

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Компјутерско моделирање и симулације машинских елемената и конструкција

Број индекса: 2/2017

Владимир И. Голужа

Пројектовање двостепеног циклоредуктора

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Мирко Благојевић, ред. проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада потребно је извршити прорачун параметара снаге и кретања једног конкретног двостепеног циклоредуктора као и димензионисање његових виталних елемената (улазног и излазног вратила, ваљака централних зупчаника, излазних ваљака, одговарајућих осовиница, циклозупчаника,...). Такође, у неком од PLM софтвера треба изградити и 3D модел редуктора.

Препоручена литература:

- [1] М. Благојевић: КИНЕМАТИЧКА И ДИНАМИЧКА АНАЛИЗА ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА, Магистарска теза, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2003,
- [2] М. Благојевић: НАПОНСКО И ДФОРМАЦИОНО СТАЊЕ ЕЛЕМЕНАТА ЦИКЛОРЕДУКТОРА ПРИ ДИНАМИЧКИМ ОПТЕРЕЧЕЊИМА, Докторска дисертација, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2008,
- [3] И. Пантић: ДИНАМИЧКЕ СИМУЛАЦИЈЕ У ПРОЦЕСУ РАЗВОЈА ПРОИЗВОДА, Мастер рад, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.

У Крагујевцу, 28.02.2020.

Ментор:
Др Мирко Благојевић, ред. проф.

Сваки човек има своје снове и покушава да их будан одсања, тј. да учини све да они постану стварност. Један од мојих снова је и овај рад. Сан је мој, рад је мој, али до остварења сна нисам стигао сам. Да би овај рад постао квалитетан неизмерну захвалност дугујем проф. др Мирку Благојевићу који несебично утка своје знање, искуство и педагошко стрпљење кроз добронамерне савете са само једним циљем, а то је: „ Дело учинити што квалитетнијим како би имало сврху...“ Рећи хвала је можда мало, али једно је сигурно уз угравиране плочице на редуктору засигурно на путу мог школовања и усавршавања име проф. Благојевића већ урезује значајан траг. Велико хвала!!!

Хвала и сараднику Милошу Матејићу који такођер употреби своје знање, искуство и сугестије како би, дело учинили квалитетнијим.

Хвала и мојој породици која увек подржава моје снове.

Један сан је оставрен, кренимо у нове са што савременијим редуктоима...

РЕЗИМЕ

Циклоредуктори, као савремени преносници снаге, имају све интензивнију примену у светској индустрији. Посебно је значајна њихова примена у индустрији робота. Зато су истраживања у овој области веома интересантна и значајна.

У оквиру овог рада извршено је пројектовање двостепеног циклоредуктора класичне концепције. Полазни подаци за прорачун су преузети од једног од највећих светских произвођача циклоредуктора, јапанске компаније SUMITOMO. У раду је приказан комплетан прорачун виталних елемената овог веома сложеног машинског система. Такође, урађен је и 3D модел са великим бројем детаљних приказа редуктора.

На крају рада, изнета су закључна разматрања.

Кључне речи: *двостепени циклоредуктор, циклозупчаник, 3D моделирање*

ABSTRACT

Cycloidal speed reducer, as modern power transmission, have an increasingly intense use in modern industry. Their use in the robotics industry is very profound. That's why research in this field is very interesting and meaningful.

Within this paper, the design was done for a double cycloidal speed reducer of classical conceptions. Starting point data for the calculations were used from one of the biggest cycloidal speed reducer manufactures, Japanese company SUMITOMO. In the paper is showed, a complete calculation of vital elements, of this very complex machine system. Also, a 3D model has been done, with a large number of detailed displays of the reducer.

At the end, concluding remarks are presented.

Key words: *double cycloidal speed reducer, cyclo-gear, 3D modeling*

Садржај

1. Увод	1
2. Пројектовање и конструисање модела двостепеног циклоредуктора	4
2.1. Полазни подаци	4
2.2. Прорачун геометријских и кинематских параметара првог степена преноса двостепеног циклоредуктора	5
2.3. Прорачун геометријских и кинематских параметара другог степена преноса двостепеног циклоредуктора	20
3. Приказ модела двостепеног циклоредуктора	31
4. Упоредни приказ димензија пројектованог циклоредуктора и циклоредуктора <i>SUMITOMO 4185DB</i>	42
5. Закључак	47

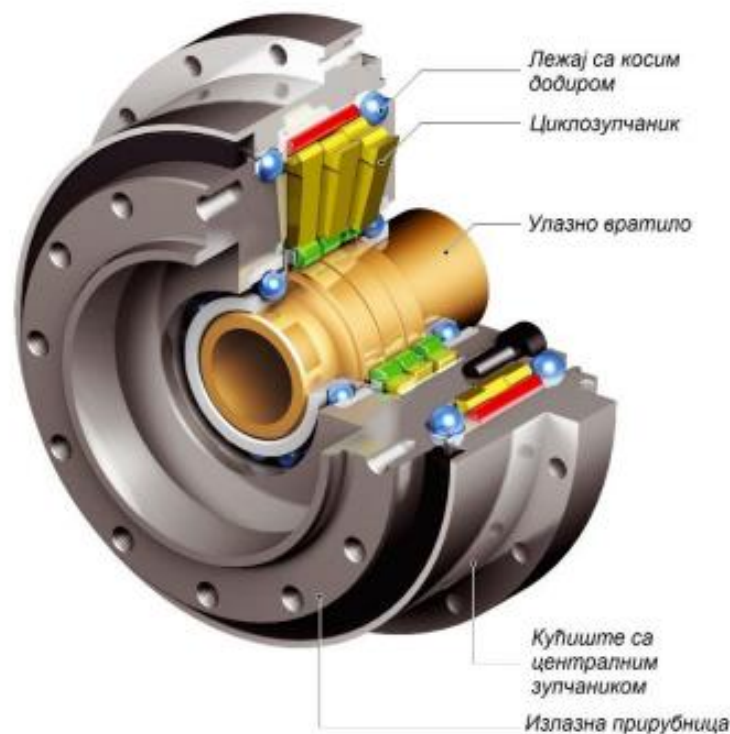
1. Увод

Појава првих циклоредуктора датира из прве половине XX века, што их сврстава у најмлађе уређаје у области механичких преносника снаге. Њихов проналазач је *Lorenz Braren* (1931. година), чија инспирација је био механизам затварача фотоапарата, [1].

Циклоредуктор спада у планетарне преноснике снаге. Одликују га добре радне карактеристике како у кинематском, тако и у динамичком смислу. Основни елемент је зупчаник са циклоидним озубљењем (циклозупчаник), по чему се и разликује од осталих преносника снаге. Широк опсег преносног односа, веома дуг и поуздан радни век, висок степен искоришћења, слична цена у односу на конвенционалне типове редуктора неке су од предности циклоидних редуктора.

Прве концепције садржале су један циклозупчаник за један степен преноса. Касније, додат је још један циклозупчаник како би се умањиле вибрације и бука, тако да постоје два циклозупчаника међусобно заокренута за 180° за један степен преноса. Постоје и циклоредуктори са три циклозупчаника међусобно заокренута за 120° за један степен преноса без празног хода и они се називају *FINE CYCLO*.

Циклоредуктори представљају један сложен механизам и захтевају високу прецизност приликом израде, због чега се њихова производња обавља у неколико земаља. Неки од најпознатијих произвођача су: *SUMITOMO*, *NABTESCO*, *SPINEA*...



Слика 1.1 – Циклоредуктор *FINE CYCLO*, [2]

Због великог преносног односа и компактне конструкције, циклоредуктори су намењени за тешке услове рада. Израђују се за снаге од 0,1 до 30 kW и могу пренети обртне моменте од 10 до 25000 Nm. Преносни однос једноступеног циклоредуктора креће се у интервалу од 1:3 до 1:119. Максимални теоријски преносни однос за двоступени циклоредуктор износи 119^2 , а за троступени циклоредуктор 119^3 . Број зубаца циклозупчаника представља преносни однос.

Висок степен искоришћења карактеристичан је јер је трење клизања замењено трењем котрљања и за једноступене редукторе износи око 95%, а за двоступене око 85%.

Своју примену пронашли су у многим областима. Најчешће се користе у роботизи, због чијег развоја и потреба за циклоредукторима расте. Можемо их срести и код сателита, транспортера, код уређаја за испитивање преносника снаге, у процесу прераде абразивних материјала, у процесној индустрији, [2]...



Слика 1.2 – Примена циклоредуктора код сателита



Слика 1.3 – Примена циклоредуктора код робота

Принцип рада објашњен је на једноступеном циклоредуктору са два циклозупчаника међусобно заокренута за 180° који се налазе на слици 1.4.



Слика 1.4 – Основни елементи једноступеног циклоредуктора, [3]

Основни елементи циклоредуктора:

1. Улазно вратило
2. Ексцентар чаура
3. Игличасти лежаји
4. Циклозупчаник
5. Излазно вратило
6. Осовинице централног зупчаника
7. Ваљци централног зупчаника
8. Излазне осовинице
9. Излазни ваљци

Приликом обртања улазног вратила (1) долази до обртања ексцентар чауре (2) истим бројем обртаја и у истом смеру услед њихове међусобне чврсте везе. На ексцентар чаури налазе се игличасти лежаји (3) на које су ослоњени циклозупчаници (4) међусобно заокренути за 180° . Услед обртања улазног вратила циклозупчаници се спрежу са ваљцима централног зупчаника (7) који се налазе на осовиницама (6) и долази до ротације циклозупчаника око своје осе у супротном смеру у односу на смер обртања улазног вратила. Током спрезања у контакт долазе конвексна и конкавна површина, па је контактни притисак мањи, као и хабање бокова зубаца циклозупчаника. Преко излазних ваљака (9) на излазним осовиницама (8) преносе се снага и кретање на излазно вратило (5), које има смер обртања циклозупчаника, односно супротан смер од смера обртања улазног вратила. Дакле, циклоредуктор је уређај који број обртаја погонске машине (електромотора) прилагођава броју обртаја радне машине уз пораст обртног момента, [1].

2. Пројектовање и конструисање модела двостепеног циклоредуктора

У овом поглављу приказан је комплетан прорачун геометријских и кинематских параметара двостепеног циклоредуктора средње снаге на основу препоручене литературе, [1,2,3,4]. Прорачун првог и другог степена преноса је идентичан, само се разликују вредности појединих параметара.

2.1. Полазни подаци

- *Снага електромотора*

$$P_{EM} = 2.53 \text{ kW}$$

- *Број обртаја електромотора*

$$n_{EM} = 750 \text{ min}^{-1}$$

- *Преносни однос првог степена преноса*

$$u_1 = 11$$

- *Преносни однос другог степена преноса*

$$u_2 = 11$$

- *Степен искоришћења првог степена преноса*

$$\eta_1 = 0.94$$

- *Степен искоришћења другог степена преноса*

$$\eta_2 = 0.94$$

- *Степен искоришћења улазне спојнице*

$$\eta_{S1} = 1$$

- *Степен искоришћења излазне спојнице*

$$\eta_{S2} = 1$$

- *Полупречник подеоног круга централног зупчаника првог степена преноса*

$$r_{CZ1} = 70 \text{ mm}$$

- *Полупречник подеоног круга централног зупчаника другог степена преноса*

$$r_{CZ2} = 130 \text{ mm}$$

2.2. Прорачун геометријских и кинематских параметара првог степена преноса двостепеног циклоредуктора

Прорачун вредности бројева обртаја, угаоних брзина, снага и обртних момената на појединим елементима првог степена преноса циклоредуктора

- Снага на улазном вратилу

$$P_{ul} = P_{EM} \cdot \eta_{s1} = 2.53 \cdot 1 = 2.53 \text{ kW}$$

- Угаона брзина електромотора

$$\omega_{EM} = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 750 \text{ min}^{-1}}{30} = 78.54 \text{ s}^{-1}$$

- Обртни момент електромотора

$$T_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} = \frac{2.53 \cdot 10^3}{78.54} = 32.21 \text{ Nm} = T_{ul}$$

- Број обртаја средњег вратила

$$n_{sr} = \frac{n_{EM}}{u_1} = \frac{750}{11} = 68.18 \text{ min}^{-1}$$

- Угаона брзина средњег вратила

$$\omega_{sr} = \frac{\pi \cdot n_{sr}}{30} = \frac{\pi \cdot 68.18}{30} = 7.14 \text{ s}^{-1}$$

- Снага на средњем вратилу

$$P_{sr} = P_{ul} \cdot \eta_1 = 2.53 \cdot 0.94 = 2.38 \text{ kW}$$

- Обртни момент на средњем вратилу

$$T_{sr} = T_{ul} \cdot \eta_1 \cdot u_1 = 32.21 \cdot 0.94 \cdot 11 = 333.05 \text{ Nm}$$

- Излазни обртни момент на једном од циклозупчаника првог степена преноса циклоредуктора

$$T_3 = 0.55 \cdot T_{sr} = 0.55 \cdot 333.05 = 183.18 \text{ Nm}$$

Прорачун пречника улазног и средњег вратила циклоредуктора

Улазно вратило циклоредуктора

- Материјал улазног вратила, [4]

Усвојен је Č4320 (16MnCr5) са следећим карактеристикама:

- Затезна чврстоћа: $R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$
- Граница течења: $R_e = 600 \text{ N/mm}^2$
- Трајна динамичка издржљивост при наизменично променљивом оптерећењу на увијање: $\tau_{D(0)} = 350 \text{ N/mm}^2$

- Фактор K , [4]

Усваја се: $K = 2.4$

- Степен сигурности, [4]

Усваја се: $S = 2.5$

- Дозвољени напон на увијање

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{K \cdot S} = \frac{350}{2.4 \cdot 2.5} = 58.33 \text{ N/mm}^2$$

- Прорачунски пречник улазног вратила циклоредуктора

$$d_{ul1} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_{EM}}{\tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 32.21 \cdot 10^3}{58.33}} = 14.03 \text{ mm}$$

- Клин улазног вратила циклоредуктора, [4]

Ширина клина: $b = 6 \text{ mm}$

Висина клина: $h = 6 \text{ mm}$

Дубина жлеба за клин у вратилу: $t = 3.5 \text{ mm}$

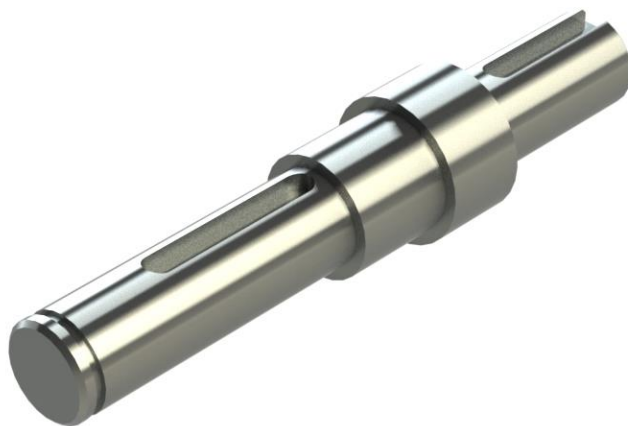
- Пречник улазног вратила циклоредуктора

$$d_{ul} = d_{ul1} + t = 14.03 + 2.9 = 16.93 \text{ mm}$$

- *Стандардни пречник улазног вратила циклоредуктора, [4]*

На месту споја са ексцентар чауром усваја се стандардни пречник:

$$d_{ulst} = 22mm$$



Слика 2.1 – Улазно вратило

Средње вратило циклоредуктора

- *Материјал средњег вратила, [4]*

Усвојен је Š4320 (16MnCr5) са следећим карактеристикама:

- Затезна чврстоћа: $R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$
- Граница течења: $R_e = 600 \text{ N/mm}^2$
- Трајна динамичка издржљивост при наизменично променљивом оптерећењу на увијање: $\tau_{D(0)} = 350 \text{ N/mm}^2$

- *Фактор K , [4]*

Усваја се: $K = 2.4$

- *Степен сигурности, [4]*

Усваја се: $S = 2.5$

- *Дозвољени напон на увијање*

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{K \cdot S} = \frac{350}{2.4 \cdot 2.5} = 58.33 \text{ N/mm}^2$$

- *Прорачунски пречник средњег вратила циклоредуктора*

$$d_{sr1} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_{EM}}{\tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 333.05 \cdot 10^3}{58.33}} = 30.56 \text{ mm}$$

- *Клин средњег вратила циклоредуктора, [4]*

Ширина клина: $b = 10 \text{ mm}$

Висина клина: $h = 8 \text{ mm}$

Дубина жлеба за клин у вратилу: $t = 4.7 \text{ mm}$

- *Пречник средњег вратила циклоредуктора*

$$d_{sr} = d_{sr1} + t = 14.03 + 2.9 = 35,26 \text{ mm}$$

- *Стандардни пречник средњег вратила циклоредуктора, [4]*

На месту споја са ексцентар чауром усваја се стандардни пречник:

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



Слика 2.2 – Средње вратило

Прорачун параметара потребних за дефинисање профила циклозупчаника првог степена преноса – еквилистанте скраћене епитрохоиде

- Коефицијент кориговања, [1]

Усваја се: $\xi = 0.31$

- Полупречник покретне кружнице

$$r_2 = r_{cz1} \cdot (1 - \xi) = 70 \cdot (1 - 0.31) = 48.3 \text{ mm}$$

Усваја се: $r_2 = 48 \text{ mm}$

- Стварна вредност коефицијента кориговања

$$\xi = 1 - \frac{r_2}{r_{cz1}} = 1 - \frac{48}{70} = 0.314$$

- Број зубаца циклозупчаника

$$z_1 = |u_1| = |11| = 11$$

- Број зубаца централног зупчаника

$$z_2 = z_1 + 1 = 11 + 1 = 12$$

- Величина ексцентрицитета

$$e = \frac{r_2}{z_2} = \frac{48}{12} = 4 \text{ mm}$$

- Полупречник непокретне кружнице

$$r_1 = r_2 \cdot \frac{z_1}{z_2} = 48 \cdot \frac{11}{12} = 44 \text{ mm}$$

- Полупречник ваљка централног зупчаника

$$q = 0.08 \cdot r_{cz1} = 0.08 \cdot 70 = 5.6 \text{ mm}$$

Усваја се: $q = 6 \text{ mm}$

- Пречник теменог круга циклозупчаника

$$d_a = 2 \cdot r_{cz1} + 2 \cdot e - 2 \cdot q = 2 \cdot 70 + 2 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 136 \text{ mm}$$

- Пречник подножног круга циклозупчаника

$$d_f = 2 \cdot r_{cz1} - 2 \cdot e - 2 \cdot q = 2 \cdot 70 - 2 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 120 \text{ mm}$$

- Полупречник котрљајуће кружнице

$$R_a = \frac{r_{cz1}}{u_1 + 1} = \frac{70}{11 + 1} = 5.83 \text{ mm}$$

- Полупречник основне кружнице

$$R_b = r_{cz1} - R_a = 70 - 5.83 = 64.17 \text{ mm}$$

- Помоћни угао

$$\varphi = \arctg \left(\frac{\sin \beta}{\frac{R_a}{e} + \cos \beta} \right) = \arctg \left(\frac{\sin \beta}{\frac{5.83}{4} + \cos \beta} \right)$$

- Угао међусобног положаја почетне и тренутне тачке додира основне и котрљајуће кружнице у односу на центар основне кружнице

$$\alpha = \frac{R_a}{R_b} \cdot \beta = \frac{5.83}{64.17} \cdot \beta = \frac{\beta}{11}$$

- Једначине скраћене епитрохоиде

$$x = (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

$$y = (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$x = (64.17 + 5.83) \cdot \cos \left(\frac{\beta}{11} \right) + 4 \cdot \cos \left(\frac{\beta}{11} + \beta \right)$$

$$y = (64.17 + 5.83) \cdot \sin \left(\frac{\beta}{11} \right) + 4 \cdot \sin \left(\frac{\beta}{11} + \beta \right)$$

$$x = 70 \cdot \cos \left(\frac{\beta}{11} \right) + 4 \cdot \cos \left(\frac{12\beta}{11} \right)$$

$$y = 70 \cdot \sin \left(\frac{\beta}{11} \right) + 4 \cdot \sin \left(\frac{12\beta}{11} \right)$$

- Једначине еквидистанте скраћене епитрохоиде

$$x = (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta) - q \cdot \cos(\alpha + \varphi)$$

$$y = (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta) - q \cdot \sin(\alpha + \varphi)$$

$$x = (64.17 + 5.83) \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11}\right) + 4 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11} + \beta\right) - 6 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11} + \arctg\left(\frac{\sin\beta}{\frac{5.83}{4} + \cos\beta}\right)\right)$$

$$y = (64.17 + 5.83) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11}\right) + 4 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11} + \beta\right) - 6 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11} + \arctg\left(\frac{\sin\beta}{\frac{5.83}{4} + \cos\beta}\right)\right)$$

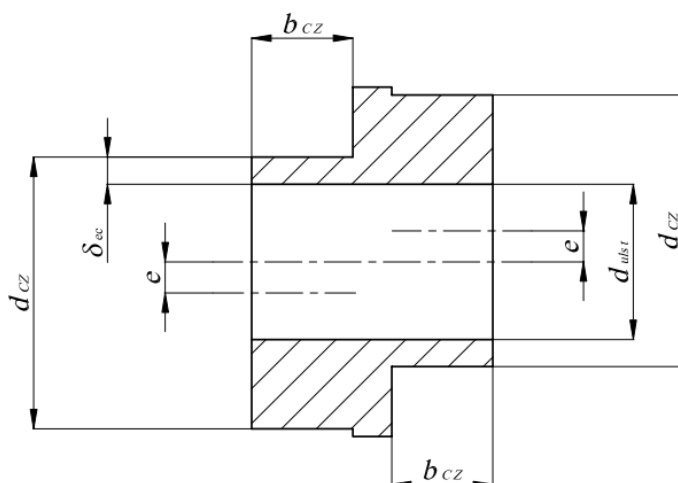
$$x = 70 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11}\right) + 4 \cdot \cos\left(\frac{12\beta}{11}\right) - 6 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11} + \arctg\left(\frac{\sin\beta}{1.46 + \cos\beta}\right)\right)$$

$$y = 70 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11}\right) + 4 \cdot \sin\left(\frac{12\beta}{11}\right) - 6 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11} + \arctg\left(\frac{\sin\beta}{1.46 + \cos\beta}\right)\right)$$



Слика 2.3 – Циклозупчаник првог степена преноса

Прорачун димензија ексцентар чауре и лежаја првог степена преноса
циклоредуктора



Слика 2.4 – Скица ексцентар чауре, [1]

- Минимална дебљина ексцентар чауре, [1]

Усваја се: $\delta_{ec} = 4 \text{ mm}$



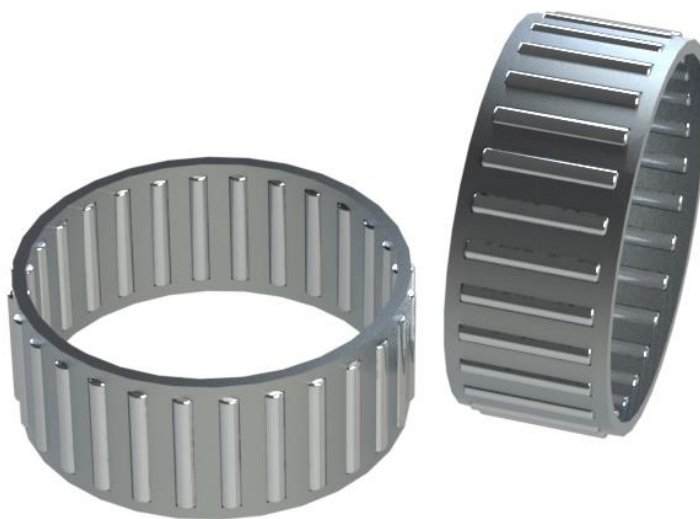
Слика 2.5 – Ексцентар чаура

- *Унутрашњи пречник лежаја циклозупчаника*

$$d_{CZ} = d_{ulst} + 2 \cdot e + 2 \cdot \delta_{ec} = 22 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot 4 = 38 \text{ mm}$$

За лежај циклозупчаника усвојен је игличасти лежај ознаке: K38x43x17, [5]

- Спољашњи пречник игличастог лежаја: $D_{CZ} = 43 \text{ mm}$
- Ширина игличастог лежаја: $B_{CZ} = 17 \text{ mm}$



Слика 2.6 – Игличасти лежаји K38x43x17

- *Полупречник подеоног круга излазног механизма*

$$R_{oiz} = \frac{D_{CZ}}{2} + \frac{d_f - D_{CZ}}{4} = \frac{43}{2} + \frac{120 - 43}{4} = 40.75 \text{ mm}$$

Одређивање ширине циклозупчаника првог степена преноса циклоредуктора

- Полази се од Hertz-овог израза за контактни напон, [1]

$$\sigma_H = \frac{F_{Nmax}}{b_{CZ} \cdot p_{ek}} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \leq \sigma_{Hd}$$

σ_{Hd} — дозвољени контактни напон на зупцу циклозупчаника

- Материјал циклозупчаника, као и за ваљке централног зупчаника и излазне ваљке и њихове осовинице, [4]

Усваја се: Č4721 (20MoCr4)

- Динамичка издржљивост бока зупца циклозупчаника, [4]

$$\sigma_{Hlim} = 1470 \text{ N/mm}^2$$

- Степен сигурности, [4]

Усваја се: $S_H = 1.3$

- Допуштени контактни напон на зупцу циклозупчаника

$$\sigma_{Hd} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{1470}{1.3} = 1130.77 \text{ N/mm}^2$$

- Поасонови (Poisson) коефицијенти, [4]

Усваја се: $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$

- Модули еластичности, [4]

Усваја се: $E_1 = E_2 = 2.1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

- Максимална вредност силе спрезања

$$F_{Nmax} = \frac{4 \cdot T_3}{r_1 \cdot z_2} = \frac{4 \cdot 183.18 \cdot 10^3}{44 \cdot 12} = 1387.73 \text{ N}$$

Максимална вредност силе спрезања јавља се при погонском углу $\beta = 130^\circ$, [1]

- Радијус кривине ваљка централног зупчаника

$$\rho_1 = q = 6 \text{ mm}$$

- Радијус кривине центра ваљка централног зупчаника\

$$\rho_0 = \left| \frac{r_{CZ1} \cdot \left[1 + (1 - \xi)^2 - 2 \cdot (1 - \xi) \cdot \cos \left(\frac{z_1 \cdot \beta_1}{z_2} \right) \right]^{\frac{3}{2}}}{(z_2 + 1) \cdot (1 - \xi) \cdot \cos \left(\frac{z_1 \cdot \beta_1}{z_2} \right) - z_2 \cdot (1 - \xi)^2 - 1} \right|$$

где је $\beta_1 = 180^\circ - \beta = 180 - 130 = 50^\circ$

$$\rho_0 = \left| \frac{70 \cdot \left[1 + (1 - 0.314)^2 - 2 \cdot (1 - 0.314) \cdot \cos \left(\frac{11 \cdot 50}{12} \right) \right]^{\frac{3}{2}}}{(12 + 1) \cdot (1 - 0.314) \cdot \cos \left(\frac{11 \cdot 50}{12} \right) - 12 \cdot (1 - 0.314)^2 - 1} \right| = 59.61 \text{ mm}$$

- Радијус кривине циклозупчаника

$$\rho_2 = \rho_0 - q = 59.61 - 6 = 53.61 \text{ mm}$$

- Еквивалентни радијус кривине у тачки додира

$$\rho_{ek} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{6 \cdot 53.61}{6 + 53.61} = 5.396 \text{ mm}$$

- Минимална ширина циклозупчаника

$$b_{CZ} = \frac{F_{Nmax} \cdot E}{5.72 \cdot \rho_{ek} \cdot \sigma_{Hd}^2} = \frac{1387.73 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{5.72 \cdot 5.396 \cdot 1130.77^2} = 7.38 \text{ mm}$$

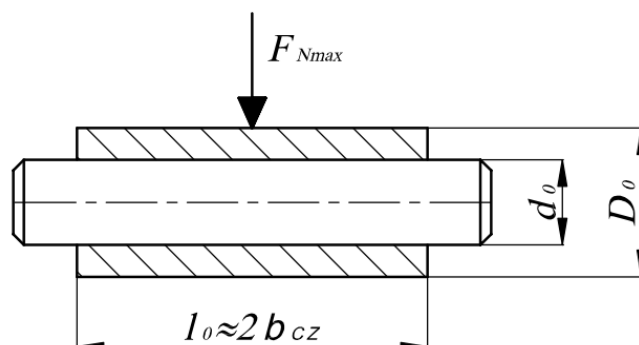
Из конструктивних разлога, обзиром да је ширина игличастог лежаја $B_{CZ} = 17 \text{ mm}$,

Усваја се: $b_{CZ} = 17 \text{ mm}$.

$$\sigma_H = \frac{1387.73}{17 \cdot 5.396} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - 0.3^2}{2.1 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0.3^2}{2.1 \cdot 10^5} \right)} = 372.70 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_H = 372.70 \text{ N/mm}^2 \leq 1130.77 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{Hd}$$

Прорачун пречника ваљка и осовинице централног зупчаника првог степена преноса



Слика 2.7 – Скица ваљка и осовинице централног зупчаника, [1]

- Пречник ваљка централног зупчаника

$$D_o = 2 \cdot q = 2 \cdot 6 = 12 \text{ mm}$$

- Пречник осовинице централног зупчаника

$$\text{Усваја се: } d_o = 7 \text{ mm}$$

- Материјал ваљка и осовинице централног зупчаника, [4]

$$\text{Усваја се: } \check{C}4721 (20\text{MoCr4})$$

$$\text{— Граница течења: } R_e = 800 \text{ N/mm}^2$$

- Површински притисак на додирним површинама осовинице и ваљка, [4]

$$p = \frac{F_{Nmax}}{d_o \cdot b_{cz}} = \frac{1387.73}{7 \cdot 17} = 11.66 \text{ N/mm}^2$$

- Критична вредност површинског притиска, [4]

$$p_T = 1.2 \cdot R_e = 1.2 \cdot 800 = 960 \text{ N/mm}^2$$

- Степен сигурности при површинском притску, [4]

$$S_T = \frac{p_T}{p} = \frac{960}{11.66} = 82.33 \geq S_{Tmin} = 2$$

- Критични напон при смицању, [4]

$$[\tau] = 0.8 \cdot R_e = 0.8 \cdot 800 = 640 \text{ N/mm}^2$$

- Напон на смицање, [4]

$$\tau = \frac{F_{Nmax}}{i \cdot A_0} = \frac{1387.73}{2 \cdot 38.48} = 18.03 \text{ N/mm}^2$$

i – број пресека изложених смицању

A_0 – смичућа површина

$$A_0 = \frac{d_o^2 \cdot \pi}{4} = \frac{7^2 \cdot \pi}{4} = 38.48 \text{ mm}^2$$

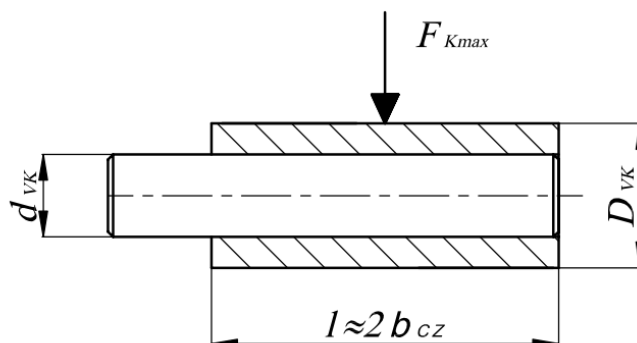
- Степен сигурности против разарања при смицању

$$S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau} = \frac{640}{18.03} = 35.51 \geq 1.5 = S_{\tau min}$$



Слика 2.8 – Ваљци и осовинице централног зупчаника

Прорачун пречника излазног ваљка и излазне осовине првог степена преноса



Слика 2.9 – Скица излазног ваљка и излазне осовине

- Пречник излазне осовине, [4]

$$d_{vk} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{kmax}}{\tau_{doz} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3034.27}{213.33 \cdot \pi}} = 4.26 \text{ mm}$$

Усваја се: $d_{vk} = 7 \text{ mm}$

- Максимална вредност излазне силе, [4]

$$F_{kmax} = 1.35 \cdot \frac{4 \cdot T_3}{R_{oiz} \cdot u} = 1.35 \cdot \frac{4 \cdot 183.18 \cdot 10^3}{40.75 \cdot 8} = 3034.27 \text{ N}$$

Усваја се: $u = 8 \rightarrow$ број излазних ваљака

- Материјал излазног ваљка и излазне осовине, [4]

Усваја се: Č4721 (20MoCr4)

– Граница течења: $R_e = 800 \text{ N/mm}^2$

- Критични напон при смицању, [4]

$$[\tau] = 0.8 \cdot R_e = 0.8 \cdot 800 = 640 \text{ N/mm}^2$$

- Степен сигурности против разарања при смицању, [4]

Усваја се: $S_\tau = 3$

- Дозвољени напон на смицање, [4]

$$\tau_{doz} = \frac{[\tau]}{S_\tau} = \frac{640}{3} = 213.33 \text{ N/mm}^2$$

- *Пречник излазног ваљка*

Усваја се: $D_{vk} = 12 \text{ mm}$

- *Пречник отвора у циклозупчанику, [4]*

$$D_{ocz} = D_{vk} + 2 \cdot e = 12 + 2 \cdot 4 = 20 \text{ mm}$$

- *Критична вредност површинског притиска, [4]*

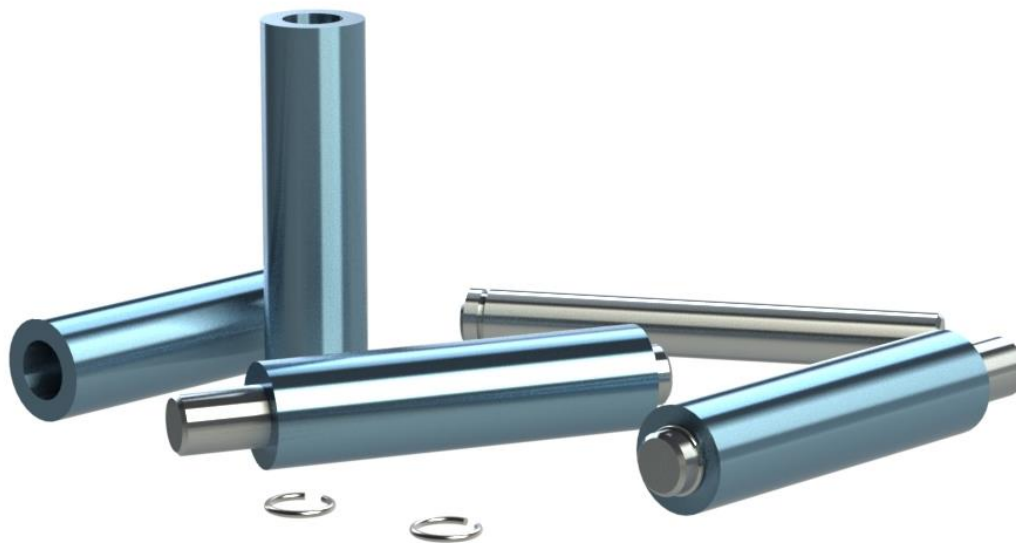
$$p_T = 1.2 \cdot R_e = 1.2 \cdot 800 = 960 \text{ N/mm}^2$$

- *Површински притисак на додирним површинама осовинице и ваљка, [4]*

$$p = \frac{F_{kmax}}{d_{vk} \cdot b_{CZ}} = \frac{3034.27}{7 \cdot 17} = 25.51 \text{ N/mm}^2$$

- *Степен сигурности при површинском притску, [4]*

$$S_T = \frac{p_T}{p} = \frac{960}{25.51} = 37.63 \geq 2 = S_{Tmin}$$



Слика 2.10 – Излазне осовинице и ваљци

2.3. Прорачун геометријских и кинематских параметара другог степена преноса двостепеног циклоредуктора

Прорачун вредности бројева обртаја, угаоних брзина, снага и обртних момената на појединим елементима другог степена преноса циклоредуктора

- Снага на средњем вратилу

$$P_{sr} = 2.38 \text{ kW}$$

- Број обртаја средњег вратила

$$n_{sr} = \frac{n_{EM}}{u_1} = \frac{750}{11} = 68.18 \text{ min}^{-1}$$

- Угаона брзина средњег вратила

$$\omega_{sr} = 7.14 \text{ s}^{-1}$$

- Обртни момент на средњем вратилу

$$T_{sr} = 333.05 \text{ Nm}$$

- Број обртаја излазног вратила

$$n_{iz} = \frac{n_{sr}}{u_2} = \frac{68.18}{11} = 6.21 \text{ min}^{-1}$$

- Угаона брзина излазног вратила

$$\omega_{iz} = \frac{\pi \cdot n_{iz}}{30} = \frac{\pi \cdot 6.21}{30} = 0.65 \text{ s}^{-1}$$

- Снага на излазном вратилу

$$P_{iz} = P_{sr} \cdot \eta_2 = 2.38 \cdot 0.94 = 2.24 \text{ kW}$$

- Обртни момент на излазном вратилу

$$T_{iz} = T_{sr} \cdot \eta_2 \cdot u_2 = 333.05 \cdot 0.94 \cdot 11 = 3443.74 \text{ Nm}$$

- Излазни обртни момент на једном од циклозупчаника другог степена преноса циклоредуктора

$$T_3 = 0.55 \cdot T_{iz} = 0.55 \cdot 3443.74 = 1894.06 \text{ Nm}$$

Прорачун пречника излазног вратила циклоредуктора

- Материјал излазног вратила, [4]

Усвојен је Č4320 (16MnCr5) са следећим карактеристикама:

- Затезна чврстоћа: $R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$
- Граница течења: $R_e = 600 \text{ N/mm}^2$
- Трајна динамичка издржљивост при наизменично променљивом оптерећењу на увијање: $\tau_{D(0)} = 350 \text{ N/mm}^2$

- Фактор K , [4]

Усваја се: $K = 2.4$

- Степен сигурности, [4]

Усваја се: $S = 2.5$

- Дозвољени напон на увијање

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{K \cdot S} = \frac{350}{2.4 \cdot 2.5} = 58.33 \text{ N/mm}^2$$

- Прорачунски пречник излазног вратила циклоредуктора

$$d_{iz1} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_{iz}}{\tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 3443.74 \cdot 10^3}{58.33}} = 66.58 \text{ mm}$$

- Клин излазног вратила циклоредуктора, [4]

Ширина клина: $b = 22 \text{ mm}$

Висина клина: $h = 14 \text{ mm}$

Дубина жлеба за клин у вратилу: $t = 8.5 \text{ mm}$

- Пречник излазног вратила циклоредуктора

$$d_{iz} = d_{iz1} + t = 66.58 + 8.5 = 75.08 \text{ mm}$$

- *Стандардни пречник излазног вратила циклоредуктора, [4]*

$$d_{izst} = 80 \text{ mm}$$



Слика 2.11 – Излазно вратило

Прорачун параметара потребних за дефинисање профила циклозупчаника другог степена преноса – еквилистанте скраћене епитрохоиде

- *Коефицијент кориговања, [1]*

$$\text{Усваја се: } \xi = 0.444$$

- *Полупречник покретне кружности*

$$r_2 = r_{cz1} \cdot (1 - \xi) = 70 \cdot (1 - 0.444) = 72.28 \text{ mm}$$

$$\text{Усваја се: } r_2 = 72 \text{ mm}$$

- *Стварна вредност коефицијента кориговања*

$$\xi = 1 - \frac{r_2}{r_{cz2}} = 1 - \frac{72}{130} = 0.45$$

- *Број зубаца циклозупчаника*

$$z_1 = |u_2| = |11| = 11$$

- *Број зубаца централног зупчаника*

$$z_2 = z_1 + 1 = 11 + 1 = 12$$

- Величина ексцентрицитета

$$e = \frac{r_2}{z_2} = \frac{72}{12} = 6 \text{ mm}$$

- Полупречник непокретне кружнице

$$r_1 = r_2 \cdot \frac{z_1}{z_2} = 72 \cdot \frac{11}{12} = 66 \text{ mm}$$

- Полупречник ваљка централног зупчаника

$$q = 0.08 \cdot r_{cz2} = 0.08 \cdot 130 = 10.4 \text{ mm}$$

Усваја се: $q = 10 \text{ mm}$

- Пречник теменог круга циклозупчаника

$$d_a = 2 \cdot r_{cz2} + 2 \cdot e - 2 \cdot q = 2 \cdot 130 + 2 \cdot 6 - 2 \cdot 10 = 252 \text{ mm}$$

- Пречник подножног круга циклозупчаника

$$d_f = 2 \cdot r_{cz2} - 2 \cdot e - 2 \cdot q = 2 \cdot 130 - 2 \cdot 6 - 2 \cdot 10 = 228 \text{ mm}$$

- Полупречник котрљајуће кружнице

$$R_a = \frac{r_{cz2}}{u_1 + 1} = \frac{130}{11 + 1} = 10.83 \text{ mm}$$

- Полупречник основне кружнице

$$R_b = r_{cz2} - R_a = 130 - 10.83 = 119.17 \text{ mm}$$

- Помоћни угао

$$\varphi = \arctg \left(\frac{\sin \beta}{\frac{R_a}{e} + \cos \beta} \right) = \arctg \left(\frac{\sin \beta}{\frac{10.83}{6} + \cos \beta} \right)$$

- Угао међусобног положаја почетне и тренутне тачке додира основне и котрљајуће кружнице у односу на центар основне кружнице

$$\alpha = \frac{R_a}{R_b} \cdot \beta = \frac{10.83}{119.17} \cdot \beta = \frac{\beta}{11}$$

- Једначине скраћене епитрохоиде

$$x = (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

$$y = (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$x = (119.17 + 10.83) \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11}\right) + 6 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11} + \beta\right)$$

$$y = (119.17 + 10.83) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11}\right) + 6 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11} + \beta\right)$$

$$x = 130 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11}\right) + 6 \cdot \cos\left(\frac{12\beta}{11}\right)$$

$$y = 130 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11}\right) + 6 \cdot \sin\left(\frac{12\beta}{11}\right)$$

- Једначине еквидистанте скраћене епитрохоиде

$$x = (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta) - q \cdot \cos(\alpha + \varphi)$$

$$y = (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta) - q \cdot \sin(\alpha + \varphi)$$

$$x = (119.17 + 10.83) \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11}\right) + 6 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11} + \beta\right) - 10 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11} + \arctg\left(\frac{\sin \beta}{\frac{10.83}{6} + \cos \beta}\right)\right)$$

$$y = (119.17 + 10.83) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11}\right) + 6 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11} + \beta\right) - 10 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11} + \arctg\left(\frac{\sin \beta}{\frac{10.83}{6} + \cos \beta}\right)\right)$$

$$x = 130 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11}\right) + 6 \cdot \cos\left(\frac{12\beta}{11}\right) - 10 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{11} + \arctg\left(\frac{\sin \beta}{1.805 + \cos \beta}\right)\right)$$

$$y = 130 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11}\right) + 6 \cdot \sin\left(\frac{12\beta}{11}\right) - 10 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{11} + \arctg\left(\frac{\sin \beta}{1.805 + \cos \beta}\right)\right)$$

**Прорачун димензија ексцентар чауре и лежаја другог степена преноса
циклоредуктора**

- Минимална дебљина ексцентар чауре, [1]

Усваја се: $\delta_{ec} = 3.5 \text{ mm}$

- Унутрашњи пречник лежаја циклозупчаника

$$d_{CZ} = d_{srst} + 2 \cdot e + 2 \cdot \delta_{ec} = 36 + 2 \cdot 6 + 2 \cdot 3.5 = 55 \text{ mm}$$

За лежај циклозупчаника усвојен је игличасти лежај ознаке: K55x60x30, [5]

- Спољашњи пречник игличастог лежаја: $D_{CZ} = 60 \text{ mm}$
- Ширина игличастог лежаја: $B_{CZ} = 30 \text{ mm}$



Слика 2.12 – Ексцентар чаура са игличастим лежајима K55x60x30

- Полупречник подеоног круга излазног механизма

$$R_{Oiz} = \frac{D_{CZ}}{2} + \frac{d_f - D_{CZ}}{4} = \frac{60}{2} + \frac{228 - 60}{4} = 72 \text{ mm}$$

Одређивање ширине циклозупчаника другог степена преноса циклоредуктора

- *Полази се од Hertz-овог израза за контактни напон, [1]*

$$\sigma_H = \frac{F_{Nmax}}{b_{CZ} \cdot p_{ek}} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \leq \sigma_{Hd}$$

σ_{Hd} — дозвољени контактни напон на зупцу циклозупчаника

- *Материјал циклозупчаника, као и за ваљке централног зупчаника и излазне ваљке и њихове осовинице, [4]*

Усваја се: Č4721 (20MoCr4)

- *Динамичка издржљивост бока зупца циклозупчаника, [4]*

$$\sigma_{Hlim} = 1470 \text{ N/mm}^2$$

- *Степен сигурности, [4]*

Усваја се: $S_H = 1.3$

- *Допуштени контактни напон на зупцу циклозупчаника*

$$\sigma_{Hd} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{1470}{1.3} = 1130.77 \text{ N/mm}^2$$

- *Поасонови (Poisson) коефицијенти, [4]*

Усваја се: $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$

- *Модули еластичности, [4]*

Усваја се: $E_1 = E_2 = 2.1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

- *Максимална вредност силе спрезања*

$$F_{Nmax} = \frac{4 \cdot T_3}{r_1 \cdot z_2} = \frac{4 \cdot 1894.06 \cdot 10^3}{44 \cdot 12} = 9565.96 \text{ N}$$

Максимална вредност силе спрезања јавља се при погонском углу $\beta = 130^\circ$, [1]

- *Радијус кривине ваљка централног зупчаника*

$$\rho_1 = q = 10 \text{ mm}$$

- Радијус кривине центра ваљка централног зупчаника\

$$\rho_0 = \left| \frac{r_{CZ1} \cdot \left[1 + (1 - \xi)^2 - 2 \cdot (1 - \xi) \cdot \cos \left(\frac{z_1 \cdot \beta_1}{z_2} \right) \right]^{\frac{3}{2}}}{(z_2 + 1) \cdot (1 - \xi) \cdot \cos \left(\frac{z_1 \cdot \beta_1}{z_2} \right) - z_2 \cdot (1 - \xi)^2 - 1} \right|$$

где је $\beta_1 = 180^\circ - \beta = 180 - 130 = 50^\circ$

$$\rho_0 = \left| \frac{130 \cdot \left[1 + (1 - 0.45)^2 - 2 \cdot (1 - 0.45) \cdot \cos \left(\frac{11 \cdot 50}{12} \right) \right]^{\frac{3}{2}}}{(12 + 1) \cdot (1 - 0.45) \cdot \cos \left(\frac{11 \cdot 50}{12} \right) - 12 \cdot (1 - 0.45)^2 - 1} \right| = 151.56 \text{ mm}$$

- Радијус кривине циклозупчаника

$$\rho_2 = \rho_0 - q = 151.56 - 10 = 141.56 \text{ mm}$$

- Еквивалентни радијус кривине у тачки додира

$$\rho_{ek} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{6 \cdot 141.56}{6 + 141.56} = 9.34 \text{ mm}$$

- Минимална ширина циклозупчаника

$$b_{CZ} = \frac{F_{Nmax} \cdot E}{5.72 \cdot \rho_{ek} \cdot \sigma_{Hd}^2} = \frac{9565.96 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{5.72 \cdot 9.34 \cdot 1130.77^2} = 29.41 \text{ mm}$$

Из конструктивних разлога, обзиром да је ширина игличастог лежаја $B_{CZ} = 30 \text{ mm}$,

Усваја се: $b_{CZ} = 30 \text{ mm}$.

$$\sigma_H = \frac{9565.96}{30 \cdot 9.34} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - 0.3^2}{2.1 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0.3^2}{2.1 \cdot 10^5} \right)} = 559.89 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_H = 559.89 \text{ N/mm}^2 \leq 1130.77 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{Hd}$$

Прорачун пречника ваљка и осовинице централног зупчаника другог степена преноса

- Пречник ваљка централног зупчаника

$$D_o = 2 \cdot q = 2 \cdot 10 = 20 \text{ mm}$$

- Пречник осовинице централног зупчаника

$$\text{Усваја се: } d_o = 12 \text{ mm}$$

- Материјал ваљка и осовинице централног зупчаника, [4]

$$\text{Усваја се: } \check{C}4721 (20\text{MoCr4})$$

$$\text{— Граница течења: } R_e = 800 \text{ N/mm}^2$$

- Површински притисак на додирним површинама осовинице и ваљка, [4]

$$p = \frac{F_{Nmax}}{d_o \cdot b_{CZ}} = \frac{9565,96}{12 \cdot 30} = 26,57 \text{ N/mm}^2$$

- Критична вредност површинског притиска, [4]

$$p_T = 1.2 \cdot R_e = 1.2 \cdot 800 = 960 \text{ N/mm}^2$$

- Степен сигурности при површинском притску, [4]

$$S_T = \frac{p_T}{p} = \frac{960}{26.57} = 36.13 \geq S_{Tmin} = 2$$

- Критични напон при смицању, [4]

$$[\tau] = 0.8 \cdot R_e = 0.8 \cdot 800 = 640 \text{ N/mm}^2$$

- Напон на смицање, [4]

$$\tau = \frac{F_{Nmax}}{i \cdot A_0} = \frac{9565.96}{2 \cdot 113.097} = 42.29 \text{ N/mm}^2$$

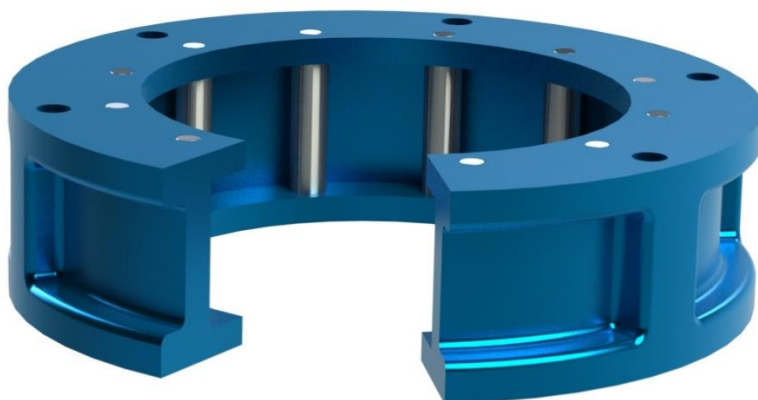
i – број пресека изложених смицању

A_0 – смичућа површина

$$A_0 = \frac{d_o^2 \cdot \pi}{4} = \frac{12^2 \cdot \pi}{4} = 113.097 \text{ mm}^2$$

- Степен сигурности против разарања при смицању

$$S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau} = \frac{640}{42.29} = 15.13 \geq 1.5 = S_{\tau min}$$



Слика 2.13 – Ваљци и осовинице централног зупчаника

Прорачун пречника излазног ваљка и излазне осовинице другог степена преноса

- Пречник излазне осовинице, [4]

$$d_{vk} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Kmax}}{\tau_{doz} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17756}{213.33 \cdot \pi}} = 10.29 \text{ mm}$$

Усваја се: $d_{vk} = 12 \text{ mm}$

- Максимална вредност излазне силе, [4]

$$F_{Kmax} = 1.35 \cdot \frac{4 \cdot T_3}{R_{oiz} \cdot u} = 1.35 \cdot \frac{4 \cdot 1894.06 \cdot 10^3}{72 \cdot 8} = 17756.81 \text{ N}$$

Усваја се: $u = 8 \rightarrow$ број излазних ваљака

- Материјал излазног ваљка и излазне осовинице, [4]

Усваја се: Č4721 (20MoCr4)

– Граница течења: $R_e = 800 \text{ N/mm}^2$

- Критични напон при смицању, [4]

$$[\tau] = 0.8 \cdot R_e = 0.8 \cdot 800 = 640 \text{ N/mm}^2$$

- Степен сигурности против разарања при смицању, [4]

Усваја се: $S_\tau = 3$

- Дозвољени напон на смицање, [4]

$$\tau_{doz} = \frac{[\tau]}{S_{\tau}} = \frac{640}{3} = 213.33 \text{ N/mm}^2$$

- Пречник излазног ваљка

Усваја се: $D_{vk} = 20 \text{ mm}$

- Пречник отвора у циклозупчанику, [4]

$$D_{ocz} = D_{vk} + 2 \cdot e = 20 + 2 \cdot 6 = 32 \text{ mm}$$

- Критична вредност површинског притиска, [4]

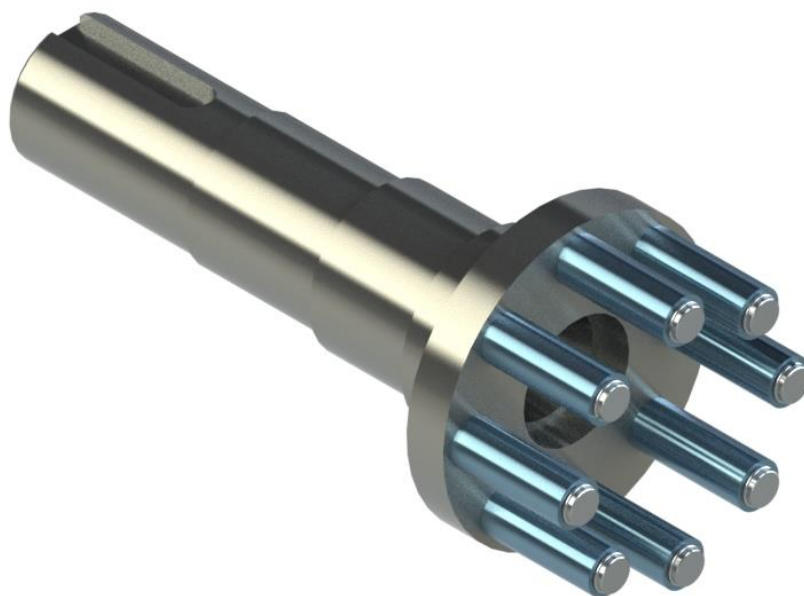
$$p_T = 1.2 \cdot R_e = 1.2 \cdot 800 = 960 \text{ N/mm}^2$$

- Површински притисак на додирним површинама осовинице и ваљка, [4]

$$p = \frac{F_{kmax}}{d_{vk} \cdot b_{cz}} = \frac{17756.81}{12 \cdot 30} = 49.32 \text{ N/mm}^2$$

- Степен сигурности при површинском притску, [4]

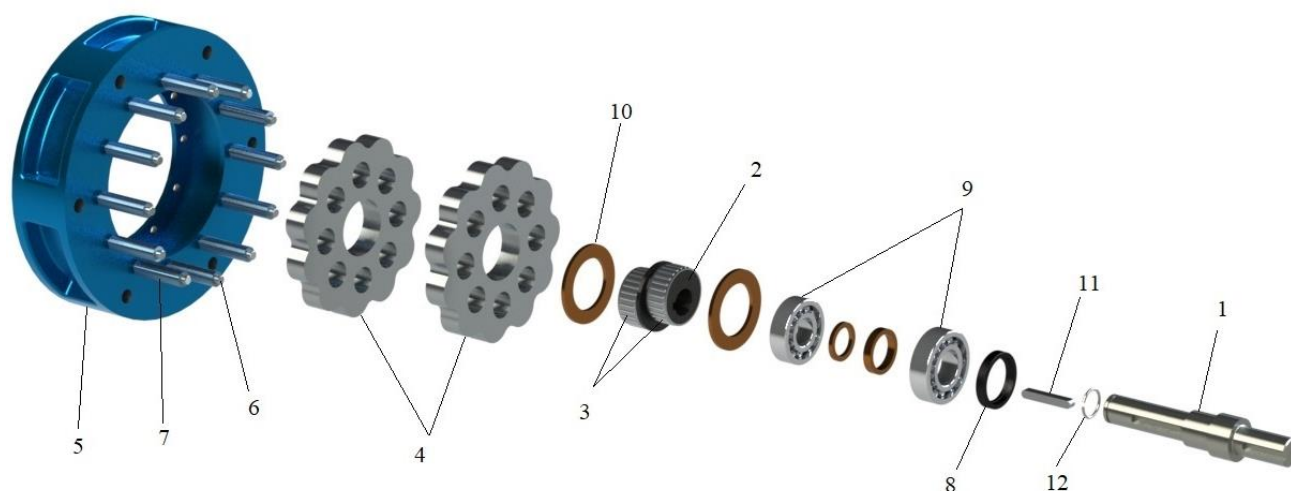
$$S_T = \frac{p_T}{p} = \frac{960}{49.32} = 19.46 \geq 2 = S_{Tmin}$$



Слика 2.14 – Излазне осовинице и ваљци

3. Приказ модела двостепеног циклоредуктора

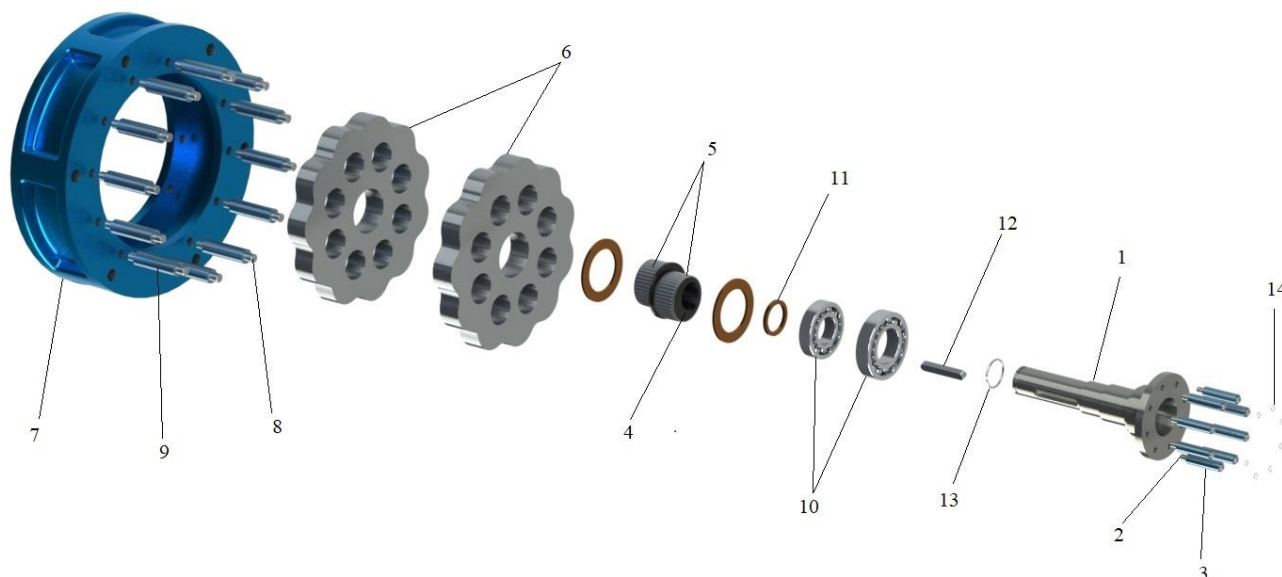
У овом поглављу детаљно је приказан модел двостепеног циклоредуктора добијен прорачуном појединих елемената који су интегрисани у једну целину.



Слика 3.1 – Елементи првог степена преноса

Елементи склопа улазног вратила:

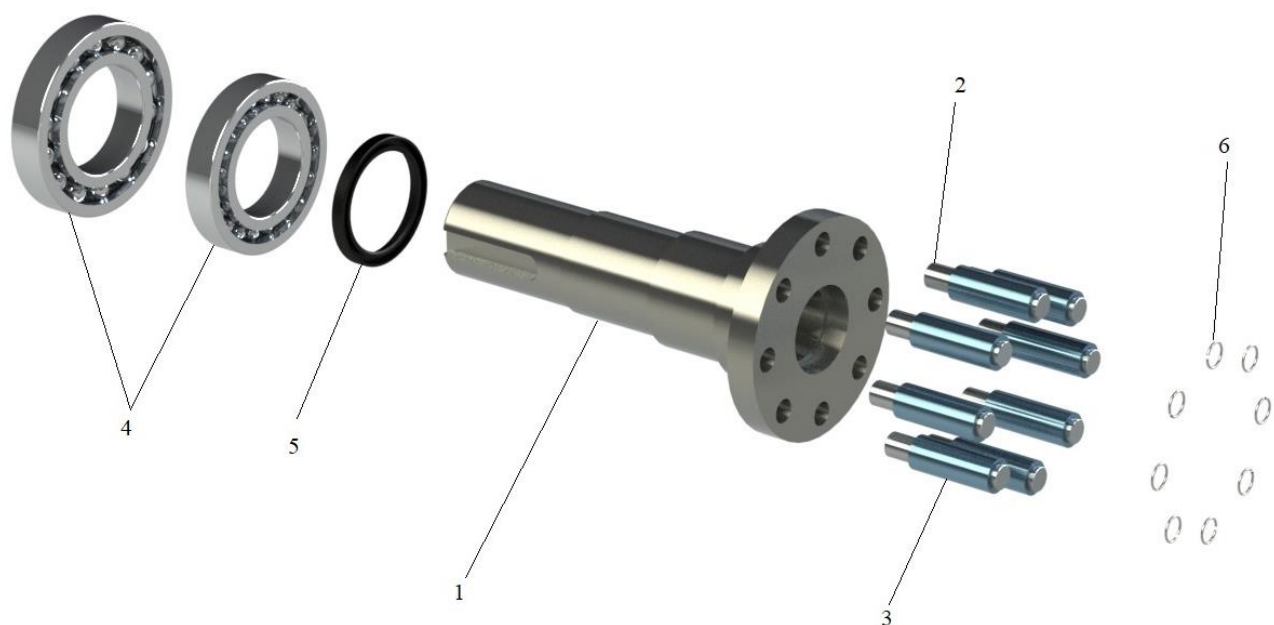
1. Улазно вратило
2. Ексцентар чаура првог степена преноса
3. Игличасти лежаји $K38 \times 43 \times 17$
4. Циклозупчаници првог степена преноса
5. Централни зупчаник првог степена преноса
6. Осовинице централног зупчаника првог степена преноса
7. Ваљци централног зупчаника првог степена преноса
8. Манжетни заптивач
9. Котрљајни лежаји
10. Дистантни прстен
11. Клин улазног вратила
12. Сигурносни прстен



Слика 3.2 – Скоп средњег вратила

Елементи склопа средњег вратила:

1. Средње вратило
2. Излазне осовинице првог степена преноса
3. Излазни ваљци првог степена преноса
4. Ексцентар чаура другог степена преноса
5. Игличасти лежаји $K55 \times 60 \times 30$
6. Циклозупчаници другог степена преноса
7. Централни зупчаник другог степена преноса
8. Осовинице централног зупчаника другог степена преноса
9. Ваљци централног зупчаника другог степена преноса
10. Котрљајни лежаји
11. Дистантни прстен
12. Клин срењег вратила
13. Сигурносни прстен средњег вратила
14. Сигурносни прстенови излазних осовиница првог степена преноса

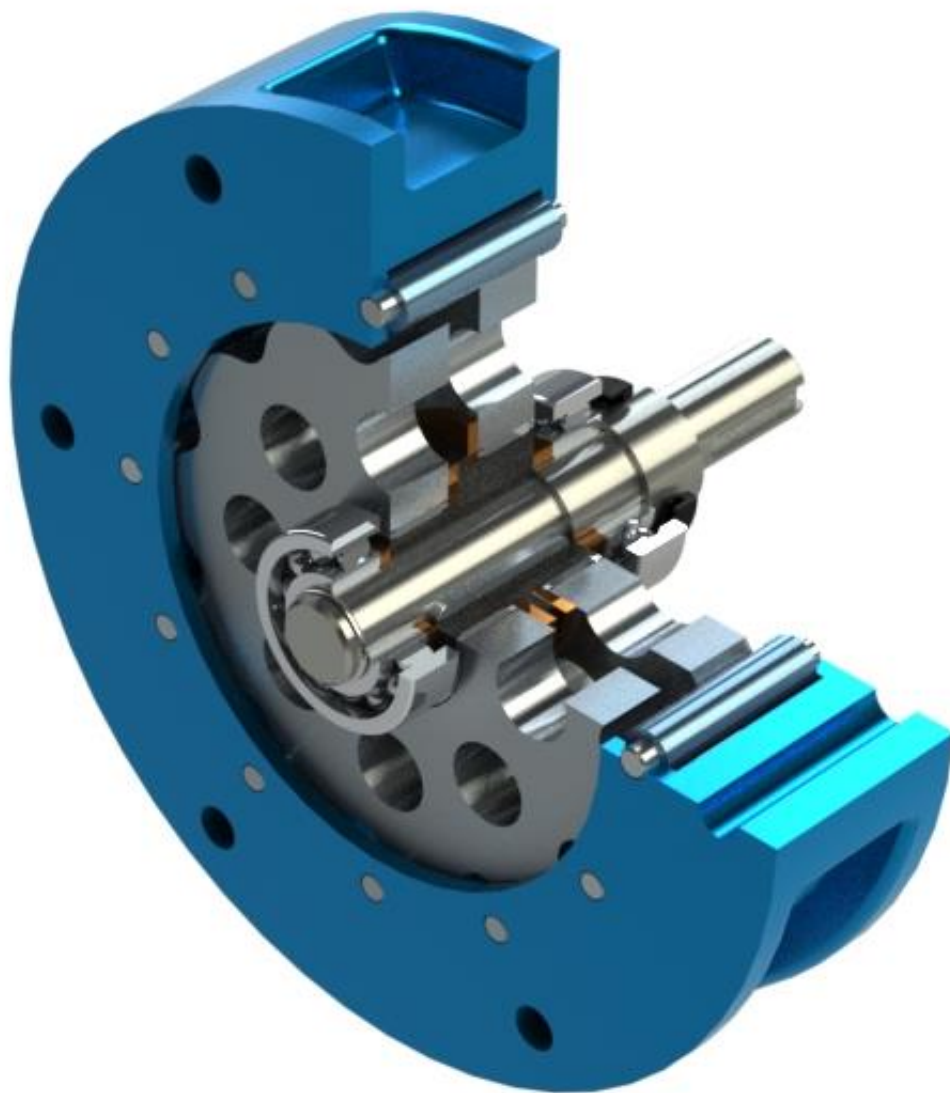


Слика 3.3 – Склоп излазног вратила

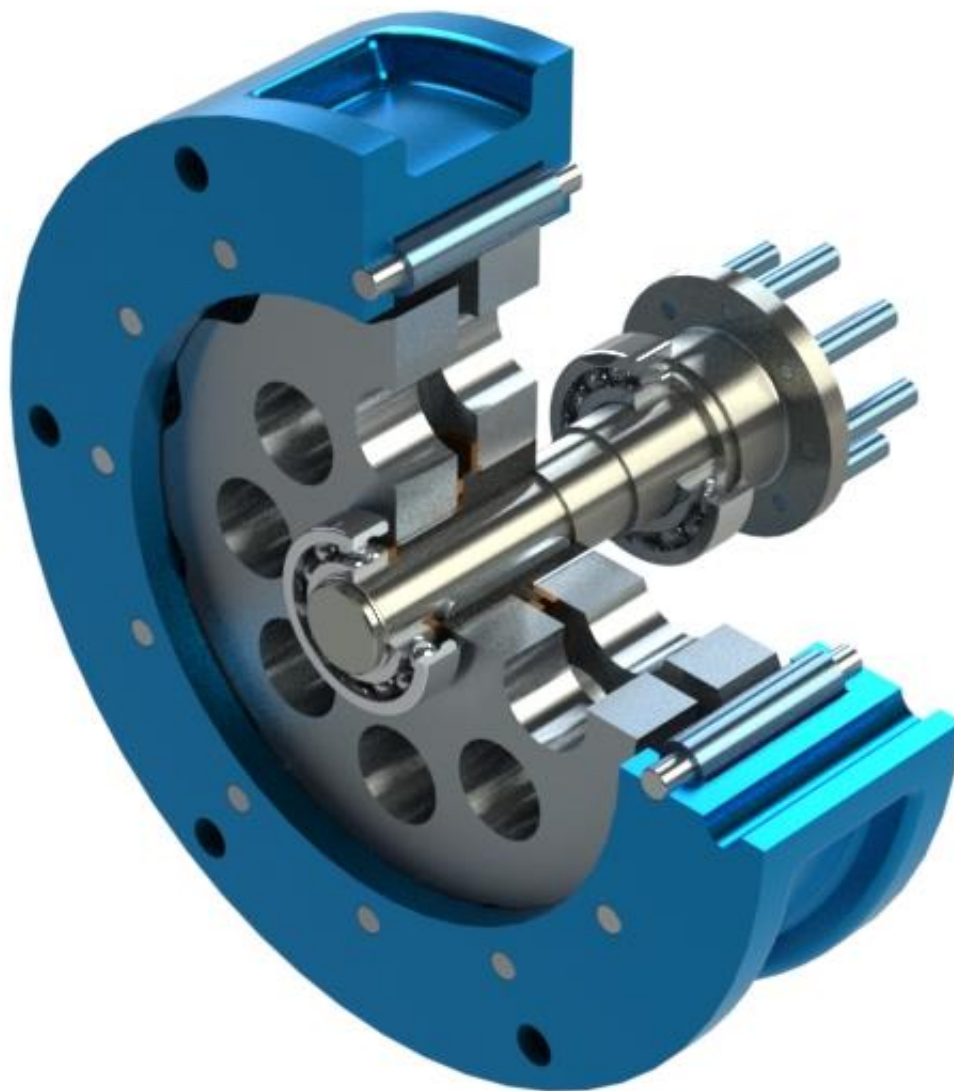
Елементи склопа излазног вратила:

1. Излазно вратило
2. Излазне осовинице другог степена преноса
3. Излазни ваљци другог степена преноса
4. Котрљајни лежаји
5. Манжетни заптивач
6. Сигурносни прстенови излазних осовиница другог степена преноса

На следећим сликама приказани су склопови улазног, средњег и излазног вратила.



Слика 3.4 – Склоп улазног вратила

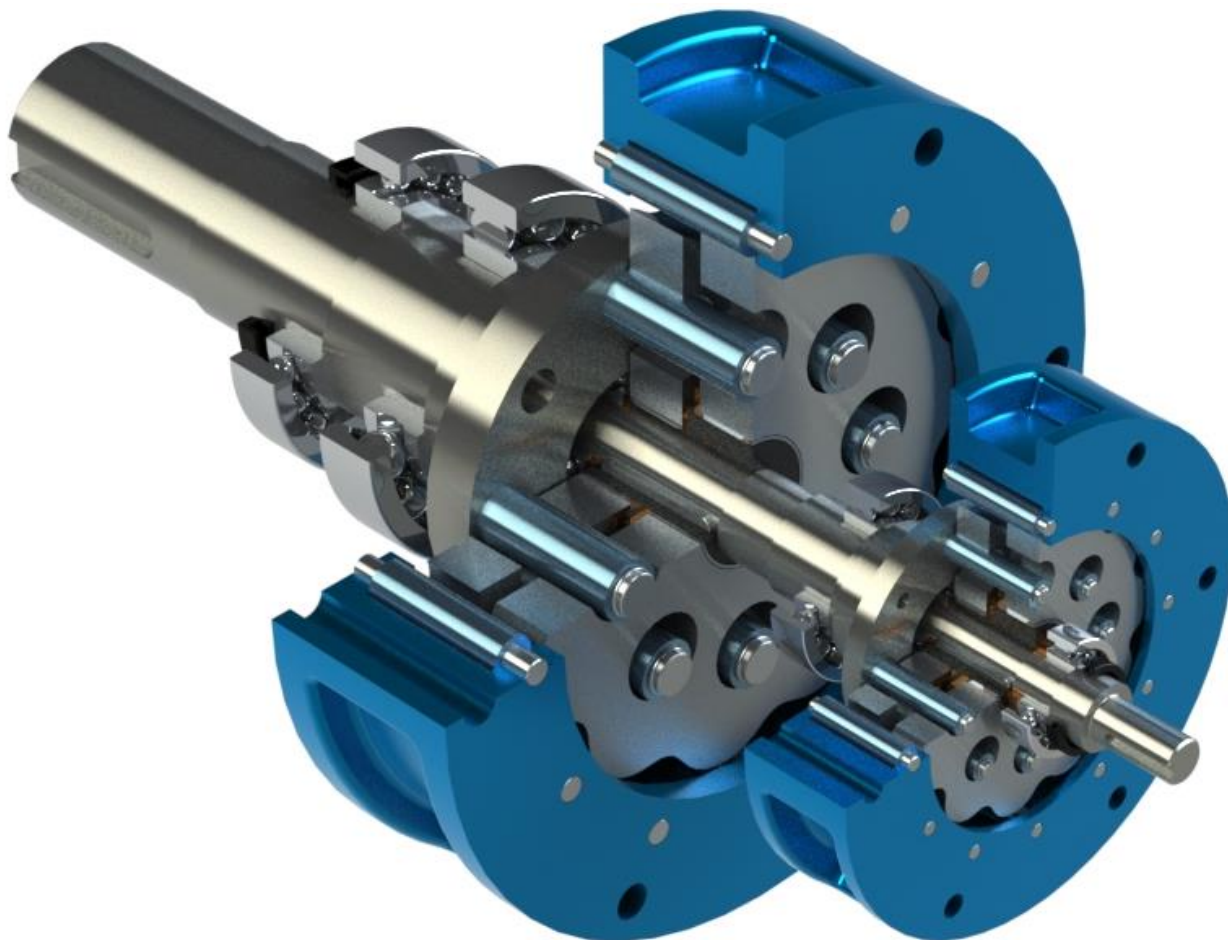


Слика 3.5 – Склоп средњег вратила



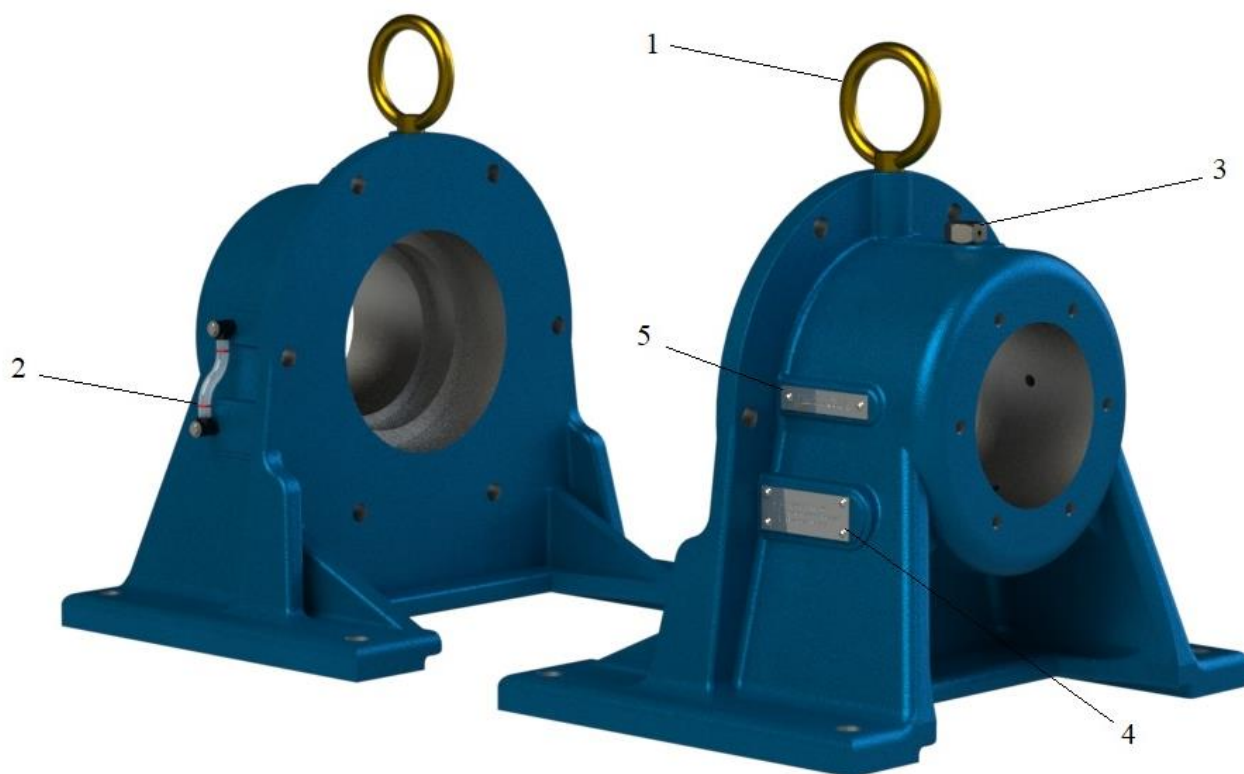
Слика 3.6 – Склоп излазног вратила

Двостепени циклоредуктор добија се једноставном линијском синтезом два једноступена циклоредуктора као што је приказано на слици 3.7.



Слика 3.7 – Двостепени циклоредуктора

Кућиште циклоредуктора има улогу да заштити елементе који се налазе унутар њега од нечистоћа и прљавштина, као и да обезбеди добро одвођење топлоте спољашњој средини током рада циклоредуктора. Кућиште пројектованог двостепеног циклоредуктора је приказано на слици 3.8.



Слика 3.8 – Кућиште пројектованог двостепеног циклоредуктора

Елементи кућишта пројектованог циклоредуктора:

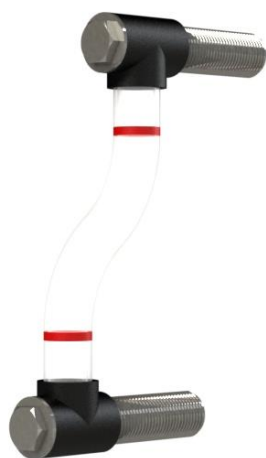
1. Елемент за транспорт
2. Показивач нивоа уља
3. Одушак
4. Плочица са основним подацима циклоредуктора
5. Плочица са подацима о произвођачу



Слика 3.9 – Елемент за транспорт



Слика 3.10 – Одушак

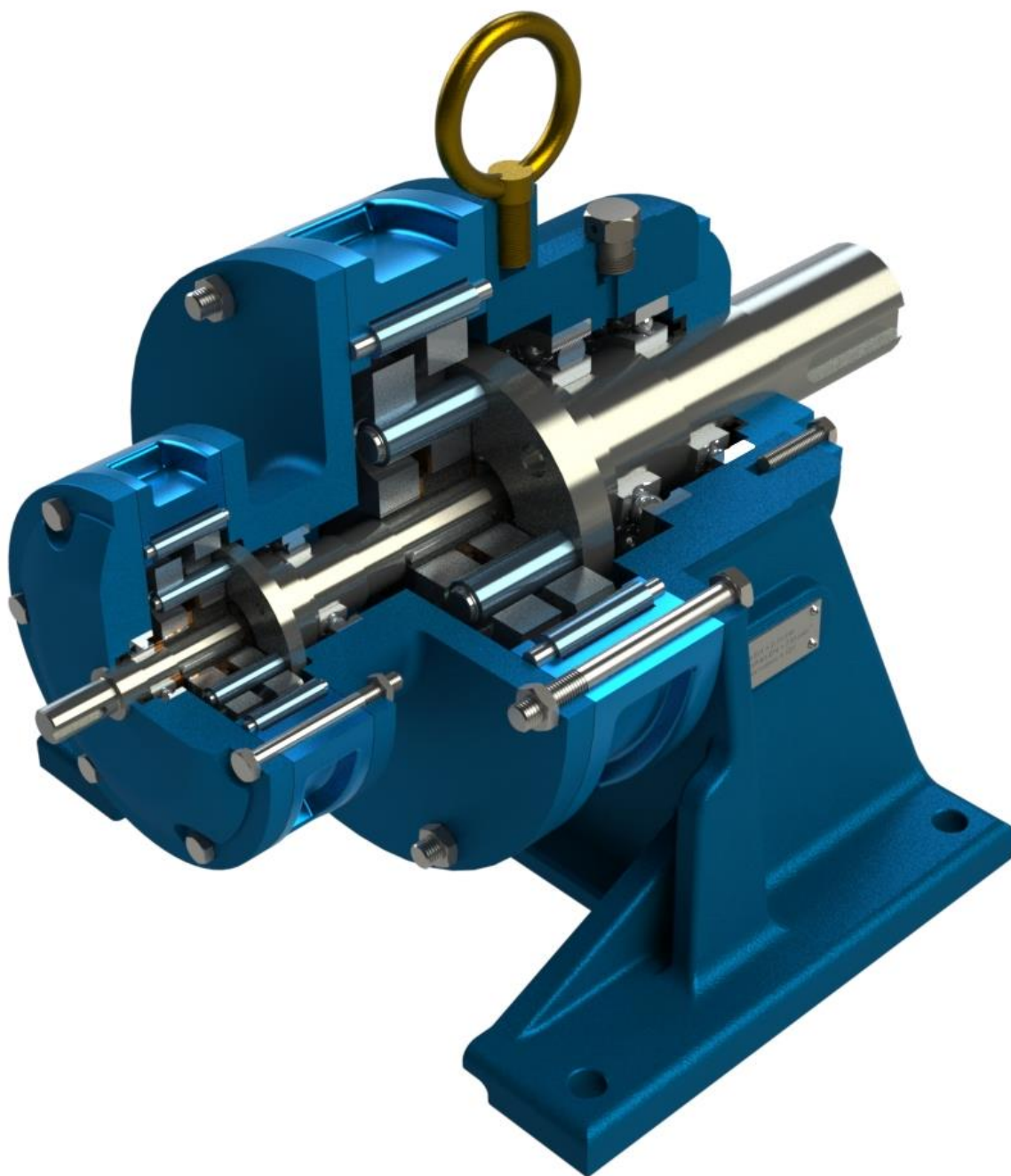


Слика 3.11 – Показивач нивоа уља



Слика 3.12 – Пластица са основним подацима

Пројектовани двостепени циклоредуктор, као и његов полупресек, могу се видети на следећим сликама.



Слика 3.13 – Полупресек двостепеног циклоредуктора



Слика 3.14 – Двостепени циклоредуктор

4. Упоредни приказ димензија пројектованог циклоредуктора и циклоредуктора SUMITOMO 4185DB

Прорачун двостепеног циклоредуктора у овом раду извршен је према основним параметрима двостепеног циклоредуктора једног од највећих светских произвођача ове врсте преносника снаге SUMITOMO, чија је ознака **4185DB**, [6]. Параметри снаге и кретања овог циклоредуктора су:

- *Снага електромотора*

$$P_{EM} = 2.53 \text{ kW}$$

- *Број обртаја електромотора*

$$n_{EM} = 750 \text{ min}^{-1}$$

- *Преносни однос првог степена преноса*

$$u_1 = 11$$

- *Преносни однос другог степена преноса*

$$u_2 = 11$$

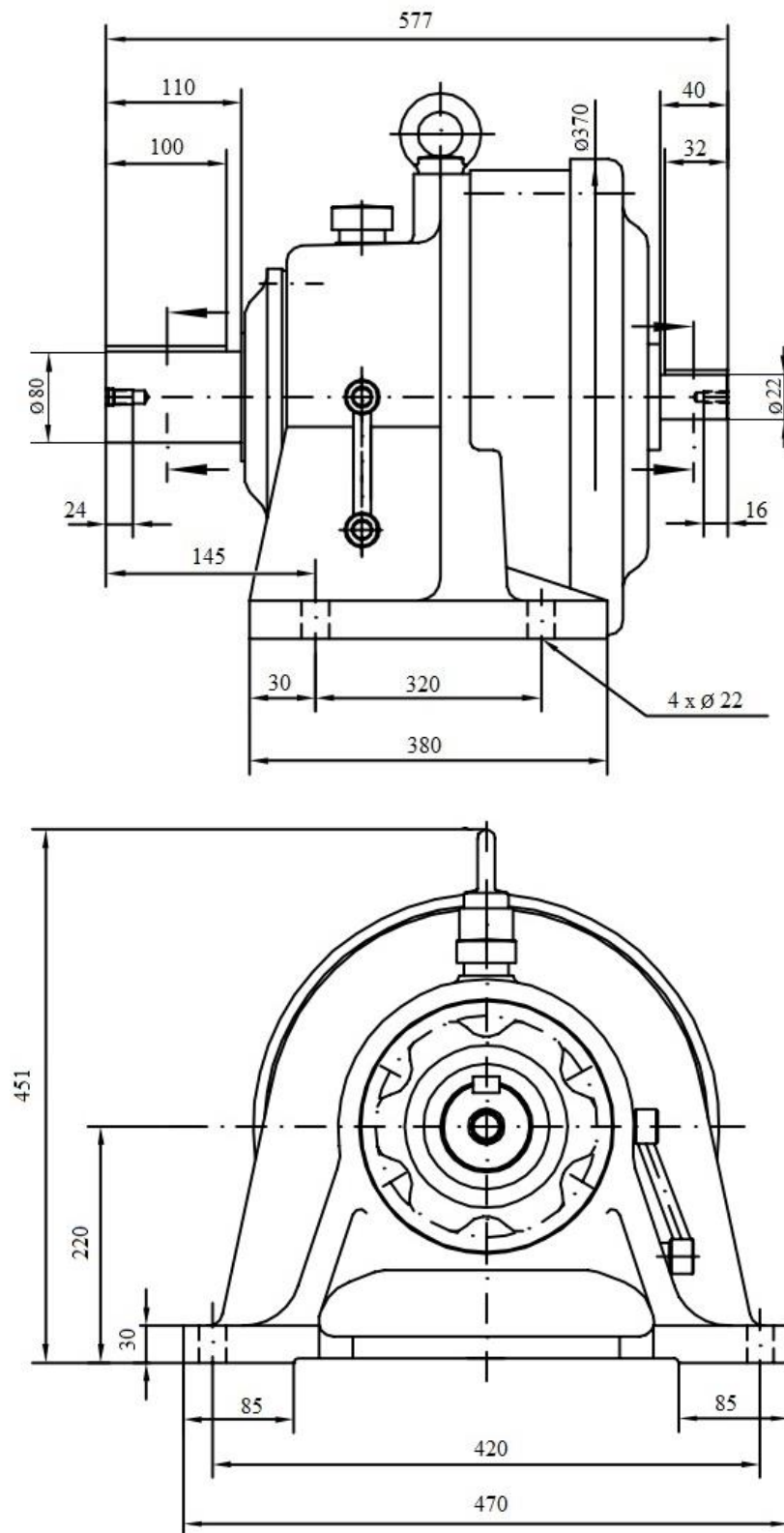
- *Укупни преносни однос*

$$u = 121$$

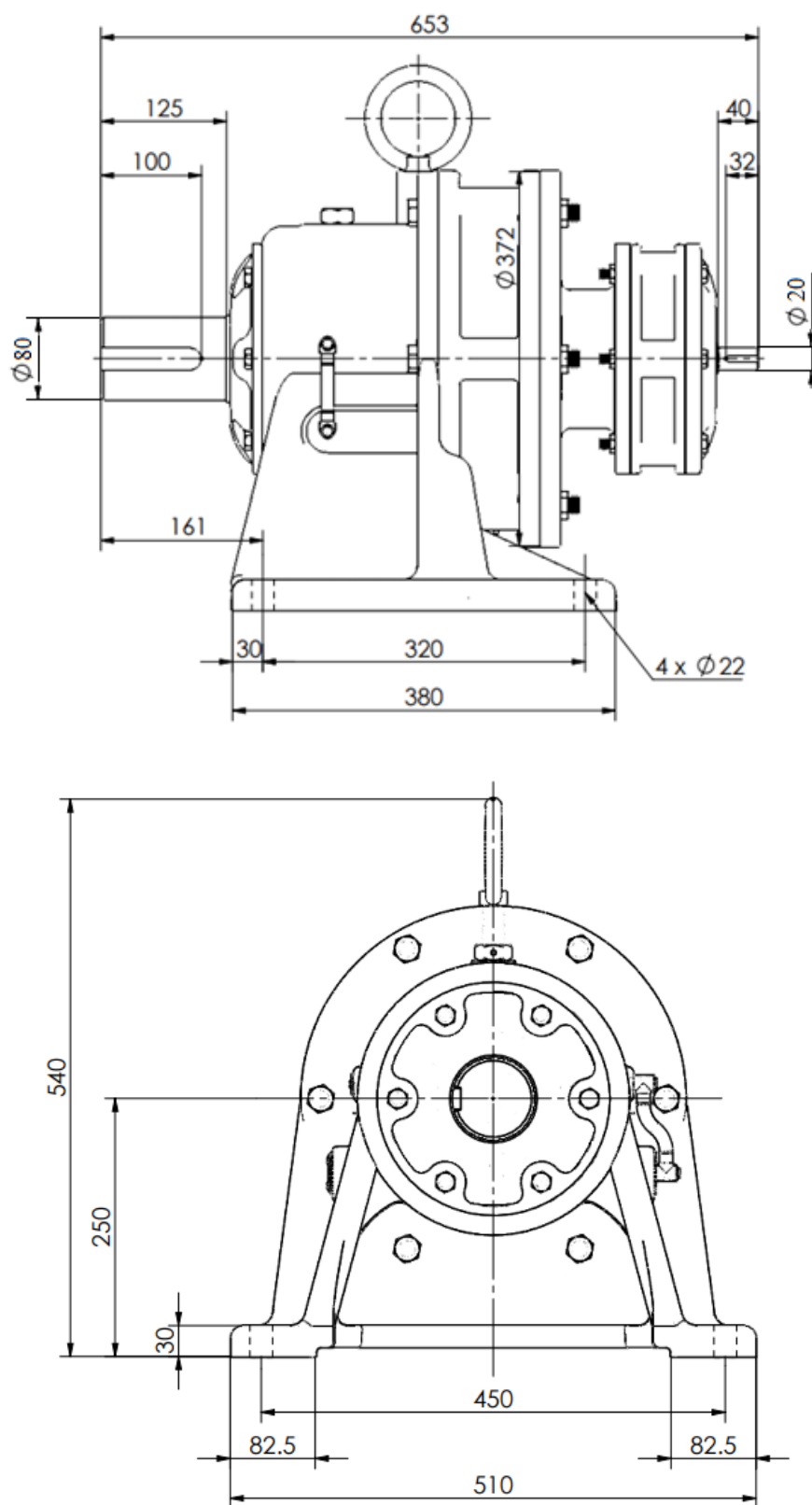
- *Излазни обртни момент*

$$T_{iz} = 3330 \text{ Nm}$$

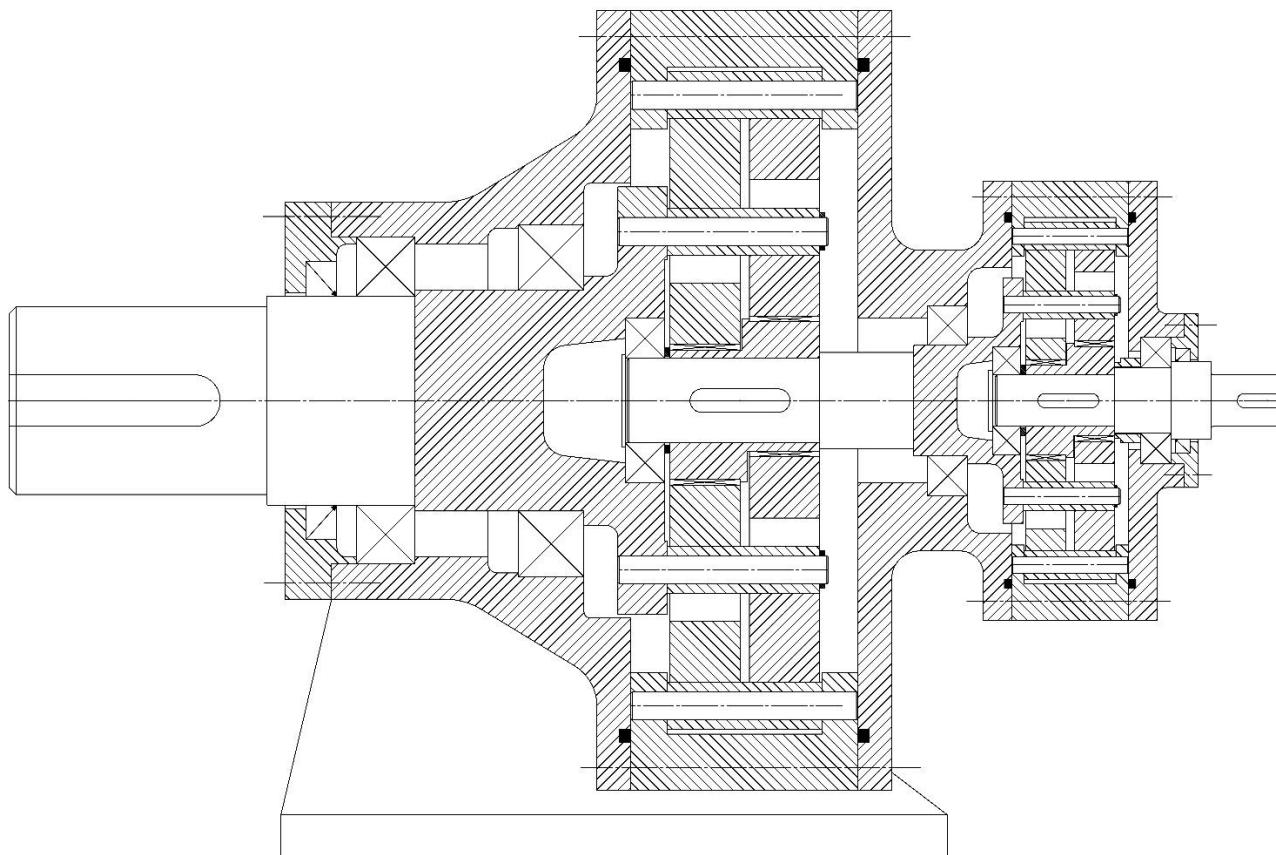
Основне димензије двостепеног циклоредуктора SUMITOMO 4185DB и пројектованог циклоредуктора дате су на сликама 4.1 и 4.2. На слици 4.3 приказан је склопни цртеж пројектованог циклоредуктора.



Слика 4.1 – Двостепени циклоредуктор SUMITOMO 4185DB, [6]



Слика 4.2 – Пројектовани двостепени циклоредуктор



Слика 4.3 – Склопни цртеж пројектованог двостепеног циклоредуктора

У табели 4.1 дат је упоредни приказ основних димензија циклоредуктора *SUMITOMO 4185DB* и циклоредуктора пројектованог у оквиру овога рада.

Табела 4.1 – Упоредни приказ основних димензија циклоредуктора SUMITOMO 4185DB и пројектованог циклоредуктора

	<i>Циклоредуктор SUMITOMO 4185DB</i>	<i>Пројектовани циклоредуктор</i>
<i>Максимална ширина</i>	<i>470 mm</i>	<i>510 mm</i>
<i>Максимална дужина</i>	<i>577 mm</i>	<i>653 mm</i>
<i>Максимална висина</i>	<i>451 mm</i>	<i>540 mm</i>
<i>Осна висина</i>	<i>220 mm</i>	<i>250 mm</i>
<i>Пречник улазног вратила</i>	<i>22 mm</i>	<i>20 mm</i>
<i>Пречник излазног вратила</i>	<i>80mm</i>	<i>80 mm</i>

Увидом у податке дате у табели 4.1 лако се може закључити да су димензије ова два циклоредуктора веома сличне и да су одступања минимална. То даље значи да је поступак прорачуна основних димензија циклоредуктора примењен у овом раду релевантан и усклађен са стандардним прорачунима које примењују водећи светски произвођачи ове врсте преносника снаге.

5. Закључак

Циклоредуктор је уређај чија улога је да прилагоди број обртаја електромотора броју обртаја радне машине. Одликују га добре радне карактеристике као што су: широк опсег преносног односа, веома дуг и поуздан радни век, висок степен искоришћења, слична цена у односу на конвенционалне типове редуктора, компактна конструкција... Због великог преносног односа намењени су тешким условима рада. Висок степен искоришћења постигнут је захваљујући трењу котрљања које замењује трење клизања. За једноступени циклоредуктор степен искоришћења је око 95%, док је код двоступених око 85%. Потребна за циклоредукторима је у сталној експанзији. Сходно томе, своју примену пронашли су у многим областима: у индустрији сателита, транспортера, код уређаја за испитивање преносника снаге, у процесу прераде абразивних материјала, у процесној индустрији. Међутим, своју највећу примену пронашли су у роботизи, чија индустрија је у сталном технолошком развоју. Неки од најпознатијих произвођача циклоредуктора су: *SUMITOMO*, *NABTESCO*, *SPINEA*...

У првом поглављу овог рада објашњени су основни појмови везани за циклоредуктор. Описан је принцип рада, дате су његове основне карактеристике, примена и наведени су неки од најпознатијих произвођача ове врсте преносника снаге.

Друго поглавље приказује комплетан прорачун виталних елемената једног двоступеног циклоредуктора. Двоступени циклоредуктор је једноставна линијска синтеза два једноступена циклоредуктора. Прорачун другог степена преноса идентичан је прорачуну првог степена, само се разликују вредности појединих геометријских параметара. Полазни подаци за прорачун су преузети од једног од највећих светских произвођача циклоредуктора, јапанске компаније *SUMUTOMO*.

У трећем поглављу је урађен 3D модел прорачунатог двоступеног циклоредуктора. Детаљно су приказани његови поједини елементи, кућиште и подсклопови улазног, средњег и излазног вратила. Дат је и приказ целокупног склопа пројектованог двоступеног циклоредуктора.

Четврто поглавље представља упоредни приказ димензија пројектованог циклоредуктора и циклоредуктора *SUMITOMO 4185DB*. Може се лако уочити да су димензије ова два циклоредуктора веома сличне и да су одступања минимална. То даље значи да је поступак прорачуна основних димензија циклоредуктора примењен у овом раду релевантан и усклађен са стандардним прорачунима које примењују водећи светски произвођачи ове врсте преносника снаге.

Литература

- [1] М. Благојевић: КИНЕМАТИЧКА И ДИНАМИЧКА АНАЛИЗА ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА, Магистарска теза, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2003,
- [2] М. Матејић: НОВИ ПРИСТУП ПРОЈЕКТОВАЊУ И ОПТИМИЗАЦИЈИ ЦИКЛОИДНИХ ПРЕНОСНИКА СНАГЕ, Докторска дисертација, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2019,
- [3] И. Пантић: ДИНАМИЧКЕ СИМУЛАЦИЈЕ У ПРОЦЕСУ РАЗВОЈА ПРОИЗВОДА, Мастер рад, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2015,
- [4] В. Николић: МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1995,
- [5] Needle roller bearings-SKF - каталог, 2015,
- [6] Sumitomo Cyclo Europe, Drive 4000 – каталог, 1999