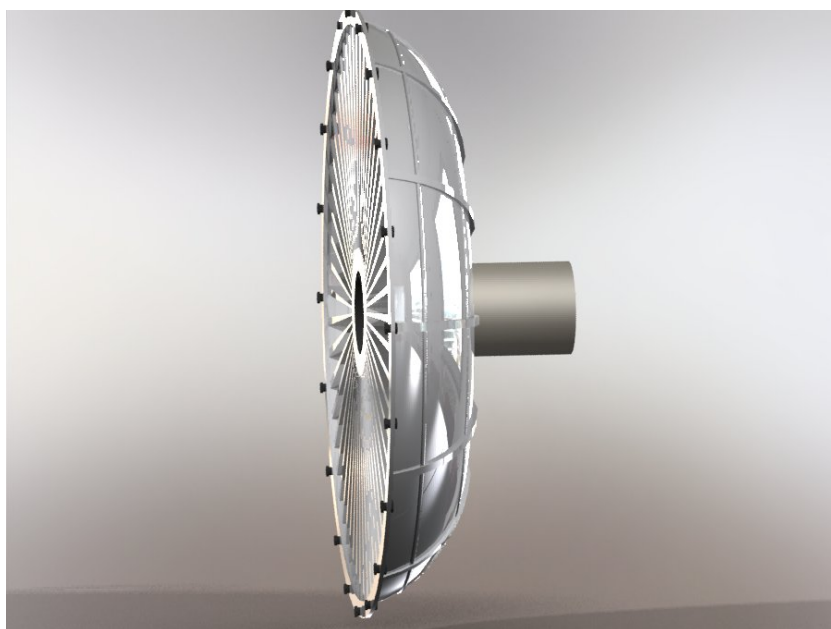
Слика 6.1- 3Д модел склопљене хидродинамичке спојнице



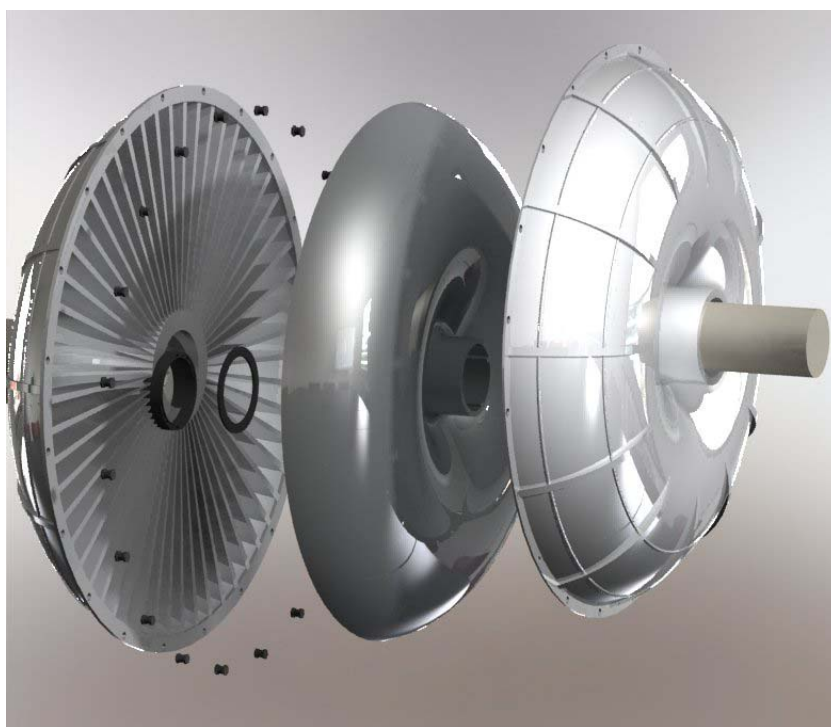
Слика 6.2-Турбинско коло са вратилом



Слика 6.3-Растављено турбинско коло



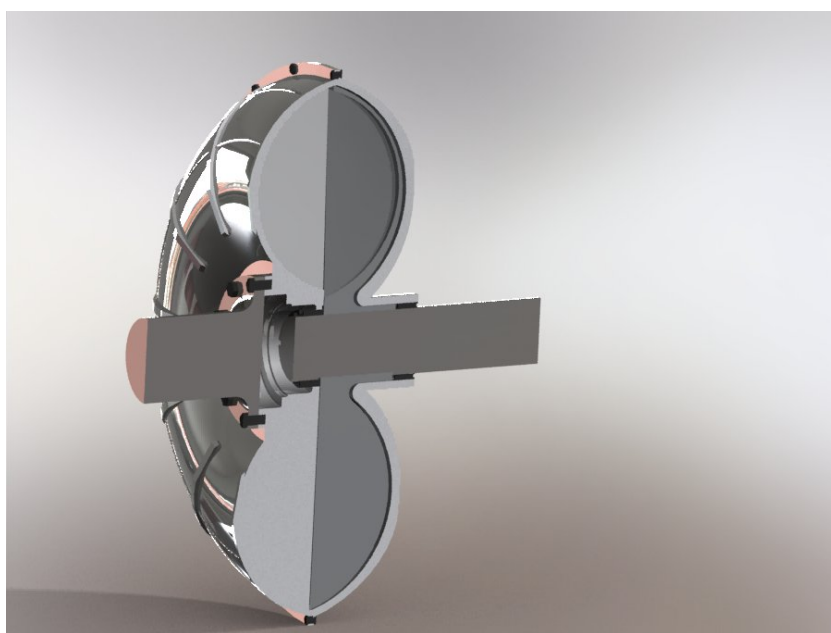
Слика 6.4-Пумпно коло са вратилом



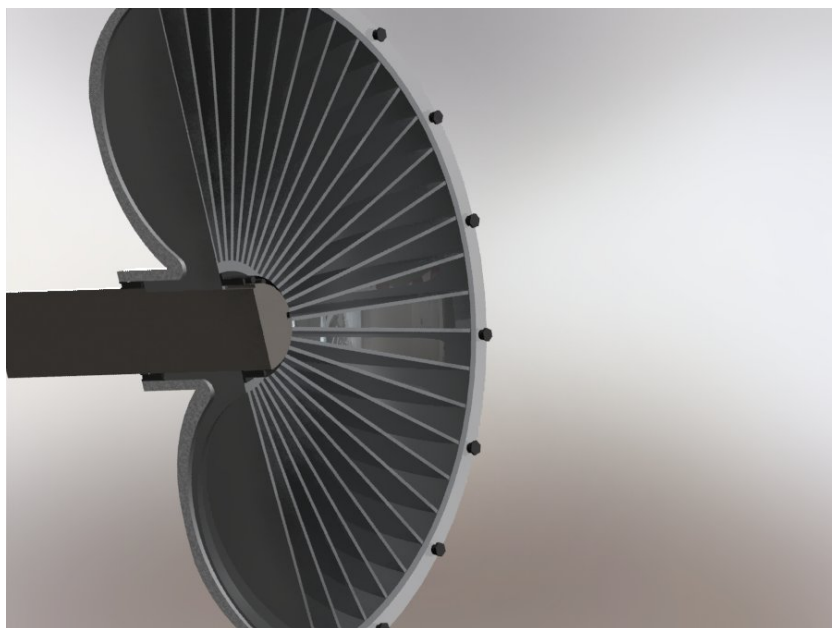
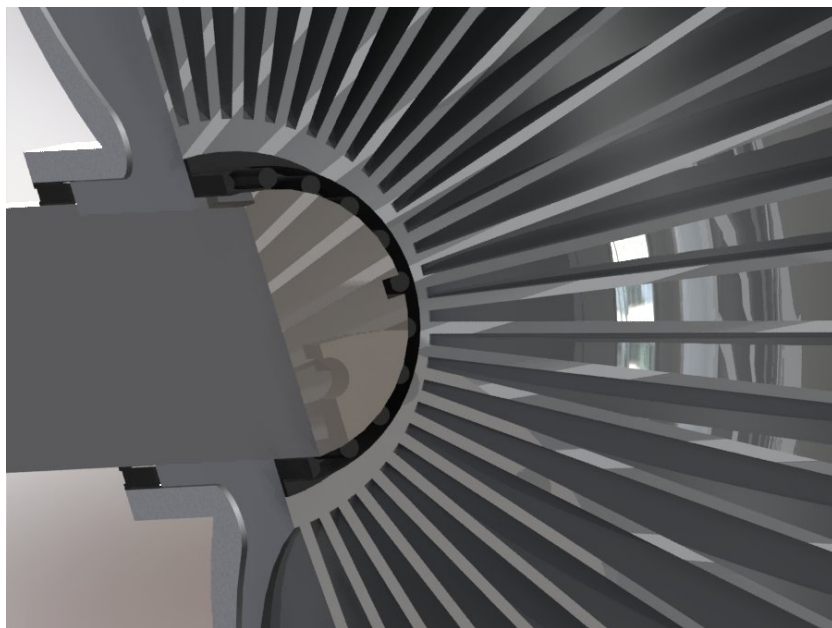
Слика 6.5-Растављена турбоспојница



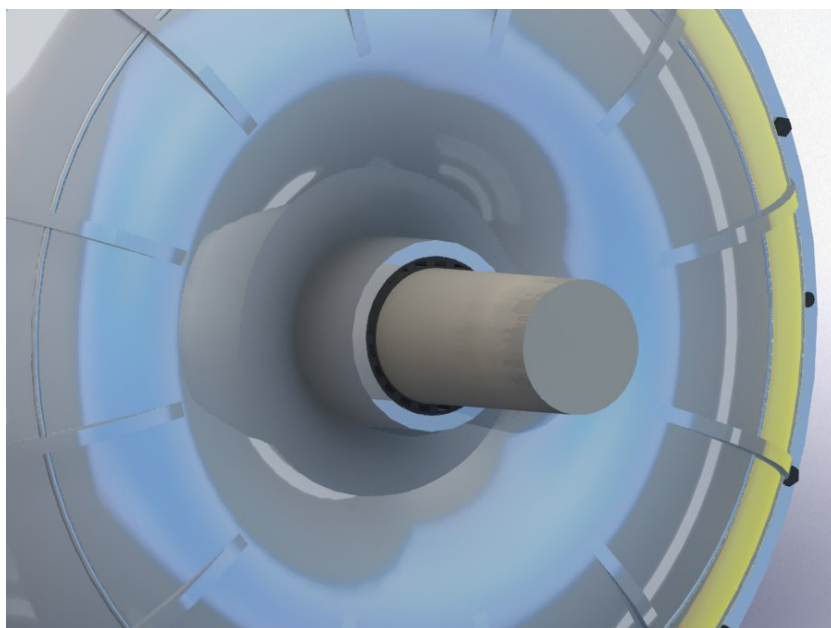
Слика 6.6-Жлеб за спрезање вратила и турбинског кола



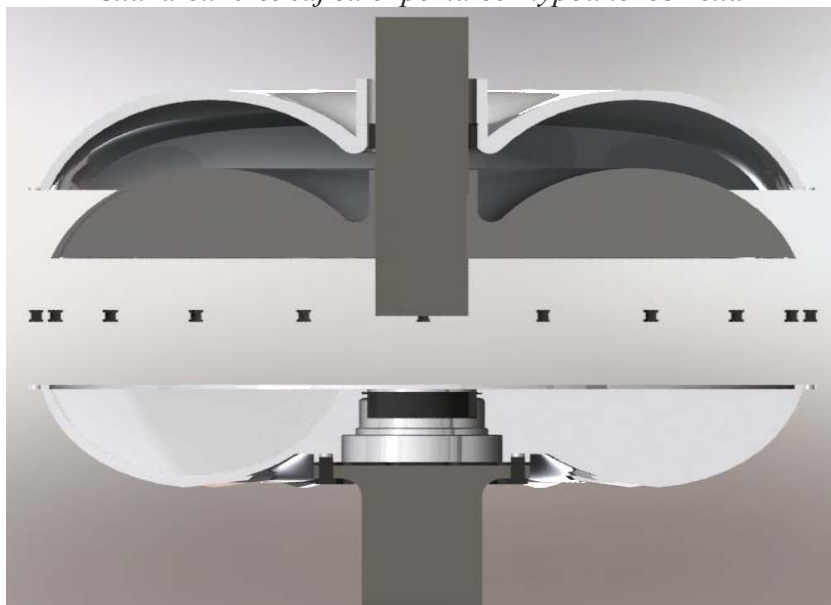
6.7-Попречни пресек склопљене турбоспојнице



Слика 6.8-Попречни пресек турбинског кола



Слика 6.9-Лежај за окретање турбинског кола



Слика 6.10-Попречни пресек растављене турбоспојнице

ЗАКЉУЧАК

Задатак овог рада био је да се формира конструктивно-техничка документација хидродинамичке спојнице са асиметричним радним колима. Најпре је сагледан принцип рада хидродинамичких спојница, дат је осврт на њихову поделу. Даље се приступило прорачуну спојнице, њених основних геометријских параметара, као и параметара снаге. Целокупан прорачун је изведен за реалне податке у програмском пакету *MathCAD*. На крају су дати 3-D модели и цртежи радних кола спојнице, моделираних у програмском пакету *Catia*.

ЛИТЕРАТУРА

- Божидар Богдановић, Драгиша Никодијевић, Александар Вулић – Хидраулички и хидромеханички преносници снаге – Машински факултет, Ниш 1999.
- Василије Н. Келић – Хидропреносници – Научна Књиг, Београд 1989.
- Љубисав Крсмановић – Хидродинамички преносници снаге – Машински факултет, Београд 1989.
- Милун Ј. Бабић, Светислав Стојковић – Турбомашине, теорија и математичко моделирање – Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет, 1997.
- <http://auto.howstuffworks.com/torque-converter2.htm>, Основни принципи рада хидродинамичких спојница
- <http://www.voithturbo.de/startup-components.htm>, Приказ хидродинјамичких спојница немачке компаније “Voith”
- Приказ “Voith” спојница према сектору индустрије у коме се користе:
http://www.voithturbo.de/fluid-couplings_drive-solutions.htm