

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Богдан П. Проковић

**ХИДРОДИНАМИЧКИ ПРЕНОСНИК СНАГЕ У
ЖЕЛЕЗНИЧКОМ САОБРАЋАЈУ**

завршни рад

Крагујевац, 2013.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Пренос снаге флуидом

Број индекса: 11/2010

Богдан П. Проковић

ХИДРОДИНАМИЧКИ ПРЕНОСНИК СНАГЕ У ЖЕЛЕЗНИЧКОМ САОБРАЋАЈУ

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Вања Шуштершич, ванр. проф - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру задатка неопходно је да се:

- Објасни принцип рада хидродинамичких преносника снаге,
- Прикаже примена хидродинамичких преносника снаге у железницама,
- Изврши прорачун једног преносника снаге за примену у железници и нацрта 3Д модел.

Препоручена литература:

1. Проф. др Милун Бабић и проф. др Светислав Стојковић: „Турбомашине: теорија и математичко моделирање“, Београд, 1997.године
2. Torque Converters: For Construction Machinery and Lift Trucks, ZF Sachs AG, www.zf.com
3. Voith DIWA®. 3 E automatic transmissions in buses – AGORA L, www.voithturbo.com

Крагујевац, 06.03.2013.

ментор:
Др Вања Шуштершич, ванр. проф.

Резиме:

Хидродинамички преносник снаге врши пренос снаге и промену обртног момента посредством радног флуида који циркулише кроз струјни простор радних кола. Пренос снаге се врши без круте везе и механичког додира улазног и излазног вратила. Трансформација, односно промена фактора снаге обртног кретања, обртног момента и угаоне брзине, врши се континуално, аутоматски, зависно од оптерећења вођеног вратила.

У оквиру овог рада проучен је принцип рада хидродинамичког преносника снаге и приказана је његова примена у железници.

Уједно, урађени су 3Д модели датог преносника снаге по димензијама које су добијене прорачуном. Приказ овог 3Д модела рађен је у софтверском пакету CATIA, V5R20.

Кључне речи: хидродинамички преносник снаге, турбомењач, турбина.

Abstract:

Hydrodynamic transmission carries out power transfer and change of moment of rotation with working fluid which circulates through the flow area of the operating impellers. Power transfer is carried out without rigid connection and mechanical contact between the inlet shaft and the outlet shaft. Transformation, in other words the change of rotation power factor, moment of rotation and angular velocity, is carried out continually, automatically, depending on the load on driven shaft.

The principle of operation of the hydrodynamic transmission was studied and its use in railways was shown within this work.

There are also 3D models of the given transmission in accordance with calculated dimensions. This 3D model was presented in a software package CATIA, V5R20.

Key words: hydrodynamic transmission, torque converter, turbine.

САДРЖАЈ

1. Увод	1
2. Опште напомене о хидропреносницима	2
2.1. Хидростатички преносници снаге	2
2.2. Хидродинамички преносници снаге.	2
2.3. Турбоспојнице	3
2.4. Турбомењачи	4
2.5. Самоаутоматичност рада турбомењача	6
3. Хидродинамички мењач и његове радне карактеристике	8
3.1. Теоријске основе турбопреносника	9
3.2. Коефицијент за одређивање улазног обртног момента	11
3.3. Прозрачност турбомењача	12
4. Примена хидродинамичких мењача	13
4.1. Пример примене хидродинамичког преносника снаге у железници (Хидродинамички преносник ИКС Б-440)	15
4.1.1. Избор концепције	15
4.1.2. Опис решења	16
5. Спрега мотора са унутрашњим сагоревањем и хидродинамичког мењача	18
5.1. Излазни дијаграм заједничког рада мотора и турбомењача	19
6. Типови хидродинамичких мењача	21
6.1. Турбомењачи са центрифугалном турбином	22
7. Прорачун турбомењача	25
7.1. Полазни подаци	25
7.2. Одређивање напора и протока	25
7.3. Избор расподела радних кола и њихове геометрије	26
7.4. Прорачун пумпног радног кола	27
7.5. Прорачун турбинског кола	28
7.6. Прорачун реакторског кола	29
7.7. Пречник вратила	30
8. Израда 3Д модела хидродинамичког преносника	31
9. Закључак	37
10. Литература	38

1. Увод

Пренос енергије од њеног извора до потрошача је проблем који се појавио оног момента када су пронађени извори енергије, као што су мотори са унутрашњим сагоревањем и електромотори. Суштина проблема је у проналажењу средства које ће са што мање губитака пренети енергију од извора до потрошача. Врло често је потребно и у току преноса трансформисати енергију да би била што прикладнија за коришћење.

Преносником снаге назива се систем преноса енергије од изворе енергије до потрошача. Према принципу рада, преносници снаге се деле на:

- механичке,
- електричне,
- хидрауличке, и
- пнеуматичке.

Механички преносници спадају у класичне преноснике и као нерегулисани преносници су економични, сигурни у погону и лаки за одржавање. Међутим, ако је потребно регулисати пренос снаге, даљински га управљати или аутоматизовати, механички преносници постају непогодни због компликоване конструкције.

Електричним преносницима је лако управљати и остварити аутоматизам укључивања, регулисања и искључивања. Сигурни су у погону и лаки за одржавање, али овакви преносници изискују велике почетне инвестиције.

Пнеуматички преносници немају ширу примену у системима преноса снаге. Пнеуматика има ширу примену у управљачким системима, регулацији и мерној техници.

Постоје две врсте **хидрауличког преноса снаге**: хидростатички (запремински) и хидродинамички (турбопреносници). Предност хидрауличког преноса снаге у односу на остале је у малим габаритима и малој специфичној тежини у односу на снагу, као и малом моменту инерције покретних делова.

2. Опште напомене о хидропреносницима

Хидраулички пренос снаге се врши посредством течности, најчешће минералног хидрауличног уља или незапаљивих течности за хидраулику. Основне компоненте ових преносника су претварачи енергије, у којима се механичка енергија трансформише у енергију струје радне течности, и обрнуто. У зависности од принципа рада претварача енергије, разликују се:

- хидростатички преносници снаге,
- хидродинамички преносници снаге.

2.1. Хидростатички преносници снаге

Код хидростатичких преносника претварачи енергије су запреминска пумпа на улазу и запремински хидромотор или хидроцилиндр на излазу. Рад ових мењача карактерише релативно мали проток течности, па пренесена снага углавном зависи од притиска течности. Да би се у систему одржао висок притисак, хидростатички пренос захтева херметичку везу пумпа-хидромотор (цилиндр). Једна од основних предности оваквог преноса је и то што се пренос снаге може остварити и на релативно велике даљине простим хидрауличким компонентама.

2.2. Хидродинамички преносници снаге

Код хидродинамичких преносника снаге претварачи енергије раде по принципу турбомашине, центрифугалне пумпе и турбине. Због тога се овакви преносници називају и турбопреносницима снаге. Механички рад улазног вратила, посредством радног кола пумпе изазива струјање радне течности и повећање њене енергије, и то пре свега кинетичке. Успоравањем струје флуида у обртном колу турбине, струјна енергија се трансформише у механички рад обртања излазног вратила. Струјање течности у хидродинамичком преноснику снаге карактерише релативно низак притисак, па се пренос снаге углавном врши на рачун протока.

Први хидродинамички преносници појавили су се почетком XX века. Доживели су максималну експанзију после другог светског рата и заузели значајно место на многим објектима машиноградње као што су: машине за земљане радове, булдожери, утоваривачи; тешка борбена возила тенкови и транспортери; железничка вучна возила; аутомобили итд. Због једноставности принципа рада и низа компаративних предности, ови преносници скоро да и немају достојну конкуренцију.

Основни задатак хидродинамичког преносника је да врши промену параметара снаге, вучне силе и брзине и усклађује их према потребама вуче.

Савремени хидродинамички преносници у свом саставу могу имати различите хидродинамичке компоненте као што су хидродинамички претварачи и спојнице.

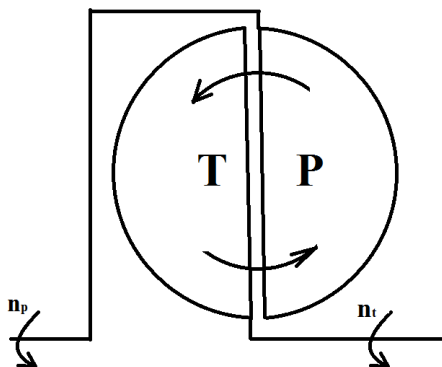
Свака хидродинамичка компонента преносника има једно пумпно и бар једно турбинско коло. Пумпно коло је кинематски спрегнуто са радилицом мотора од које добија снагу. Услед ротације пумпног кола у његовом лопатичном венцу формира се снажна струја флуида који прелази у лопатични венац турбинског кола. Под дејством ове струје, турбинско коло ротира брже или спорије, зависно од оптерећења на његовом излазном вратилу. На тај начин се остварује основна функција преносника да врши континуалну промену броја обртаја и обртног момента, уравнотежујући их са спољашним отпорима.

Према томе да ли су намењени да врше пренос снаге без или са променом момента турбопреносници се класификују на:

- турбоспојнице,
- турбомењаче.

2.3. Турбоспојнице

Хидродинамичка спојница (слика 1) се састоји из пумпног и турбинског кола и кућишта које је чврсто везано са пумпним колом и обрће се заједно са њим. Спојнице могу бити са унутрашњим и без унутрашњег торуса. Улога унутрашњег торуса је да образује струјно поље према унапред дефинисаној путањи циркулације. Пумпна и турбинска кола хидродинамичких спојница изводе се најчешће са радијалним правим лопатицама. Ова кола одликује велики број лопатица. За пречнике спојница од 0.2-1m препоручени број лопатица се креће у границама од 25-60.



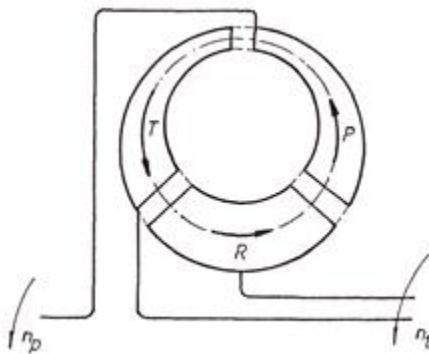
Слика 1. Шема хидродинамичке спојнице
Р- пумпно коло, Т-турбинско коло

2.4. Турбомењачи

Турбомењач (хидродинамички мењач) је машина за пренос снаге и промену момента обртног кретања посредством радног флуида који циркулише кроз струјни простор радних кола. Пренос снаге се врши без круте везе и механичког додира улазног и излазног вратила. Трансформација, односно промена фактора снаге обртног кретања, обртног момента и угаоне брзине, врши се континуално, аутоматски, зависно од оптерећења гоњеног вратила. Турбомењач је, саморегулишући систем за пренос снаге и промену фактора снаге.

Главни делови турбомењача су лопатична радна кола: пумпно, турбинско и реакторско (спроводно). Међулопатични простори радних кола тако су постављени да чине затворени систем који представља циркулациони радни простор мењача и има облик торуса. Максимални пречник круга циркулације назива се "активним", овај пречник има значаја при прорачуну турбопреносника.

На слици 2. приказана је шема турбомењача. Пумпно коло прима снагу од мотора и предаје је уљу кога прихвата из реакторског кола и потискује у турбинско радно коло и предаје му примљену снагу. На изласку из турбинског кола радно уље пролази кроз реакторско коло и враћа се поново на улаз пумпног кола. Промену фактора снаге, момента и угаоне брзине омогућује реакторско коло које се уграђује између турбинског и пумпног радног кола турбомењача. У зависности од типа конструкције реакторско коло може бити постављено испред турбине, а иза пумпе или иза турбине, а испред пумпе.



Слика 2. Шема турбомењача
P - пумпно коло, T - турбинско коло, R - реакторско коло

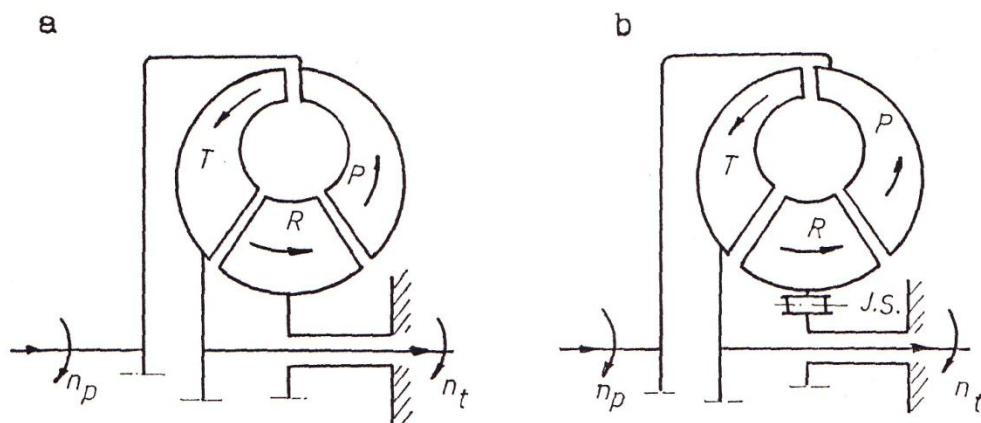
У зависности од начина рада, конструкције и радних карактеристика турбомењача егзистирају различите поделе, а основна је следећа:

Турбомењачи се деле на:

- некомплексне и
- комплексне.

Некомплексни турбомењачи (слика 3,а) су карактеристични по непокретном реакторском колу, и по томе што у целом опсегу могућих преносних односа врши промену фактора снаге тј. момента и броја обртаја.

Комплексни турбомењачи (слика 3,б) имају конструктивно решење које омогућује да реакторско коло у зони високих степена корисности ради као турбомењач, а у зони ниских степена корисности као турбоспојница. Рад турбомењача као турбоспојнице омогућен је од неког преносног односа, слободним обртањем реакторског кола као турбинског кола, а у функцији хидродинамичких услова које му сама конструкција и дати радни режим намећу.



Слика 3. Шеме турбомењача:
а - некомплексног, б - комплексног

Поделе турбомењача се могу извршити и на следећи начин:

1. на основу регулације турбомењачи се деле на:
 - регулационе,
 - нерегулационе,
2. на основу броја турбинских кола могу бити:
 - једнотурбински,
 - двотурбински,
 - тротурбински,
3. на основу прозрачности:
 - прозачни,
 - непрозрачни,
4. на основу врсте турбинског кола:
 - аксијални,
 - центрифугални,
 - центрипетални.

2.5. Самоаутоматичност рада турбомењача

Хидродинамички преносници имају могућност саморегулације, односно аутоматске измене преносног односа при промени оптерећења. То омогућава рад мотора у оптималном режиму и рационално коришћење његове снаге.

Турбомењач врши континуалан пренос снаге уз варијацију параметара снаге, момента и броја обртаја уз коришћење максимално расположиве снаге погонског агрегата у свим радним режимима, односно у укупном интервалу варијације брзине од нуле до максималне вредности.

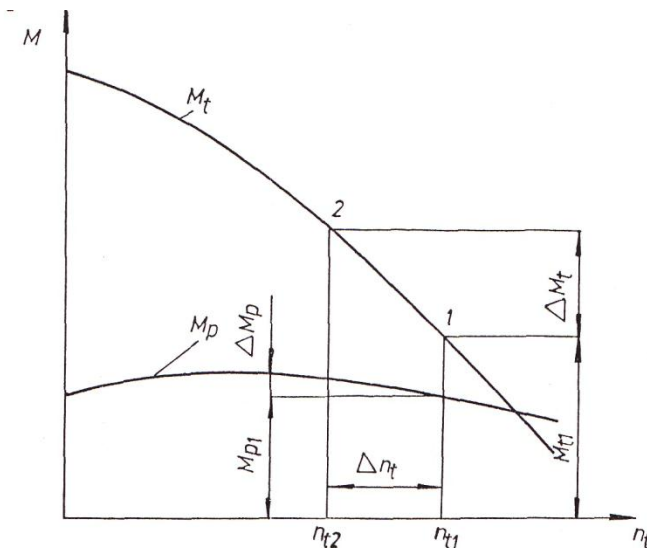
Промена радног режима може се извршити на два начина:

- променом отпора у трансмисији,
- променом режима рада погонског агрегата.

Повећање отпора у трансмисији директно се преноси на вратило турбинског кола, што условљава повећање момента турбине M_t . Како су момент турбине M_t и број обртаја турбине n_t параметри исте снаге, доћи ће до опадања броја обртаја турбине n_t . Са повећањем разлике између броја обртаја турбинског кола n_t и броја обртаја пумпног кола n_p доћи ће до повећања разлике између центрифугалне силе у пумпном колу у односу на реактивну силу у турбинском колу. Повећање разлике између центрифугалне и реактивне силе условљава повећање разлике притисака између турбинског и пумпног кола, што такође утиче на повећање укупног протока кроз пумпно коло.

Смањењем отпора у трансмисији такође се директно преноси на турбинско коло што условљава опадање момента турбине M_t . Са смањењем момента турбине M_t долази до повећања броја обртаја турбине n_t , а то даље утиче на смањење разлике између центрифугалне и реактивне силе. Смањење разлике између центрифугалне силе у пумпном колу у односу на реактивну силу у турбинском колу утиче на смањење разлике притисака између ова два кола, што такође утиче на смањење укупног протока $\dot{V}$.

На слици 4. дат је дијаграм рада турбомењача. На апсциси се налази број обртаја турбине n_t , а на ординати момент пумпног M_p и турбинског кола M_t , при константном броју обртаја пумпног кола n_p .



Слика 4. Дијаграм момента пумпног и турбинског кола турбомењача

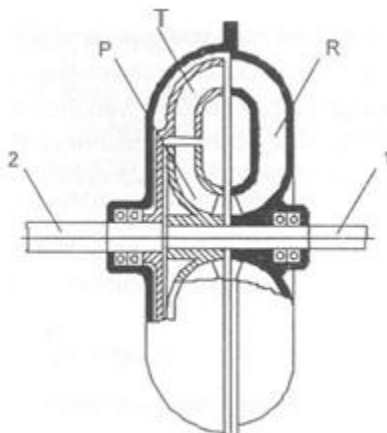
Момент пумпног кола M_p (слика 4.) незнатно се мења са променом броја обртаја турбине n_t , док се момент турбине M_t мења у широком дијапазону радних режима при истој промени броја обртаја турбине n_t .

Ако се излазно вратило оптерети моментом M , онда турбомењач успоставља стационарни рад у тачки 1, при чему ову тачку карактеришу величине M_{t1} , n_{t1} и M_{p1} . Са изменом спољашњих радних услова, мења се и момент M за величину ΔM , турбомењач опет успоставља ново стационарно стање у тачки 2, у којој ће се момент турбине повећати за ΔM_t , а број обртаја турбине смањити за Δn_t , док се момент пумпе незнатно мења за ΔM_p . Тачку 2 карактеришу величине M_{t2} , n_{t2} , M_{p2} , при чему је рад мотора остао на оптималном режиму рада. Дакле, обртни момент се мења са променом момента оптерећења радне машине на рачун броја обртаја турбине n_t , а да мотор при томе није променио свој оптимални режим рада. Све промене у турбомењачу су самоаутоматске. Самоаутоматичност добро прати промене оптерећења у трансмисији.

При овим процесима, момент турбине M_t се независно мења од момента пумпног кола M_p . Промена момента турбине M_t директно је условљена променом оптерећења радне машине.

3. Хидродинамички мењач и његове радне карактеристике

Преносник снаге који функционише као континуални мењач изумео је немачки професор Фетингер (Fottinger) је 1901. године. Фетингеров претварач (слика 5), као и сва савремена решења једноступених мењача, састоји се од пумпног, турбинског и реакторског кола.



Слика 5. Хидродинамички мењач

Струјни простори радних кола су обликовани и смештени тако да чине затворен непрекидан круг циркулације мењача који је испуњен радним флуидом. Снага се код овог мењача доводи преко улазног вратила (1) на пумпно коло (П). Ротацијом пумпног кола успоставља се циркулација радног флуида и кроз остала кола система.

Гоњено струјом флуида, ротира и турбинско коло (Т), преносећи снагу на излазно вратило (2). При томе, реакција млаза флуида који протиче кроз турбинско коло успоставља равнотежу са отпорима кретања, односно са спољашњим оптерећењем. Повећањем оптерећења на излазном вратилу турбинско коло се успорава повећавајући реакцију млаза, чиме успоставља равнотежу са повећаним излазним оптерећењем. Смањењем излазног оптерећења турбинско коло се убрзава смањујући реакцију млаза, односно излазни обртни момент. На тај начин се снага мотора, доведена на пумпно коло посредством радног флуида, преноси на турбинско, при чему се њени параметри трансформишу према потреби.

Захваљујући оваквом функционисању, хидродинамички претварач обртног момента може се дефинисати као преносник снаге који њене излазне параметре, обртни момент и угаону брзину, континуално и безударно мења и подешава према излазном оптерећењу задржавајући рад мотора на оптималном режиму.

Карактеристике мењача као преносника снаге дефинишу његове спољашње карактеристике. У том циљу уводе се следећи параметри:

- преносни однос:

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (1)$$

где је: n_2 [min^{-1}] - број обртаја излазног вратила и

n_1 [min^{-1}] - број обртаја улазног вратила.

- коефицијент трансформације:

$$K = \frac{M_2}{M_1} \quad (2)$$

где је: M_2 [Nm] - обртни момент на излазном вратилу и

M_1 [Nm] - обртни момент на улазном вратилу.

- степен искоришћења:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} \quad (3)$$

где је: N_2 [W] - снага на излазном вратилу и

N_1 [W] - снага на улазном вратилу.

3.1. Теоријске основе турбопреносника

Основни задатак радног кола је да врши трансформацију спољашњег механичког рада у струјну енергију радног флуида који протиче кроз његове међулопатичне просторе (пумпно коло) или обрнуто - струјне енергије радног флуида у користан механички рад (турбинско коло).

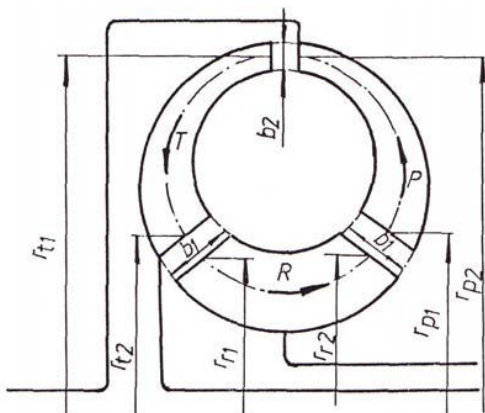
Услов који радно коло турбомењача мора да испуни да би било омогућено претварање рада је да се обрће око своје осе симетрије и да је лопатично. Простор у коме се врши размена енергије између радног флуида и радног кола назива се радним простором, и у њему се остварује промена момента количине кретања флуида.

Као резултат узајамног дејства радног флуида и лопатичног кола, а сходно Ојлеровој теорији обртни момент се дефинише изразом (4) и ово је општа једначина.

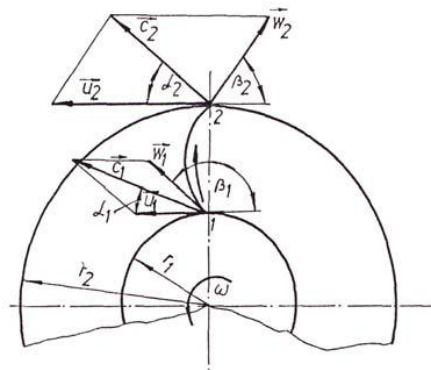
$$M_n = \rho \cdot \dot{V} (r_{n2} c_{un2} - r_{r1} c_{un1}) \quad (4)$$

На основу шематског приказа турбомењача (слика 6.), основне геометрије радног кола (Слика 7) и основне једначине (4) добијамо изразе за моменте пумпног, турбинског и реакторског кола:

$$\begin{aligned} M_p &= \rho \cdot \dot{V}(r_{p2}c_{up2} - r_{p1}c_{up1}) \\ M_t &= \rho \cdot \dot{V}(r_{t2}c_{ut2} - r_{t1}c_{ut1}) \\ M_r &= \rho \cdot \dot{V}(r_{r2}c_{ur2} - r_{r1}c_{ur1}) \end{aligned} \quad (5)$$



Слика 6. Шема турбомењача



Слика 7. Шема радног кола

Постављањем моментних једначина за процепе између појединих кола, а обзиром на чињеницу да у овим процепима (безлопатични простори) нема лопатица, онда је момент количине кретања флуида једнак само моменту силе трења радног флуида о безлопатичне просторе. Због занемарљиво мале величине силе трења радног флуида о безлопатичне просторе турбомењача, момент количине кретања радног флуида се може сматрати једнаким нули, на основу чега добијамо:

$$\begin{aligned} r_{p2}c_{up2} &= r_{t1}c_{ut1} \\ r_{t2}c_{ut2} &= r_{r1}c_{ur1} \\ r_{p1}c_{up1} &= r_{r2}c_{ur2} \end{aligned} \quad (6)$$

Заменом израза (6) у израз (5) и сумирањем добијамо:

$$\sum M_n = M_p - M_t \pm M_r = 0 \quad (7)$$

Дакле алгебарска сума обртних момената који дејствују на кола турбомењача мора бити једнака нули, односно момент турбине увек износи:

$$M_t = M_p \pm M_r \quad (8)$$

Из овог проистиче да ако је момент реакторског кола раван нули $M_r=0$, тада турбомењач ради као турбоспојница.

$$M_t = M_p \quad (9)$$

Ова чињеница је искоришћена код конструкције комплексних турбомењача.

3.2. Коефицијент за одређивање улазног обртног момента

$$\lambda = \frac{M_1}{\rho \cdot \omega_1^2 \cdot D^5} \quad (10)$$

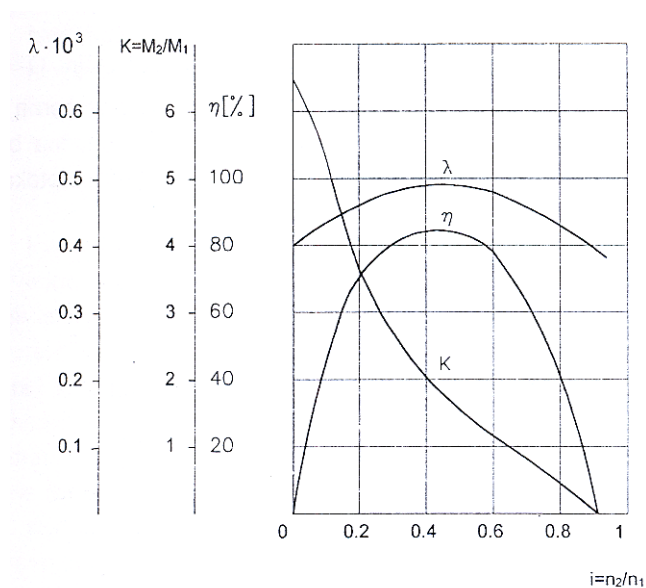
где је: ρ [kg/m³] – густина радног флуида,

ω [rad/s] – угаона брзина радног кола,

D [m] – пречник циркулације који се дефинише као пречник средње струјнице на излазу из пумпног кола.

Коефицијент λ је функција само геометријских параметара мењача и исти је за све геометријски сличне претвараче. Може се одредити испитивањем на пробном столу или прорачуном вучних карактеристика мењача.

Радне карактеристике мењача дефинишу се дијаграмом у коме су приказане криве коефицијента трансформације K , степена искоришћења η и коефицијента улазног момента λ као функције преносног односа i . Дијаграм једног таквог мењача који се примењује на железничким возилима дат је на слици 8.



Слика 8. Радне карактеристике мењача

На основу карактера промене коефицијента λ у функцији преносног односа i , може се одредити зависност промене улазног момента од преносног односа тј. од спољашњег оптерећења. Као мера зависности улазног момента од спољашњег оптерећења уводи се појам прозрачност.

3.3. Прозрачност турбомењача

При промени радног режима турбомењача, обртни момент пумпног кола се различито мења од обртног момента турбинског кола. Промена оптерећења на вратилу турбине код различитих конструктивних решења турбомењача различито се одражава на вредност обртног момента и броја обртаја пумпног кола као и на оптерећење погонског мотора. Под прозраношћу турбомењача подразумева се способност турбомењача да преноси променљива оптерећења погонском вратилу и да на тај начин оствари промену радног режима мотора при истом положају лептира за довод горива. При већој прозраности турбомењача већа је могућност варијација радних режима мотора, при истом отвору лептира за гас. Величина прозраности се дефинише коефицијентом прозраности Π . Коефицијент прозраности се одређује, најчешће, као однос момената пумпе при заустављеној турбини ($n_t = 0$) према моменту пумпе када је он једнак моменту турбине ($M_p = M_t$):

$$\Pi = \frac{M_p(n_t=0)}{M_p(M_p=M_t)} \quad (11)$$

Код једне групе турбомењача промена момента на вратилу турбинског кола нема утицаја на промену обртног момента пумпног кола. Дакле, код непрозрачних турбомењача промена оптерећења у трансмисији возила не преноси се на пумпно коло. Ови мењачи обезбеђују потпуно независан рад погонског мотора од оптерећења турбинског вратила.

Код прозрачних турбомењача разликују се три варијанте:

1. Директно прозрачан турбомењач има $\Pi > 1$. Код овог турбомењача момент пумпе расте са порастом обртног момента турбинског кола.
2. Обрнуто прозрачан турбомењач има коефицијент прозраности $\Pi < 1$. Код њега обртни момент пумпног кола опада са порастом обртног момента турбинског кола.
3. Постоји група турбомењача који се у одређеним радним режимима понашају као директно прозрачни, а у другим радним режимима имају карактеристике турбомењача обрнуте прозраности.

Непрозрачни турбомењачи се примењују на машинама са релативно малим променама оптерећења, међутим, прозрачни и комплексни турбомењачи се примењују на машинама са широким опсегом измене отпора и брзине, односно на моторним возилима.

Важно је напоменути да апсолутно непрозрачних мењача нема. Мењачи код којих се коефицијент директне прозраности Π креће у границама од 1.1 до 1.2 сматрају се за мало прозрачне или непрозрачне. Мењачи код којих се Π креће у интервалу између 1.4 и 1.6 сматрају се за средње прозрачне, док се претварачи код којих Π достиже вредност 1.8 до 2.2 сматрају за веома прозрачне.

Ове спољашње карактеристике потребне су и довољне да се на основу њих може извршити провера спрезања мотора и преносника као и да се изврши измена неких кинематских параметра у преносу снаге како би се добиле оптималне вучне карактеристике возила [3].

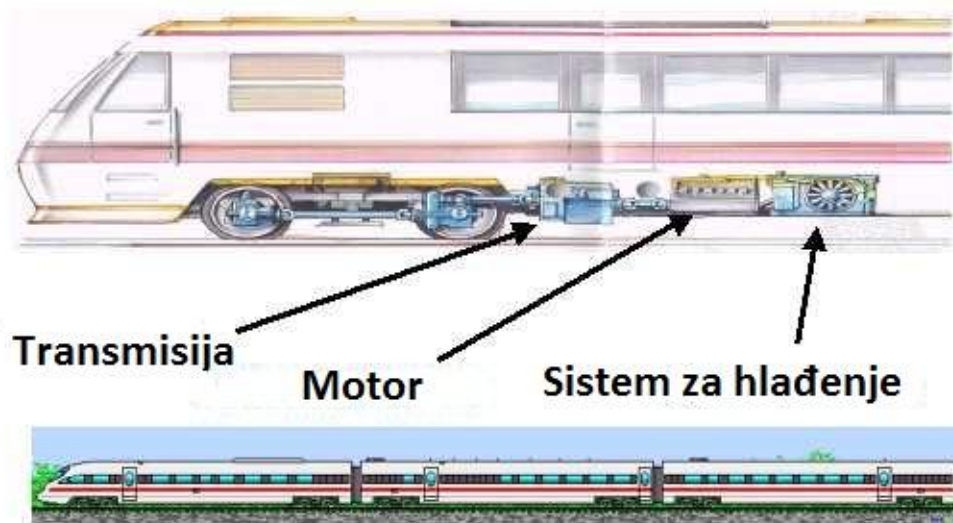
4. Примена хидродинамичких мењача

Уопштено гледано, најчешћа област примене хидродинамичких мењача 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, хидродинамички мењачи користе се било самостално, било у комбинацији са механичким мењачем.

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.

Уклањање механичког дела трансмисије и примена аутоматског мењача (слика 9) доводи до смањења укупне масе возила (машине). На пример, маса локомотиве са турбопреносником мања је за 30% од масе локомотиве са механичким мењачем.

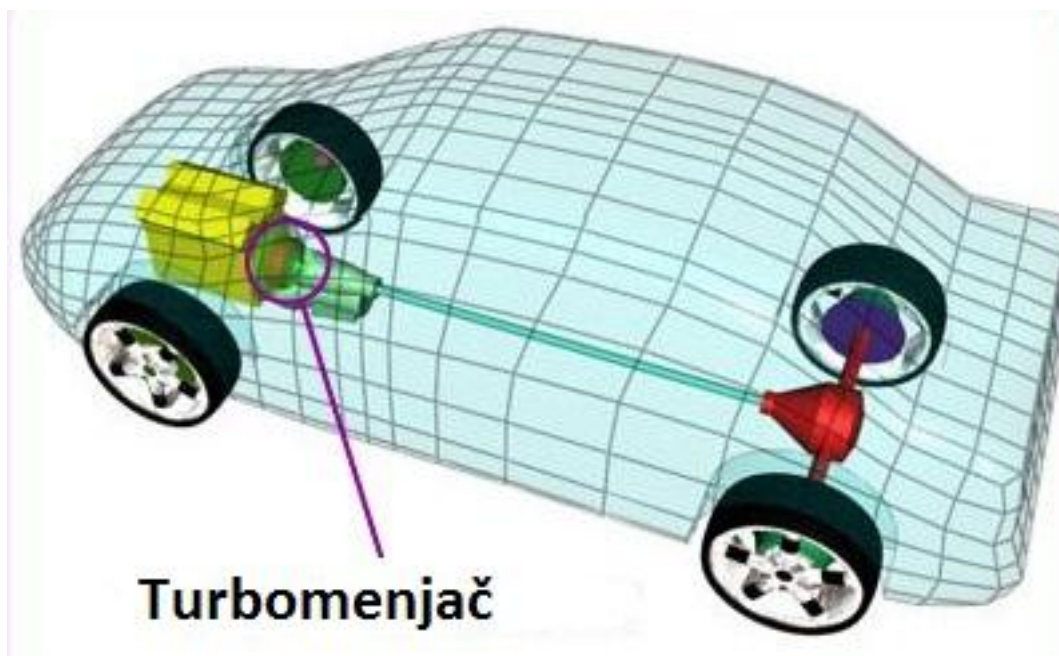


Слика 9. Распоред хидродинамичког мењача, мотора и система за хлађење

Применом аутоматског мењача побољшана је управљивост возила. Испитивања су показала да при интензивном кретању возила по граду на сваких 100 км пређеног пута возач мора да 600- 700 пута притисне педалу спојнице и да 400-600 пута промени степен преноса (тј. да сваких 30-40 секунди промени степен преноса). У случају аутобуса возач мора 1500-2000 пута да промени степен преноса у градској вожњи у току једне смене, а то значи да изврши 200-300 промена степена преноса у току једног часа. Дакле, уградњом аутоматског мењача олакшава се руковање и управљање возилом и смањује се активност возача, а то значи његово замарање. Све ово доводи до повећања безбедности саобраћаја.

Применом турбомењача побољшавају се вучне карактеристике возила и радне карактеристике радних машина. Моторно возило опремљено турбомењачем остварује бољу вучу 15-20%, са истом снагом мотора, у односу на возило са класичним механичким преносником.

Применом турбомењача на возилима (слика 10) је олакшано кочење, јер је искључена употреба спојнице, тј. довољно је само притиснути педалу кочнице да би се возило зауставило, док мотор остаје и даље у раду[4].



Слика 10. Примена турбомењача на возилима

4.1 Пример примене хидродинамичког преносника снаге у железници (Хидродинамички преносник ИКС Б-440)

Највећи број магистралних пруга у свету и код нас су електрифициране, а на њима доминира електрична вуча. На локалним пругама и индустријским колосецима користе се дизел вучна возила. Не предвиђа се потпуна електрификација свих пруга нити електрификарање свих вучних возила јер је стратешки важно поседовати два енергетски независна система вуче.

Вучна возила која се код нас користе на локалним пругама и индустријским колосецима су врло високе просечне старости (30-40 година). Да би она могла да прате потребе домаће индустрије, потребно је да се изврши њихова реконструкција. Исто тако актуелна је потреба производње нових возила. У ту сврху, Институт "Кирило Савић" је развио универзални хидродинамички преносник ИКС Б-440 снаге 240-440 kW, у две уградне верзије: за дизел моторне возове и маневарске локомотиве [2].

4.1.1. Избор концепције

При избору концепције ИКС Б-440, извршена је анализа постојећих светских преносника од којих су усвојена сва решења која су се показала добра у експлоатацији и која се могу израдити применом домаћих технологија. На пример, вучна возила каква су потребна за наше локалне пруге и индустријске колосеке имају две функционалне целине, хидродинамички пар и мењач смера. У хидродинамичком пару врши се промена вучних параметара, силе и брзине. Прва компонента хидродинамичког пара је увек хидродинамички мењач. Преко њега се врши покретање и убрзавање. Друга компонента може бити мењач или спојница.

Маневарске локомотиве за кретање у једном смеру имају по два мењача. Први се користи за полазак и област мањих брзина, а други за област већих брзина. Моторни возови за полазак и област мањих брзина имају хидродинамички мењач, а за област већих хидродинамичку спојницу.

Код ових возила промена смера вожње је врло сложена и осетљива операција. Већина савремених моторних возова има механичку промену смера вожње која се врши померањем зупчаника пнеуматски или хидраулични у мировању. Такође, и старија решења на локомотивама имају исти такав систем за промену смера вожње. Ови механички системи су се показали као лоше решење, имају врло велики интензитет отказа, а као последица настају откази и на осталим компонентама преносника, а поред тога су сложени и скупи. Стога овакво решење не треба примењивати. Фирма Voith је последњих година пласирала на тржиште реверзибилне хидродинамичке преноснике за дизел хидрауличне локомотиве. Ови преносници имају по два хидродинамичка пара за кретање у оба смера. Промена смера вожње код ових преносника се може вршити без претходног заустављања. Сви зупчаници су у сталном захвату и не постоји никаква потреба ни могућност за аксијално померање зупчаника и њихово укључивање или искључивање из преноса снаге. Промена режима вожње врши се пражњењем претходно напуњеног мењача и пуњењем онога на чији режим се жели довести рад преносника.

Оваква концепција је примењена и на преноснику ИКС Б-440. Разлика у односу на преноснике фирме Voith је у томе што се код нас за област већих брзина код верзија за маневарске локомотиве и моторне возове користи хидродинамичка спојница, док се код Voith-а за све режиме користе мењачи.

Моторни возови раде дуже на режиму већих брзина где нису потребна велика убрзања и успорења, а врло је пожељан висок степен искоришћења. Због тога је за овај режим хидродинамичка спојница много боље решење. У целом подручју рада спојнице степен искоришћења није мањи од 0.95. Тако висок степен искоришћења нема ниједан други савремени преносник. Што се тиче маневарске локомотиве, анализом је утврђено да у маневарском режиму локомотива увек ради брзином мањом од 20 km/h, што значи да увек ради на режиму мењача, односно у првом степену преноса. Други степен преноса код ове локомотиве служи само за пребацивање са једног маневарског простора на други, што се дешава врло ретко, а то пребацивање се може остварити и преко спојнице са ништа мањим ефектом него преко мењача.

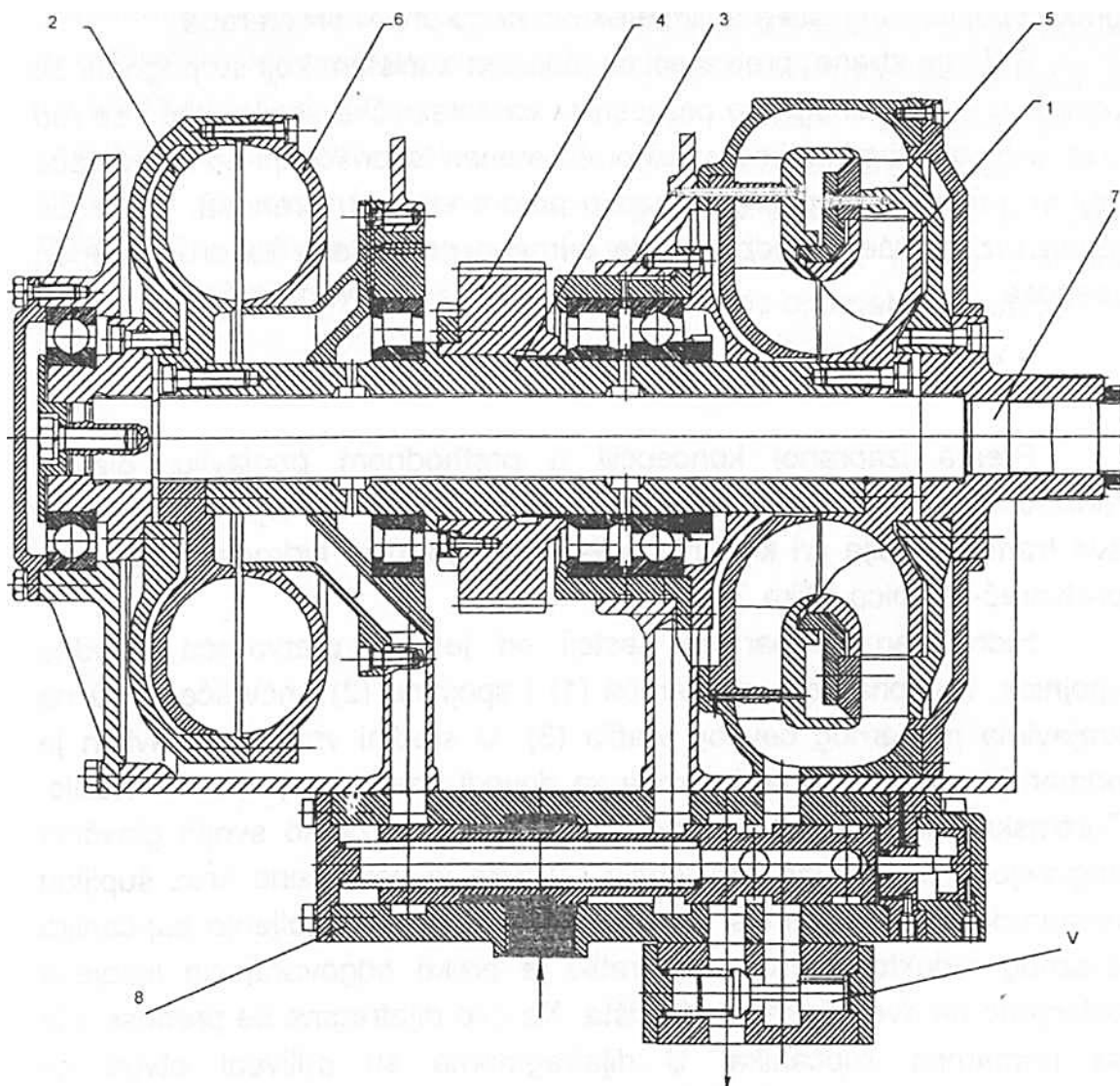
С друге стране, мењачи са стојећим кућиштем који су погодни за уградњу у хидродинамичке преноснике за железничка возила, као и за рад у области већих брзина, имају нешто нижи степен искоришћења од мењача који су прикладни за полазак и рад у првом степену преноса. То је још један разлог више за одбацивање примене мењача за други степен преноса.

4.1.2. Опис решења

Главна функционална и конструкциона целина преносника преко које се остварују све трансформације при кретању у једном смеру је хидродинамички пар, мењач-спојница (слика 11).

Хидродинамички пар се састоји од једног мењача и једне спојнице. Пумпна кола мењача (1) и спојнице (2) причвршћена су на крајевима примарног цевног вратила (3). У средини вратила постављен је примарни зупчаник (4) преко кога се доводи снага на примарно вратило. Турбинска кола, мењача (5) и спојнице (6) су преко својих главчина наглављена на секундарно вратило (7) које је провучено кроз шупљину примарног вратила и преноси снагу на унутрашње ожљебљење зупчаника излазног редуктора. Примарно вратило је преко одговарајућих лежајева ослоњено на две дијафрагме кућишта. На ове дијафрагме се преносе силе са примарног зупчаника. У дијафрагмама су одливени отвори за спровођење уља у претварач и спојницу када су они укључени у рад.

С доње спољашње стране кућишта у пределу картера причвршћен је разводник (8) за управљање хидродинамичким паром. Овај разводник је хидраулички командован и има три положаја. У првом, неутралном, положају, када је хидродинамички пар искључен из рада, клип разводника налази се у крајње десном положају, па уље не пролази ни у спојницу ни у мењач.



Слика 11. Хидродинамички пар мењач-спојница [2]

5. Спрега мотора са унутрашњим сагоревањем и хидродинамичког мењача

Који ће се обртни момент и број обртаја успоставити на радилици мотора односно на пумпном колу мењача, који су директно спрегнути, зависи од карактеристике мотора која се даје дијаграмом n, M (слика 12), од карактеристике λ мењача која се такође даје дијаграмом (слика 8) и од величине мењача која се одређује пречником циркулације D . Из једначине (10) којом је дефинисано λ , може се написати:

$$M_1 = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_1^2 \cdot D^5 \quad (12)$$

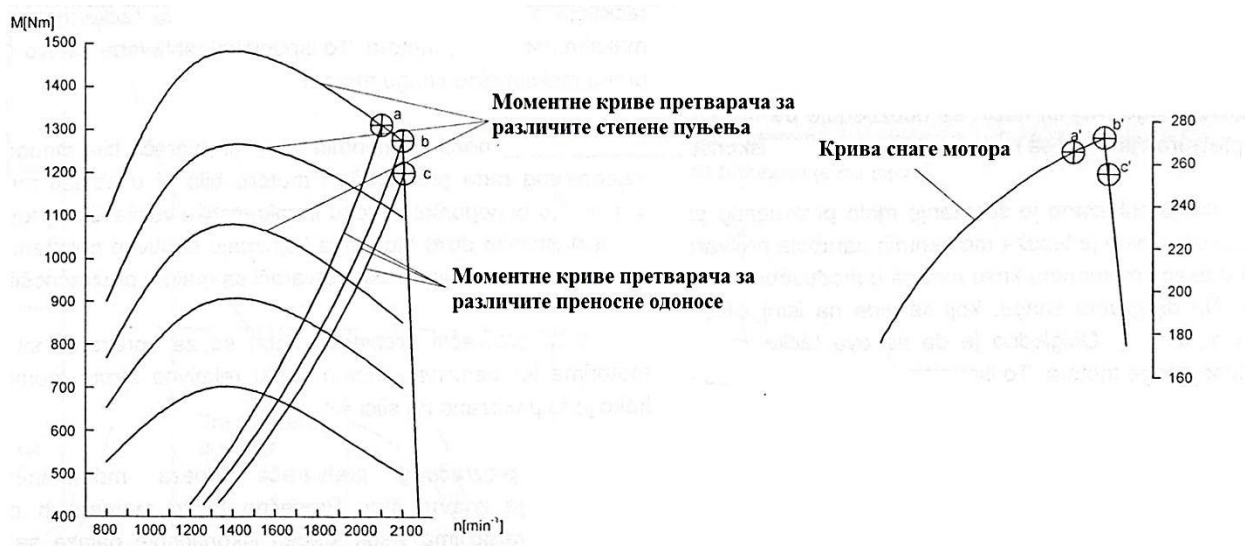
Из дијаграма приказаног на слици 12 потребно је одредити вредности λ за преносне односе при којима је степен искоришћења $\eta \geq 0,75$. Угаона брзина ω_1 се може одредити из израза:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \quad (13)$$

Убацавањем ових вредности у једначину за M_1 добија се:

$$M_1 = \lambda \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_1}{30} \right)^2 \cdot D^5 \quad (14)$$

За све преносне односе који су интересантни за разматрање, односно при којима је $\eta \geq 75$, а на основу једначине (14) уцртавају се моментне криве мењача преко моментне криве мотора (слика 12).



Слика 12. Моментне криве дизел мотора и мењача

Тачке пресека моментних кривих мењача са моментном кривом мотора одређују радни режим заједничког рада мотора и мењача, односно број обртаја n_1 и обртни момент M_1 .

Спрезање мотора и мењача врши се према максималној снази мотора, при максималном степену пуњења и режиму мењача са максималним степеном искоришћења. Претварач и мотор су добро спрегнути ако моментне криве мењача, за преносне односе при којима претварач има висок степен искоришћења (већи од 0.8), секу моментну криву мотора на режиму максималне снаге. На тај начин се обезбеђује да максималну снагу мотора претварач преноси са максималним степеном искоришћења.

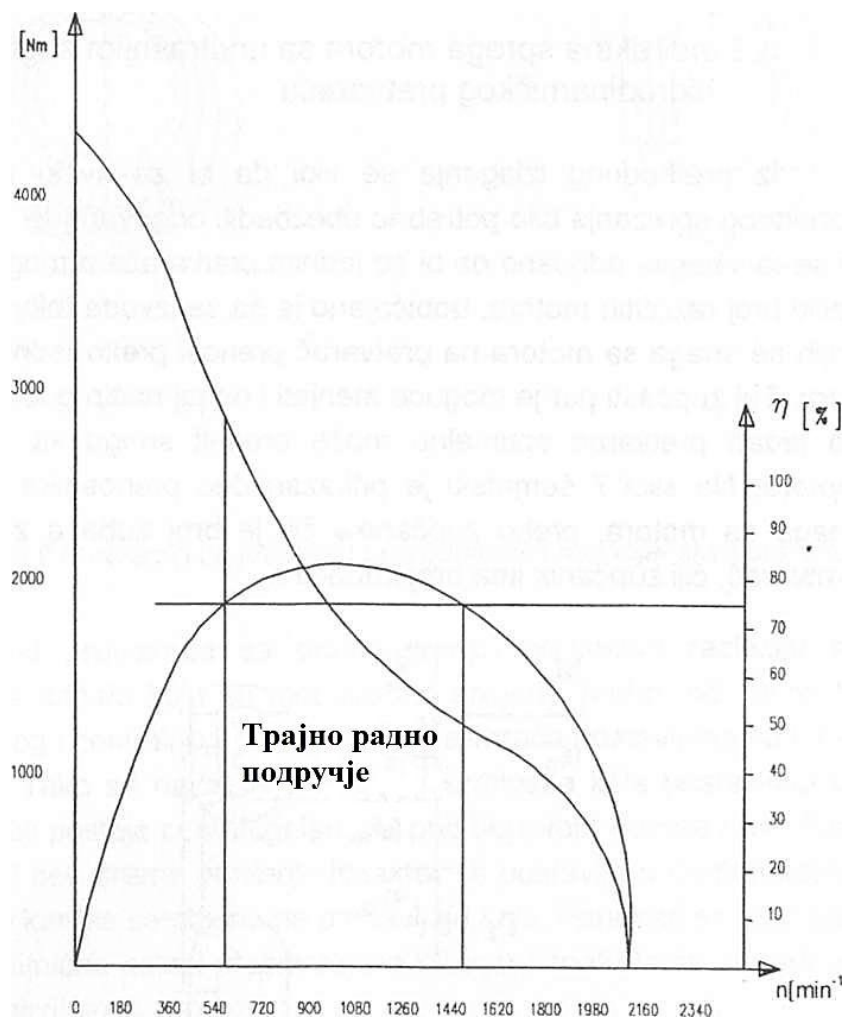
На слици 12. приказано је спрезање мало прозачног мењача са дизел мотором. Овде је лепеза моментних парабол мењача релативно усака па пресеца моментну криву мотора у међусобно блиским тачкама а, b и с. На дијаграму снаге, који се виде на истој слици, то одговара тачкама а', b' и с'. Очигледно је да се ове тачке налазе у пределу максималне снаге мотора. То испуњава захтеване услове да претварач прима максималну снагу мотора.

Ако би лепеза моментних кривих мењача била много шира, тачке заједничког рада мењача и мотора биле би у области знатно мањих снага, што би погоршало вучну карактеристику возила. Због тога се за рад са нееластичним дизел моторима који имају релативно положену моментну криву користе хидродинамички претварачи са малом прозачношћу.

5.1. Излазни дијаграм заједничког рада мотора и турбомењача

Пошто су на основу дијаграма (слика 12) у пресечним тачкама моментних кривих мотора и мењача одређени улазни обртни моменти и улазни бројеви обртаја, из релације (1) може се одредити излазни број обртаја ($n_2=i \cdot n_1$), а из релације (2) излазни обртни момент ($M_2=K \cdot M_1$). Такође се на основу дијаграма (слика 12) може се прочитати и степен искоришћења η . Користећи ове релације, може се добити дијаграм излазног момента и степена искоришћења у функцији излазног броја обртаја. Овај дијаграм приказан је на слици 13.

Код хидродинамичких мењача уводи се појам трајног радног подручја. То је оно подручје у коме је степен искоришћења већи од одређене вредности. Тако, на пример, за моторне возове трајно радно подручје је у области где је $\eta \geq 0.73$. За маневарске локомотиве то подручје је у области за које је $\eta \geq 0.65$. На слици 13 обележено је трајно радно подручје мењача. Према дозвољеним губицима у трајном радном подручју димензионишу се хладњаци за хлађење преносника.



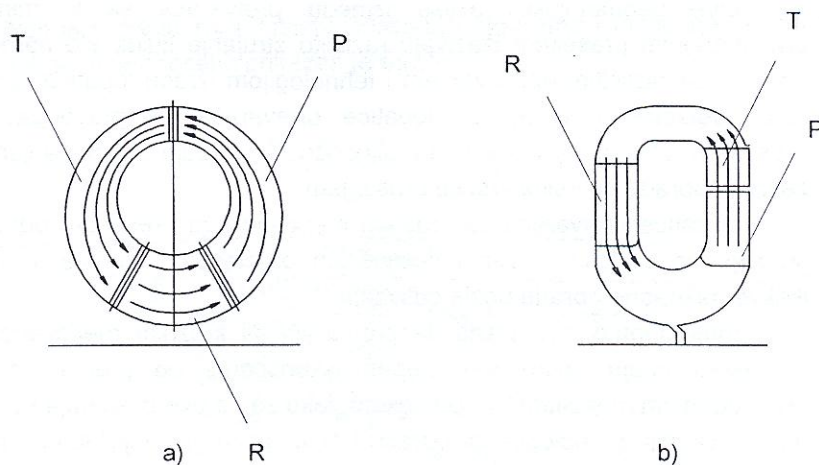
Слика 13. Зависност момента и степена искоришћења од броја обртаја

6. Типови хидродинамичких мењача

Сви хидродинамички преносници, у свом саставу, поред хидродинамичких компоненти за пренос снаге, имају и механички преносник. У време Фотингеровог проналаска мењача производња квалитетних зупчаника није постојала. Због тога је до масовније примене хидродинамичких преносника дошло тек 30-тих година када је и производња зупчаника достигла потребан ниво. У Другом светском рату хидродинамички преносници су се снажно афирмисали нарочито применом на америчким тенковима.

По облику меридијанског пресека, претварачи се могу поделити на мењаче са кружним меридијанским пресеком и на мењаче са правоугаоним меридијанским пресеком (слика 14).

Код турбомењача са кружним пресеком све струјнице могу се представити као ексцентрични кругови чији лукови, пролазећи кроз струјни простор радних кола, имају различите дужине, различите кривине и различите полупречнике улаза и излаза на истом колу. Из овог се може очекивати да ће струјна слика, као и енергетски биланс дуж сваке струјнице бити различит.



Слика 14. Турбомењачи са кружним и правоугаоним меридијанским пресеком
P- пумпно коло, T- турбинско коло, R- реакторско коло

Код мењача са правоугаоним пресеком разликују се два радијална канала која су међусобно спојена преко два лучна канала: периферног и централног. Радна кола мењача постављена су у радијалне канале. Тако се најчешће пумпна и турбинска кола постављају у један канал који постаје центрифугалан, јер под дејством пумпе радни флуид овде струји од осе према периферији. Реактор се поставља у центрипетални канал. У лучне канале се обично не постављају кола. Понекад се улаз пумпног кола делимично налази у централном лучном каналу када се ради о пумпи са радијално-аксијалним улазом.

Код ових мењача, пошто су лопатице постављене у радијалне канале, струјнице при пролазу кроз радна кола ће бити међусобно паралелне, улази и излази радних кола су

на истом полупречнику и облик лопатице по ширини проточног канала је исти. Због тога се може очекивати да ће струјна слика као и енергетски биланс дуж сваке струјнице бити довољно униформни да би се при прорачуну и обликовању лопатице могли тако третирали.

Ове геометријске разлике између мењача са кружним и правоугаоним пресеком изазивају различито струјање флуида што намеће потребу за различитим обликовањем и технологијом израде лопатица радних кола. Уобичајено је да се лопатице мењача са правоугаоним пресеком обликују тако да буду цилиндричне и израђују се глодањем, а завршна обрада површина врши се брушењем.

Лопатице мењача са кружним меридијанским пресеком одливају се заједно са унутрашњим и спољашњим омотачем и користе се без икакве накнадне обраде после одливања.

Мењачи са кружним меридијанским пресеком имају нешто виши степен искоришћења од мењача са правоугаоним меридијанским пресеком, иако се за ове последње користе много скупља технологија за обраду и површинско глачање, што на неки начин указује да је за струјање флуида значајније исправно обликовање него глачање решетке хидродинамичких кола.

6.1. Турбомењачи са центрифугалном турбином

Ови мењачи израђују се са правоугаоним меридијанским пресеком (слика 14, б). Пумпно и турбинско коло смештени су у истом радијалном каналу кроз који флуид струји од осе према периферији. Карактеристика ових мењача по којој они надмашују остале типове мењача је висок коефицијент трансформације који може бити и већи од 6. Оптимални преносни односи при којима мењач има максимални степен искоришћења могу да се крећу у врло широком интервалу од 0.4 до 0.8 па и више. За разлику од мењача са центрипеталном турбином, мењачи са центрифугалном турбином могу да раде са високим степеном искоришћења и на преносним односима већим од 1. Степен искоришћења ових мењача нешто је нижи од степена искоришћења мењача са центрипеталном турбином. Његова максимална вредност не прелази вредност од 0.88.

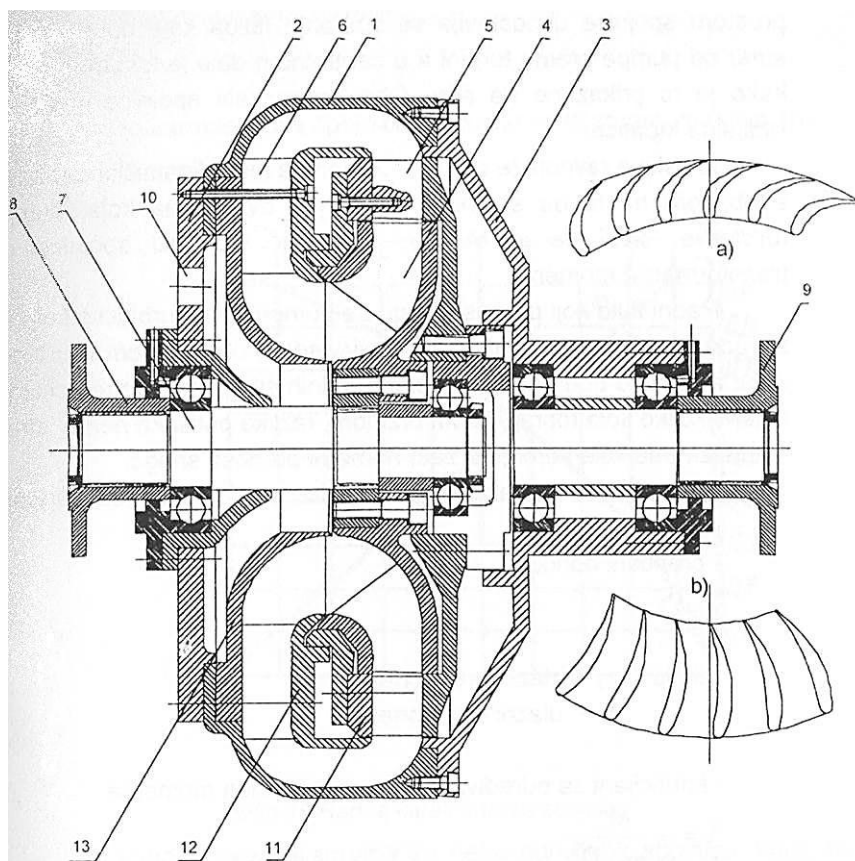
Посебна конструктивна карактеристика мењача са правоугаоним меридијанским пресеком је стојеће кућиште. Целокупни струјни простор, у који су смештена сва радна кола, обавијен је металним омотачем који је непокретан, непропустљив, заптивен и везан за кућиште преносника. Захваљујући овом омотачу који мирује, радни флуид се може са лакоћом упуштати у мењач, чиме се он укључује у рад и испуштати када се мењач искључује из рада.

Ова особина максимално се користи на железничким вишециркулационим хидродинамичким преносницима, код којих се промена вучног режима и промена смера кретања врши укључивањем и искључивањем одговарајућих мењача, а то се реализује упуштањем или испуштањем флуида у њихов радни простор.

Радна кола, турбинско, реакторско и пумпно ако су чисто радијална, израђују се од челика глодањем међулопатичних канала. После глодања лопатице се глачају брушењем или неким другим прикладним поступцима. Овакви мењачи су врло солидни, немају

слабих места и могу имати веома дуг век трајања. На нашим железницама трају и по неколико десетина година. Највећи недостатак им је сложена и скупа технологија производње због чега су знатно скупљи од осталих типова мењача.

Верзија хидродинамичког мењача са центрифугалном турбином који је развијен у Институту "Кирило Савић" за потребе железничких возила приказана је на слици 15. Приказани мењач је намењен за испитивање на пробном столу, а сви његови витални делови исти су као и код мењача који се уграђују у возила. Троделни корпус мењача чине плашт (1), предњи (2) и задњи поклопац (3). Унутрашња страна корпуса формира радни простор мењача у који су смештена радна кола: пумпно (4), турбинско (5) и реакторско (6).



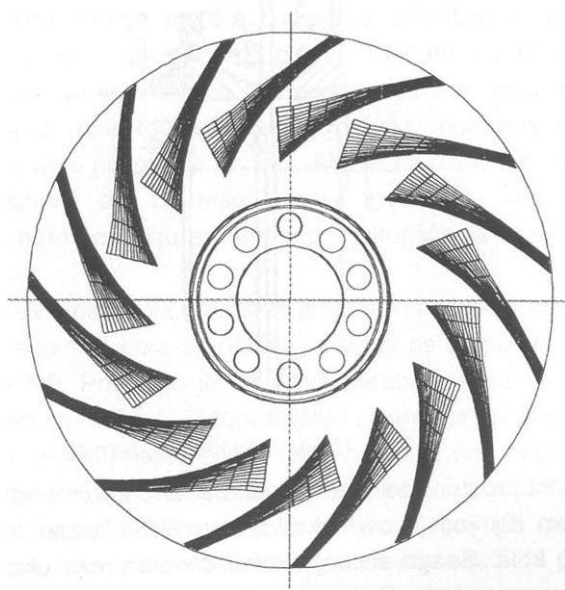
Слика 15 Хидродинамички мењач са центрифугалном турбином

Када мењач ради, шупљина корпуса испуњена је минералним уљем за преноснике. Пумпно коло добија снагу преко вратила (7) на које је наглављена прирубница (8). Вратило пумпног кола ослоњено је на два лежаја, од којих се предњи лежај ослања на предњи поклопац (2) а задњи лежај је смештен у чауру турбинског вратила.

Турбинско коло је помоћу завртања везано за прирубницу турбинског вратила. Ово вратило је преко два куглична лежаја ослоњено на задњи поклопац. На излазном делу турбинског вратила постављена је излазна прирубница (9). На рукавце прирубница (8) и (9) постављени су заптивачи који спречавају отицање уља у слободни простор. Када

мењач ради, уље се у њега убацује кроз отвор (10), а из мењача излази кроз отвор који је избушен у кућишту (1). Прекид преноса снаге преко мењача врши се престанком довода уља у мењач и испуштањем заосталог уља из мењача.

Лопатице пумпног кола одливане су заједно са телом пумпе. Оне нису чисто радијалне већ су просторно закривљене због радијално-аксијалног улаза у пумпно коло. Аксијални изглед скелетних површина лопатица пумпног кола приказан је на слици 16. Лопатице турбинског кола, означене са (а) на слици 15, изгледане су у носачу турбинског кола и са њим чине целину. Оне су радијалне, као што се види и на слици. Од унутрашњег "мртвог" простора проточни канал турбинског кола одвојен је бочном страницом (11) која је за лопатице турбинског кола причвршћена тврдим лемљењем. На исти начин је за лопатице реакторског кола причвршћена његова бочна страница (12). Лопатице реакторског кола такође су изгледане из тела реакторског омотача (13). Оне су приказане на слици 15 и означене су под (б).



Слика 16. Аксијални изглед лопатица пумпног кола

7. Прорачун турбомењача

7.1. Полазни подаци:

Погонска снага:

$$P_1 := 350 \text{ kW}$$

Број обртаја:

$$n_1 := 1900 \frac{\text{о}}{\text{min}}$$

Густина радне течности:

$$\rho := 865 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Степен корисности:

$$\eta := 0.75$$

7.2. Одређивање напора и протока:

7.2.1. Специфични број обртаја:

препоручено: $a = 0.02:0.4$

усвојено: $a := 0.05$

$$n_{sp} := (10)^{\left[\frac{1.87}{(1+\log(\eta))^{0.2}} \right] + a} = 93.452 \frac{\text{о}}{\text{min}}$$

$$n_{sp1} := 94$$

7.2.2. Напор пумпног кола:

$$g_1 := 9.807$$

$$Y := \left(\frac{n_1}{n_{sp1}} \right)^{0.8} \cdot P_1^{0.4} \cdot g_1 = 1.132 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

7.2.3. Проток уља у мењачу:

$$Q_1 := \frac{P_1 \cdot 10^3}{\rho \cdot Y} = 0.358 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

7.2.4. Одређивање активног пречника циркулације:

$$\text{Коефицијент } \lambda_{pp} = (0.1:4.4) \cdot 10^{-3}$$

$$\text{усваја се } \lambda_{pp} := 3 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Угаона брзина: } \omega_p := \pi \cdot \frac{n_1}{30} \quad \omega_p = 198.968 \frac{1}{s}$$

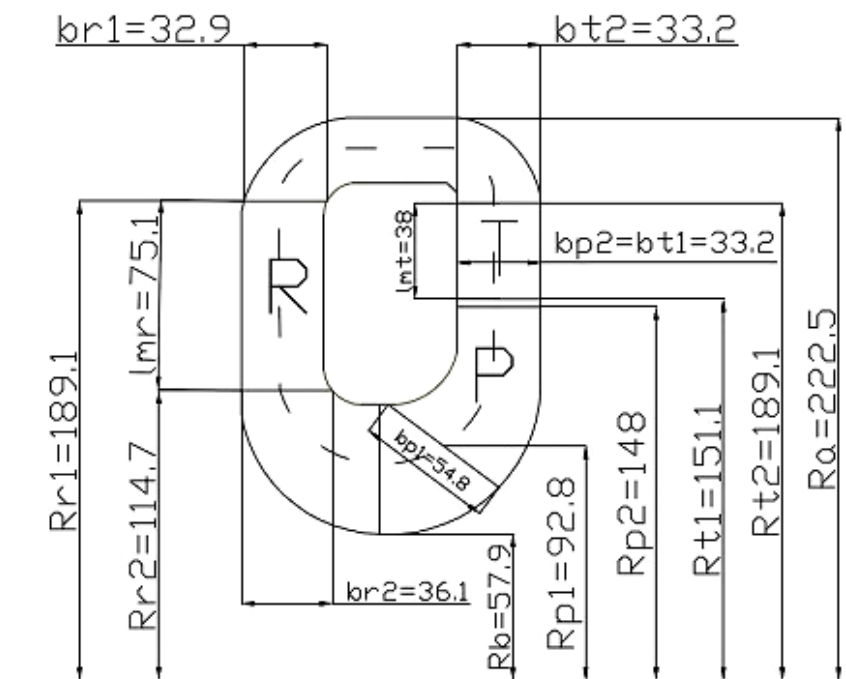
Активни пречник циркулације

$$D_a := \left(P_1 \cdot \frac{10^3}{\lambda_{pp} \cdot \rho \cdot \omega_p^3} \right)^{0.2}$$

$$D_a = 0.443 \text{ m}$$

$$\text{усваја се } D_{a1} := 0.445 \text{ m}$$

7.3. Избор расподела радних кола и њихове геометрије



Слика 17. Шема турбомењача

7.4. Прорачун пумпног радног кола:

7.4.1. Максимална обимска брзина:

$$u_{\max} := \omega_p \cdot \frac{D_{a1}}{2} \quad u_{\max} = 44.27 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

7.4.2. Меридијанска брзина

$$C_{mp2} := 0.19 u_{\max} \quad C_{mp2} = 8.411 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

7.4.3. Одређивање броја лопатица

$$b_{p2} := \frac{\left[(\pi \cdot C_{mp2} \cdot D_{a1}) - \sqrt{(\pi \cdot C_{mp2} \cdot D_{a1})^2 - 4 \cdot (\pi \cdot C_{mp2}) \cdot Q_1} \right]}{2 \cdot \pi \cdot C_{mp2}}$$

$$b_{p2} = 0.033 \text{ m}$$

$$b_{p1} := \frac{b_{p2}}{0.6} \quad b_{p1} = 0.055 \text{ m}$$

$$l_{mp} := 0.06 \text{ m}$$

$$D_{p2} := 0.29 \text{ m}$$

$$R_{p2} := \frac{D_{p2}}{2} \quad R_{p2} = 0.148 \text{ m}$$

$$R_{p1} := 0.63 R_{p2} \quad R_{p1} = 0.093 \text{ m}$$

$$z_p := 2 \cdot \frac{(2 \cdot \pi \cdot R_{p2})}{l_{mp}} \quad z_p = 29.997$$

$$\text{усваја се:} \quad z_{p1} := 30$$

7.4.4. Обимска брзина:

$$\underline{W} := \omega_p \cdot R_{p2} \quad W = 29.447 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

7.4.5. Одређивање корака:

$$t_{p1} := 2 \cdot \pi \cdot \frac{R_{p1}}{z_p} \quad t_{p1} = 0.02 \text{ m}$$

$$t_{p2} := 2 \cdot \pi \cdot \frac{R_{p2}}{z_p} \quad t_{p2} = 0.031 \text{ m}$$

7.4.6. Меридијанска брзина на улазу:

$$C_{mp1} := \frac{Q_1}{2 \cdot \pi \cdot R_{p1} \cdot b_{p1}} \quad C_{mp1} = 11.155 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{p1} := R_{p1} \cdot \omega_p \quad u_{p1} = 18.552 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

7.4.7. Одређивање дебљина и углова лопатица:

$$\text{на излазу:} \quad \delta_{p1} := 3 \text{ mm} \quad \beta_{p1} := 90^\circ$$

$$\text{на улазу:} \quad \delta_{p2} := 1 \text{ mm} \quad \beta_{p2} := 80^\circ$$

7.5. Прорачун турбинског кола:

7.5.1. Број обртаја турбинског кола:

$$n_t := \eta \cdot n_1 \quad n_t = 1.425 \times 10^3 \frac{\text{о}}{\text{min}}$$

7.5.2. Угаона брзина турбинског кола:

$$\omega_t := \pi \cdot \frac{n_t}{30} \quad \omega_t = 149.226 \frac{1}{\text{s}}$$

7.5.3. Геометријске вредности:

$$R_{t1} := 0.151 \text{ m}$$

$$R_{t2} := 0.189 \text{ m}$$

$$b_{t1} := b_{p2} = 0.033 \text{ m}$$

$$b_{t2} := b_{p2} = 0.033 \text{ m}$$

$$l_{mt} := 0.038 \text{ m}$$

7.5.4. Напор турбинског кола:

$$Y_t := Y \cdot \eta \qquad Y_t = 848.643 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

7.5.5. Меридијанска брзина

$$C_{mt} := \frac{Q_1}{2 \cdot \pi \cdot R_{t1} \cdot b_{t1}} \qquad C_{mt} = 11.48 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{t1} := \omega_p \cdot R_{t1} \cdot \eta \qquad u_{t1} = 22.533 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

7.5.6. Број лопатица турбинског кола:

$$z_t := 1.5 \cdot \frac{(2 \cdot \pi \cdot R_{t2})}{l_{mt}} \qquad z_t = 46.876$$

$$\text{усваја се:} \quad z_{t1} := 47$$

7.5.7. Одређивање корака:

$$t_{t1} := 2 \cdot R_{t1} \cdot \frac{\pi}{z_{t1}} \qquad t_{t1} = 0.02 \text{ m}$$

$$t_{t2} := 2 \cdot R_{t2} \cdot \frac{\pi}{z_{t1}} \qquad t_{t2} = 0.025 \text{ m}$$

7.5.8. Одређивање дебљина и углова лопатица:

$$\text{на излазу:} \quad \delta_{t1} := 3 \text{ mm} \quad \beta_{t1} := 120^\circ$$

$$\text{на улазу:} \quad \delta_{t2} := 1 \text{ mm} \quad \beta_{t2} := 15^\circ$$

7.6. Прорачун реакторског кола:

7.6.1. Геометријске вредности:

$$R_{r1} := R_{t2} = 0.189 \text{ m}$$

$$R_{r2} := 0.114 \text{ m}$$

$$b_{r1} := 0.032 \text{ m}$$

$$b_{r2} := 0.036 \text{ m}$$

7.6.2. Меридијанска брзина

$$C_{mr} := \frac{Q_1}{2 \cdot \pi \cdot R_{r1} \cdot b_{r1}} \quad C_{mr} = 9.41 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

7.6.3. Одређивање броја лопатица:

$$l_{mr} := 0.075 \text{ m}$$

$$z_r := 3 \cdot \frac{(2 \cdot \pi \cdot R_{r2})}{l_{mr}} \quad z_r = 28.651$$

$$\text{усваја се: } z_{r1} := 29$$

7.6.4. Одређивање корака:

$$t_{r2} := 2 \cdot \pi \cdot \frac{R_{r2}}{z_{r1}} \quad t_{r2} = 0.025 \text{ m}$$

$$t_{r1} := 2 \cdot \pi \cdot \frac{R_{r1}}{z_{r1}} \quad t_{r1} = 0.041 \text{ m}$$

7.6.5 Одређивање дебљина и углова лопатица:

$$\text{на излазу: } \delta_{r1} := 3 \text{ mm} \quad \beta_{r1} := 120^\circ$$

$$\text{на улазу: } \delta_{r2} := 1 \text{ mm} \quad \beta_{r2} := 32^\circ$$

7.7. Пречник вратила:

$$d_v := 0.145 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad d_v = 0.083 \text{ m}$$

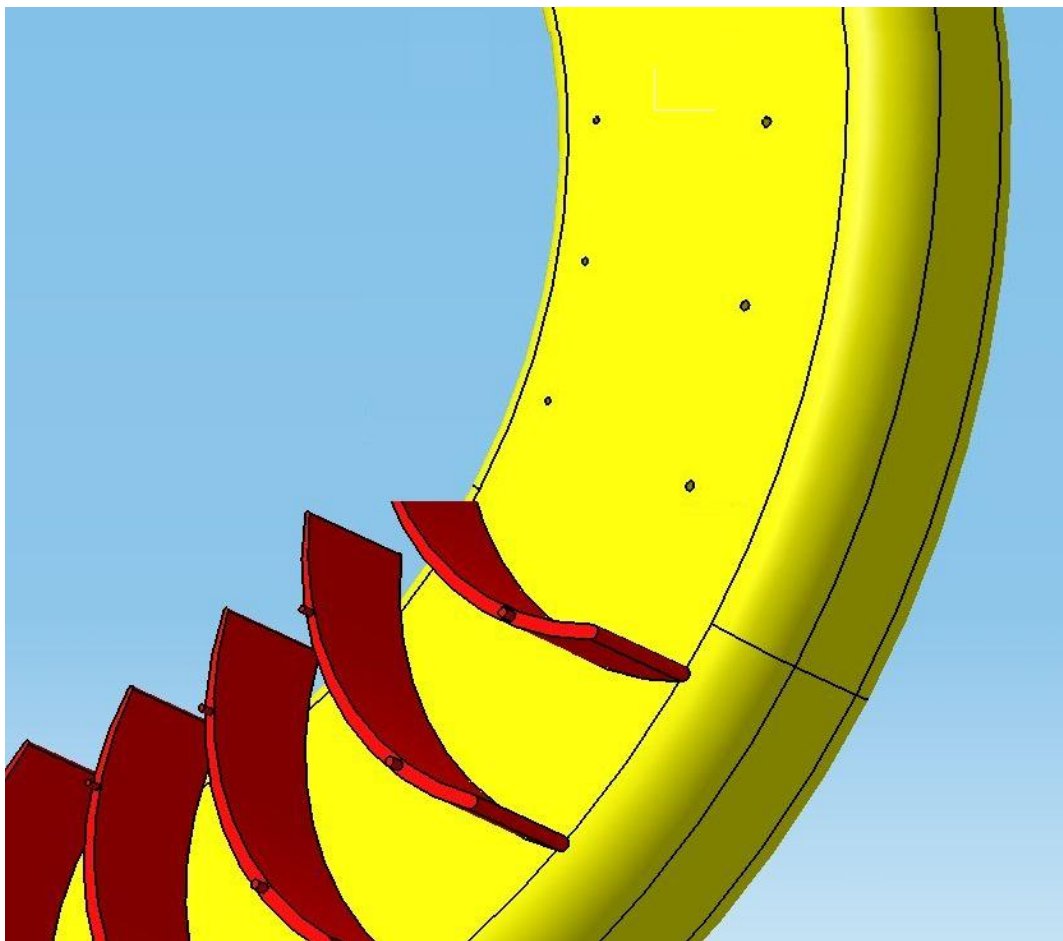
$$\text{усваја се: } d_{v1} := 85 \text{ mm}$$

8. Израда 3Д модела хидродинамичког преносника

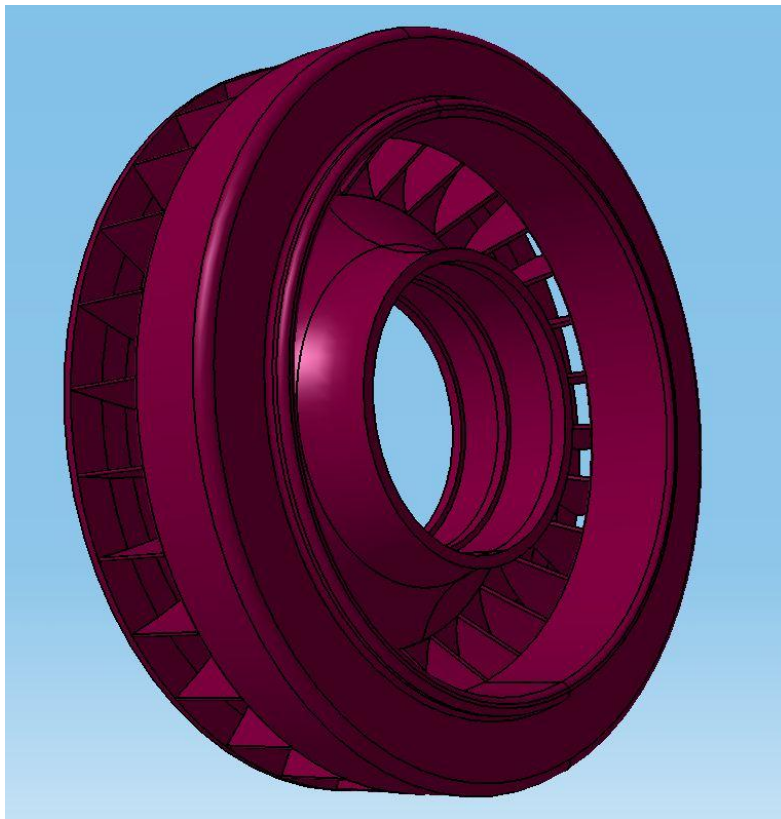
У оквиру овог завршног рада, а на основу података добијених прорачуном урађен је 3Д модел хидродинамичког преносника. Модел овог преносника урађен је у програмском пакету CATIA V5R20.

Од многобројних модула који се налазе у самом пакету, у овом раду је коришћено свега неколико, као што су: Part Design, Assembly Design i Boolean Operations. Све компоненте преносника су израђене, односно моделиране у модулу „Part Design“, а отвори за клинове су формирани помоћу опције „Boolean Operations“, након чега су компоненте састављене у целину у модулу „Assembly Design“.

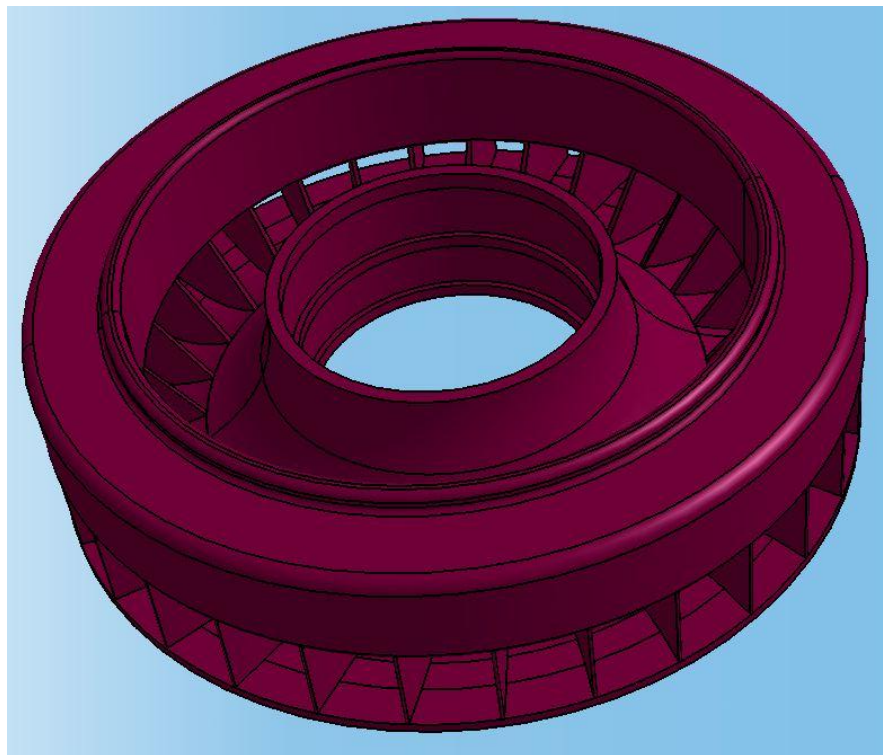
На следећим сликама је приказана: веза између торуса и крилаца реакторског кола (слика 18), пумпно (слика 19 и 20), турбинско (слика 21 и 22), реакторско коло са кућиштем и делом торуса (слика 23) и без дела торуса (слика 24) и склоп хидродинамичког преносника са пресеком(слика 25 и 26), и без пресека(слика 27 и 28).



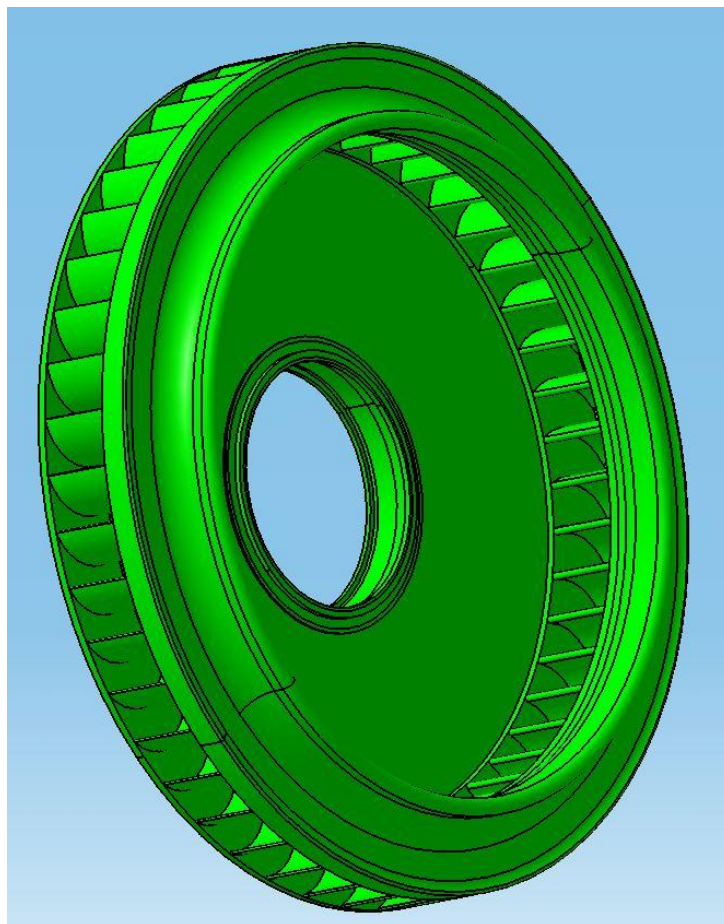
Слика 18. Веза лопатица реакторског кола и торуса



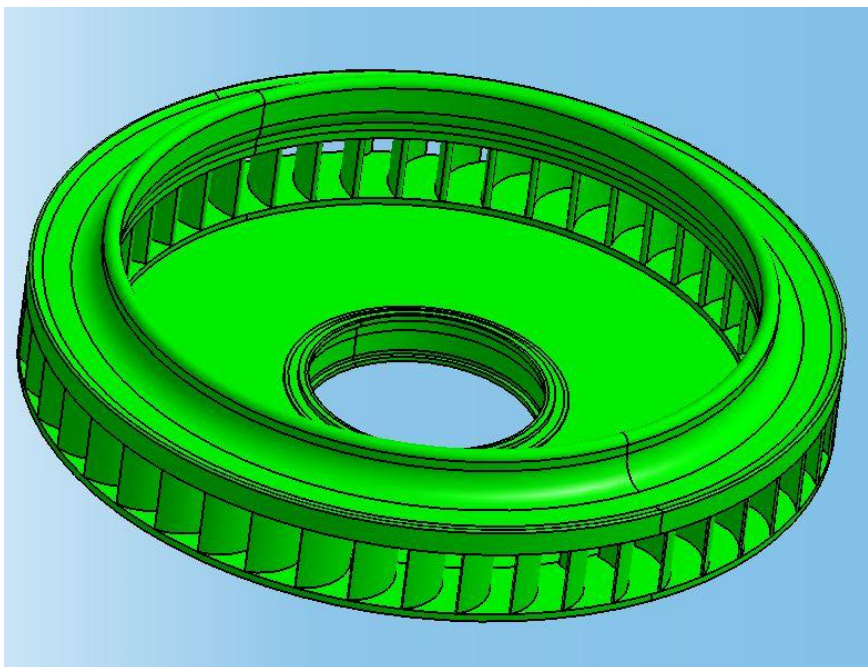
Слика 19. Пумпно коло - поглед 1



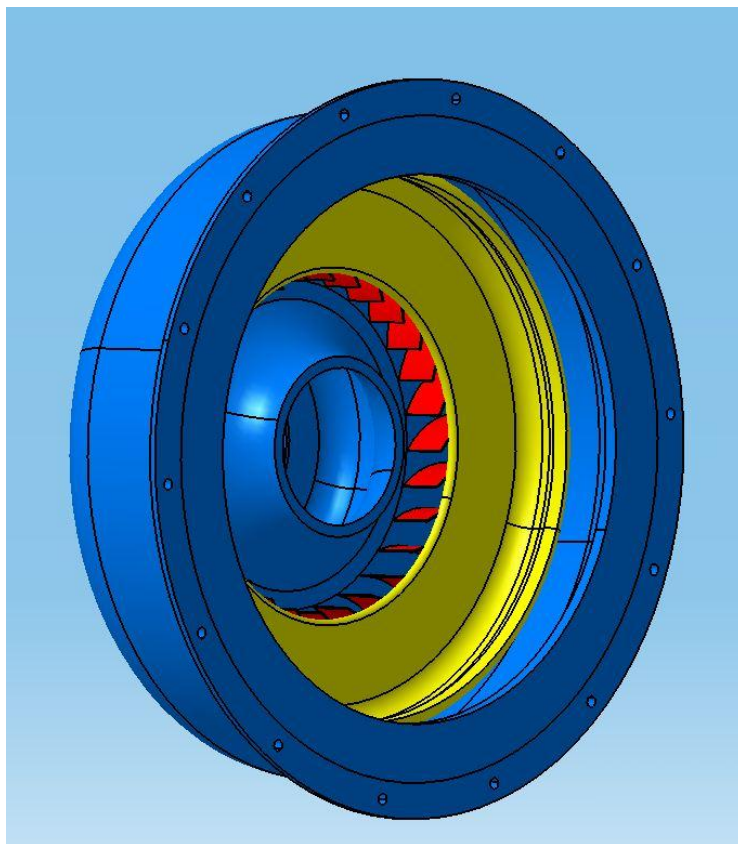
Слика 20. Пумпно коло - поглед 2



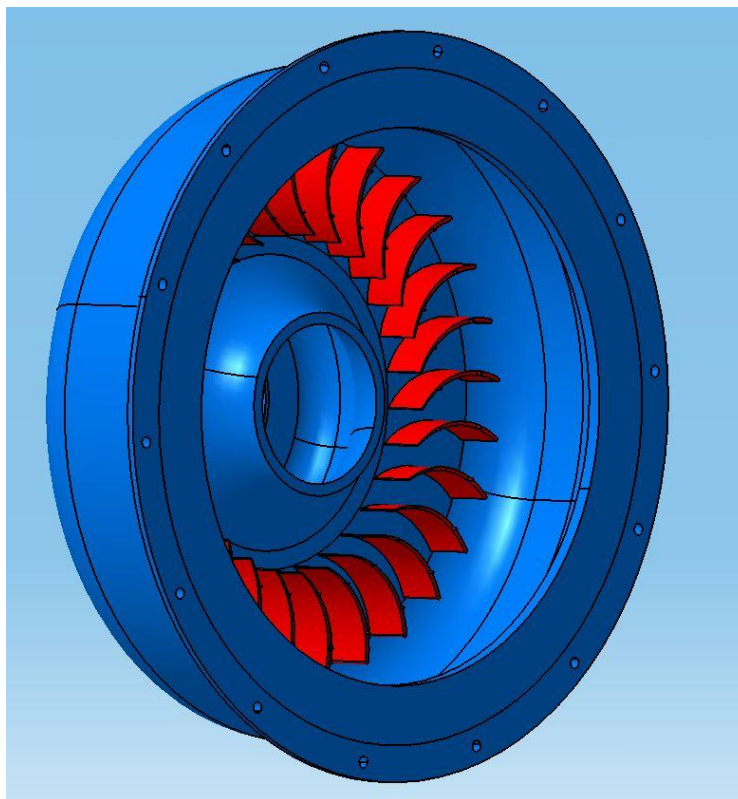
Слика 21. Турбинско коло - поглед 1



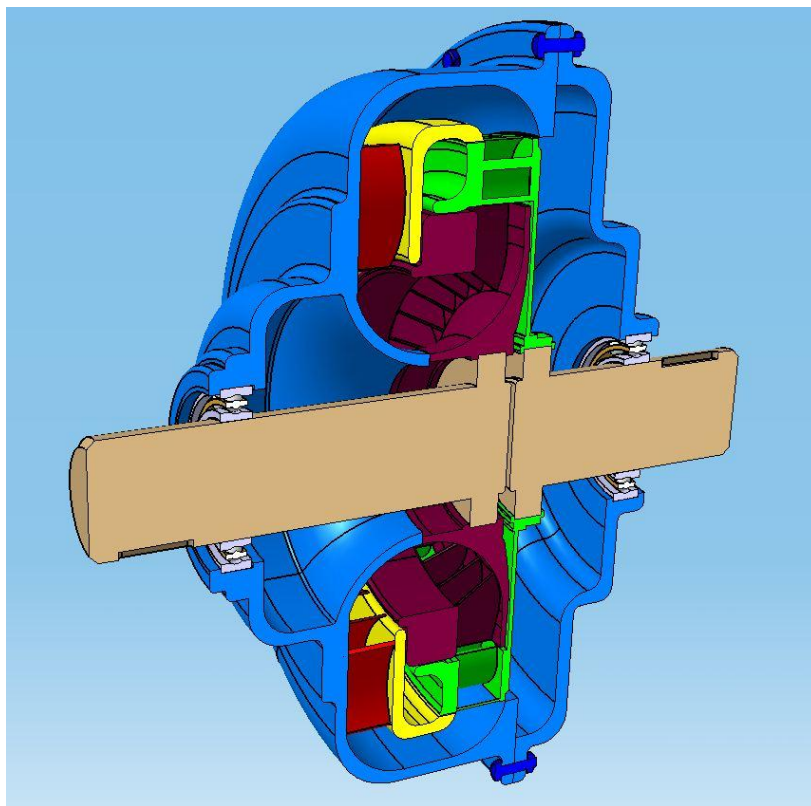
Слика 22. Турбинско коло - поглед 2



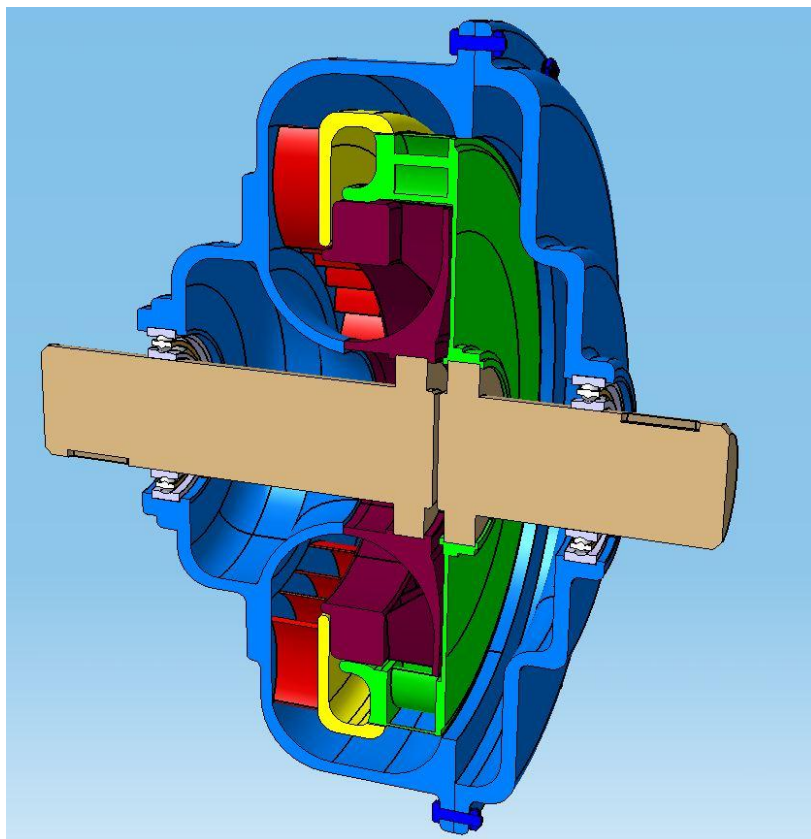
Слика 23. Реакторско коло са торусом



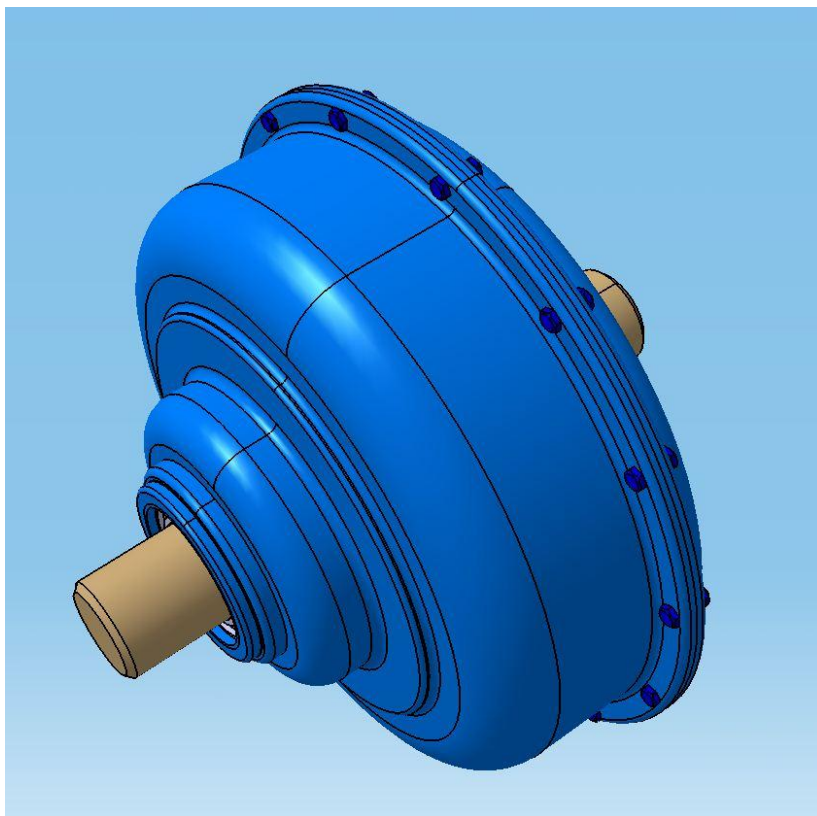
Слика 24. Реакторско коло без торуса



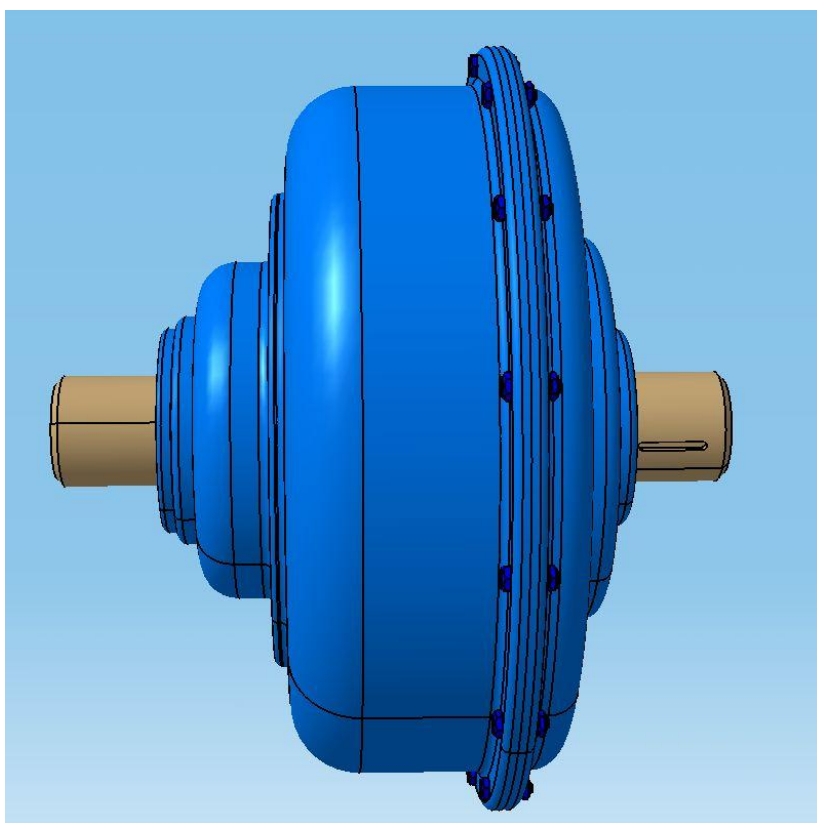
Слика 25. Пресек склопа хидродинамичког преносника - поглед 1



Слика 26. Пресек склопа хидродинамичког преносника - поглед 2



Слика 27. Склоп хидродинамичког преносника - поглед 1



Слика 28. Склоп хидродинамичког преносника - поглед 2

8. Закључак

Циљ завршног рада на тему хидродинамичког преносника у железничком саобраћају био је да се на основу задатих полазних вредности изврши прорачун и уради 3Д модел.

Предуслов за савремени развој сложених машинских система у условима минимизације циклуса развоја новог производа и трошкова развоја је систематска примена рачунарских модела помоћу којих се обезбеђује задовољење постављених захтева. Основа за развој рачунарског модела је инжењерско знање тј. добро познавање конкретног машинског система које омогућава правилно дефинисање задатка и квалитетну анализу задатка.

Сама чињеница да се производ развија помоћу рачунара наводи на то да се производ прво мора развити у такозваном “виртуелном” окружењу, па се тек онда приступа реализацији физичког модела. Развојем виртуелног модела склопа тежи се, да се на минималну меру сведе број физичких модела, чиме се у знатној мери смањују трошкови и време трајања циклуса развоја новог производа. Наравно, развој виртуелног модела изискује и временске и материјалне ресурсе, али се једном развијен модел може користити за развој више серија нових производа, чиме се доприноси повећању употребног квалитета производа.

9. Литература

1. Бабић М., Стојковић С.: „Турбомашине“, теорија и математичко моделирање, Београд – Крагујевац, 1997.
2. Давидовић Б., Лучанин В.: „Хидродинамички преносници за железничка возила“, Београд, 2001.
3. Крсмановић Љ.: „Хидродинамички преносници снаге“, Београд, 1989
4. Шуштершич В.: „Хидропреноци снаге“ скрипта, 2000
5. Каталог: Hydrodynamische Getriebe – VOITH
6. Каталог DIWA D854.3 – D 864.3 VOITH
7. Радосављевић А.: „Неки проблеми експлоатације електричних и дизел-моторних возова“, ИИПП, 8-2010, бр. стр. 47-59