

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Смер: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Компјутерско моделирање и симулације машинских елемената и конструкција

Број индекса: 82/2016

Вељко З. Гобељић

Пројектовање електромеханичке четворостубне аутодизалице

Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

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

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да изврши комплетан прорачун електромеханичке стубне дизалице носивости 25 kN и висине дизања 1500 mm. Такође, потребно је урадити и 3D модел дизалице, као и анализу оптерећења у неком од PLM софтвера.

Препоручена литература:

- [1] Вера Николић: Машински елементи, Машински факултет, Крагујевац 2004.
- [2] Милан Ћировић: Отпорност материјала, Машински факултет, Крагујевац 2008.
- [3] Ружица Николић; Весна Марјановић: Металне конструкције, Машински факултет, Крагујевац 2007.

Крагујевац, фебруар 2019.

ментор:

Др Мирко Благојевић, ред. проф.

РЕЗИМЕ

Задатак овог завршног рада је пројектовање четворостубне електромеханичке аутодизалице носивости 2500 kg, висине дизања 1,5 m и препорученим временом дизања од 60 секунди. Изабрано је решење где су навртке покретни елементи, док су навојна вретена непокретна. Са електромотора се преко редуктора и ланчаног преносника обртни момент преноси на навртке које су чврсто везане за покретну платформу. У зависности од смера обртања навртке, платформа се подиже или спушта.

У оквиру овог рада извршен је прорачун навојног пара, читавог система преноса снаге и носеће конструкције. Урађен је модел аутодизалице и извршена је анализа напонског стања најоптерећенијих елемената методом коначних елемената.

Кључне речи: аутодизалица, покретни навојни спој, навојно вретено, навртка

SUMMARY

The purpose of this final paper is to design a four-post electromechanical car lift with a capacity of 2500kg, lift height 1.5 m with a recommended lifting time of 60 seconds. Chosen solution implies using the nuts as moving elements, while the threaded spindles are completely stationary. Electric motor creates the torque, which is transmitted through gearbox and chain drive to the nuts that are attached to the lift platform. Depending on the direction of rotation of the nut, the platform is raised or lowered.

Within this final paper, the calculation of the threaded pair, the entire power transmission system and the lifting construction was done. The model of the car lift was made and the strain condition for the most loaded elements in the assembly was checked, using the finite element method.

Keywords: car lift, screw jack, threaded spindle, nut

Садржај:

УВОД	3
1 ПОКРЕТНИ НАВОЈНИ СПОЈЕВИ.....	4
1.1 Карактеристике и примена покретних навојних спојева	4
1.1.1 Трапезни навој	6
1.1.2 Коси метрички навој.....	6
1.2 Кинематика покретних навојних спојева	7
1.3 Степен искоришћења	8
1.4 Оптерећење и прорачун чврстоће навојног вретена	9
1.4.1. Оптерећења код навојног вретена.....	10
2 ОПТЕРЕЋЕЊА НАВРТКЕ.....	13
3. ПРОЈЕКТОВАЊЕ ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧКЕ ЧЕТВОРОСТУБНЕ ДИЗАЛИЦЕ	15
3.1 Прорачун навојног пара	15
3.1.1 Прорачун навојног вретена.....	15
3.1.2 Прорачун навртке	18
3.2. Избор електромотора	19
3.3 Прорачун ланчаног преносника	21
3.3.1 Избор ланца за пренос обртног момента.....	21
3.3.2 Провера степена сигурности.....	22
3.3.3 Основне геометријске и кинематске величине ланчаника	24
3.4 Прорачун конструкције	26
4 . МОДЕЛИРАЊЕ ДИЗАЛИЦЕ.....	28
4.1 Носећа конструкција.....	28
4.2 Погонски систем	33
4.3 Улежиштење навојног вретена	40
5. ЗАКЉУЧАК	43
ЛИТЕРАТУРА	44

УВОД

Покретни навоји спојеви имају веома велику примену у савременој машиноградњи. Користе се за претварање обртног кретања у праволинијско, односно обртног момента у аксијалну силу. Омогућавају постизање великих аксијалних сила са малим обртним моментима. Налазе примену код преса, дизалица, алатних машина (стругова, глодалица, бушилица, ...), уређаја за демонтажу точкова и котрљајних лежаја, за подешавање међусобног растојања машинских делова, ...

Основни елементи покретног навојног споја су навојно вретено и навртка. За покретне навојне спојеве се због својих добрих кинематских карактеристика најчешће користе трапезни и коси навој.

Облици навојних вретена и навртки нису обухваћени стандардом.

Због веома велике примене покретних навојних спојева у свим гранама индустрије у свету данас постоји велики број специјализованих фабрика за њихову производњу.

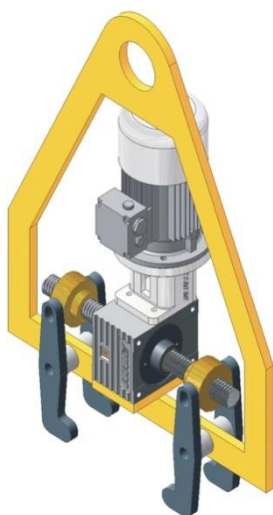
У оквиру овог завршног рада извршено је пројектовање и моделирање једне конкретне електромеханичке четворостубне ауто дизалице која своју примену може наћи у бројним ауто сервисима.

1 ПОКРЕТНИ НАВОЈНИ СПОЈЕВИ

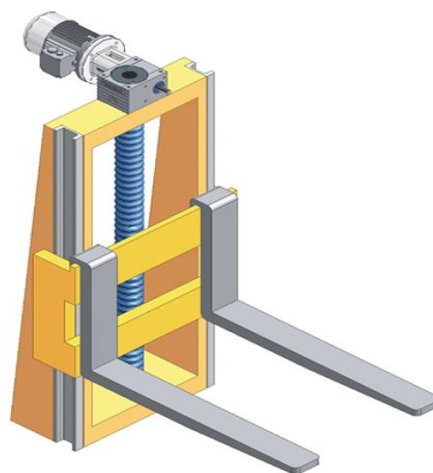
1.1 Карактеристике и примена покретних навојних спојева

Посредством покретних навојних спојева врши се претварање обртног кретања у транслаторно, односно претварање обртног момента у аксијалну силу.

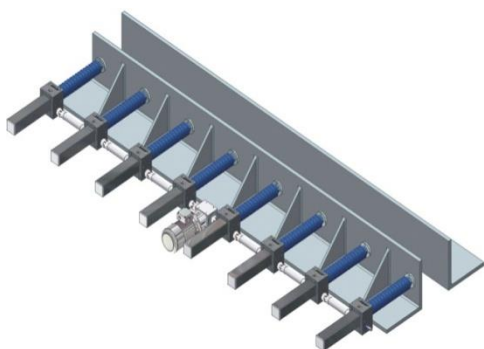
Покретни навојни спојеви омогућавају постизање великих аксијалних сила са малим обртним моментима, па налазе примену код ручних дизалица, преса, стругова (водеће вретено), уређаја за скидање точкова или котрљајних лежаја са вратила, вертикалних подизача, за подешавање међусобног положаја машинских делова, за подешавање зазора и затезања ужади код затега и друго.



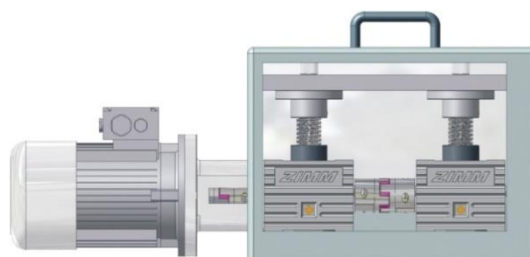
слика бр.1.- Моторна виљушка



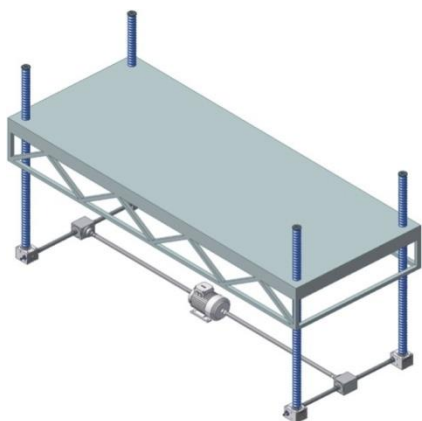
слика бр.2.- Дизалица за палете



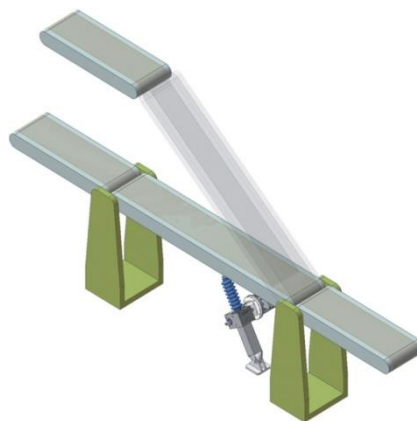
слика бр. 3.-Подупирач бетонских греда



слика бр. 4.- Преса

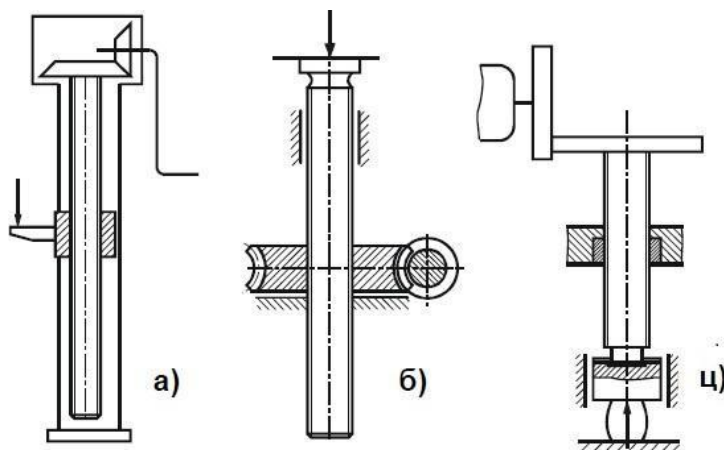


слика бр.5.-Платформа



слика бр.6.- Конвејер

Покретни навојни спојеви, који се користе за пренос великих оптерећења и савлађивање великих радних отпора су навојни преносници. Навојни преносници се одликују једноставном конструкцијом и имају велику носивост при малим габаритним мерама. За покретне навојне спојеве употребљавају се трапезни и коси навоји. Облици навојних вретена и одговарајућих навртки нису обухваћени стандардом [1].



слика бр.7. – Покретни навојни спојеви

а) ручна дизалица

б) дизалица са навојним вретеном на моторни погон

ц) фрикциона преса

1.1.1 Трапезни навој

Трапезни навој је добио име по свом облику (трапез). Теоријски профил овог навоја је једнакокраки троугао са углом при врху од 30° . Стварни профил је добијен тако што је извршено велико скраћење врхова теоријског профила, па је стварни профил добио облик трапеза. Радијус заобљења у корену навоја је мали. Зато овај навој није погодан за велика оптерећења нарочито ако су променљива у току времена. У поређењу са метричким навојем са троугластим профилем, трапезни навој има нижу вредност коефицијента отпора трења у навојном пару. Ова особина одређује и подручје примене ових навоја. Примењује се код покретних навојних спојева и оптерећених чврстих навојних спојева великог пречника навоја или често раздвојивих веза.

Означава се са Tr d x P (Tr 24x5), где је:

Tr - ознака за трапезни навој,

d - номинални пречник [mm],

P - корак навоја [mm].



слика бр. 8. – Трапезни навој

1.1.2 Коси метрички навој

Коси метрички навој је несиметричан навој. Теоријски профил навоја је приближно правоугли троугао са углом профила 30° . Стварни профил је настао скраћењем врхова ових троуглова и великим заобљењем у корену спољашњег навоја. Навој је несиметричан јер је један бок нагнут под углом од 3° , а други под углом од 30° . У контакту се налазе само бокови са мањим нагибом (3°) и преко њих се преноси оптерећење. Преноси велика аксијална оптерећења у једном смеру. Коси метрички навој ориказан је на слици 9.

Означава се са S d x P (S 48x7) где је:

S – ознака за коси метрички навој,

d - номинални пречник [mm],

P - корак навоја [mm].



слика бр. 9. – Коси метрички навој

1.2 Кинематика покретних навојних спојева

Покретање може бити ручни или моторно. Облик бокова навоја (као и код других навојних парова) омогућава завојно кретање једног елемента у односу на други. Ограничењем појединих компонената, кретање једног и другог елемента навојног пара може се раздвојити, тако да се остварује претварање обртног кретања, око сопствене осе, једног елемента у транслаторно кретање другог, у правцу те осе. При томе, једном пуном обртају (2π) навојног вретена или навртке одговара аксијално померање, у односу на други елемент, једнако ходу навоја L . Слично, неком углу обртања θ одговараће аксијално померање за величину s , па се на основу пропорције добија:

$$s = \frac{\theta}{2\pi} \cdot L = \theta \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan \varphi$$

$$L = d_2 \cdot \pi \cdot \tan \varphi$$

где је:

d_2 - средњи пречник навоја [mm],

$\alpha - \varphi$ [°] угао успона навоја.

Веће аксијално померање може да се постигне применом вишевојних вретена.

Да би се остварило аксијално померање, потребна је ротација једног од навојних делова угаоном брзином $\omega = 2\pi n$, где је n број обртаја.

На основу овога, може се дефинисати време потребно за један обрт:

$$t = \frac{1}{n}$$

Ако се крене од основне дефиниције брзине $v = \frac{s}{t}$, аксијална брзина другог елемента је :

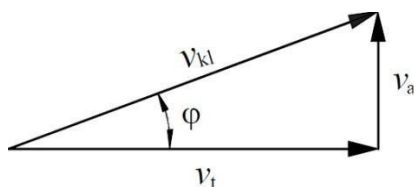
$$v_a = \frac{L}{t} = \frac{i \cdot P}{t} = i \cdot P \cdot n = L \cdot n$$

Обимна брзина једног од навојних делова покретног навојног споја на средњем пречнику d_2 је:

$$v_t = d_2 \cdot \pi \cdot n$$

На основу ова два израза добија се израз за брзину аксијалног кретања, на пример, навртке у односу на навојно вретено (слика 11.) у облику:

$$v_a = n \cdot L = n \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \tan \varphi = n \cdot \frac{v_t}{n} \cdot \tan \varphi = v_t \cdot \tan \varphi$$



слика бр.10. – брзине код навојног пара

Слагање обимне и аксијалне брзине добија се брзина клизања на додирној површини бокова навоја елемената навојног пара (слика 10.)

На средњем цилиндру брзина клизања има вредност:

$$v_{kl} = \sqrt{v_a^2 + v_t^2} = \frac{v_a}{\sin \varphi} = \frac{v_t}{\cos \varphi}$$

Брзина клизања расте од малог ка великом цилиндру навоја.

1.3 Степен искоришћења

Код покретних навојних преносника само један део механичке енергије се претвара у користан рад. Други део механичке енергије, услед клизања и отпора у аксијалном лежају, претвара се у топлотну енергију. Зато је степен искоришћења веома важна карактеристика покретних навојних спојева. Општи израз за степен искоришћења представља однос корисно извршеног рада и уложене енергије. Како је користан рад мањи од уложеног, то је степен искоришћења увек мањи од јединице:

$$\eta = \frac{P_K}{P} < 1$$

Ако се посматра пример ручне дизалице, рад уложен за дизање терета може да се изрази као снага:

$$P = T \cdot \omega = \omega \cdot F_a \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho_n) \right] + \mu \cdot r_\mu$$

Корисна снага је:

$$P_k = v_a \cdot F_a = v_t \cdot \tan \varphi \cdot F_a = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60} \cdot \tan \varphi \cdot F_a = \omega \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan \varphi \cdot F_a$$

v_a – аксијална брзина [m/s]

F_a - терет који се одиже (аксијална сила) [N],

P - утрошена снага [kW],

P_K - корисна снага [kW].

Конечан израз за степен искоришћења покретног навојног споја је:

$$\eta = \frac{P_K}{P} = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \rho_n) + \frac{d_\mu}{d_2} \cdot \mu}$$

d_μ - средњи пречник трења [mm],

ρ_n – угао трења [°],

μ - коефицијент трења.

Ако је момент трења једнак нули, $T_\mu=0$ (овај случај настаје ако је у ослонцу уграђен котрљајни лежај), степен искоришћења има већу вредност и израчунава се према:

$$\mu = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \rho_a)}$$

Степен искоришћења навојног пара, при повећању угла нагиба навоја, нагло расте у почетку, а затим је пораст мањи и при углу $\varphi=45^\circ$ достиже максимум.

Самокочиви навоји имају мали угао нагиба навоја, па је и вредност степена искоришћења мала:

$$\eta < 0,5$$

На граници самокочења је :

$$\varphi = \rho_n$$

$$\mu = \frac{\tan \varphi}{\tan 2\varphi} = \frac{\tan \rho_a}{\tan 2\rho_n} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \varphi}{2} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \rho_n}{2}$$

1.4 Оптерећење и прорачун чврстоће навојног вретена

Уопштено, навојни преносници су у току рада, односно за време релативног кретања навртке у односу на навојно вретено, оптерећени аксијалном силом и обртним моментом. Навојно вретено представља један од основних елемената покретног навојног споја (слика 11.). Остали делови покретног навојног споја су: навртка (2), аксијални лежај (3) и место где настаје обртни момент (4) (може бити ручица, зупчаник и др.). У зависности од потребног хода, односно величине потребног аксијалног померања, зависи дужина навојног вретена. Да би се остварило кретање потребно је да на месту (4) дејствује обртни момент. Навојно вретено, између навртке и аксијалног ослонца је изложено притиску или затезању у зависности од смера силе F . У навојном пару и ослонцу, такође, дејствује ова сила. Услед дејства обртног момента остварује се обртно кретање. Отпори који се савлађују овим моментом су:

- T_n момент отпора у навојном пару,
- T_μ момент отпора у аксијалном лежишту.

1.4.1. Оптерећења код навојног вретена

Расподела оптерећења дуж навојног вретена, за две најчешће примењиване варијанте положаја елемената на вратилу, дата је на слици 12. Разлика ове две варијанте је у положају елемената на вретену.

Вретено је између места (4) и навртке изложено увијању под дејством момента T_n :

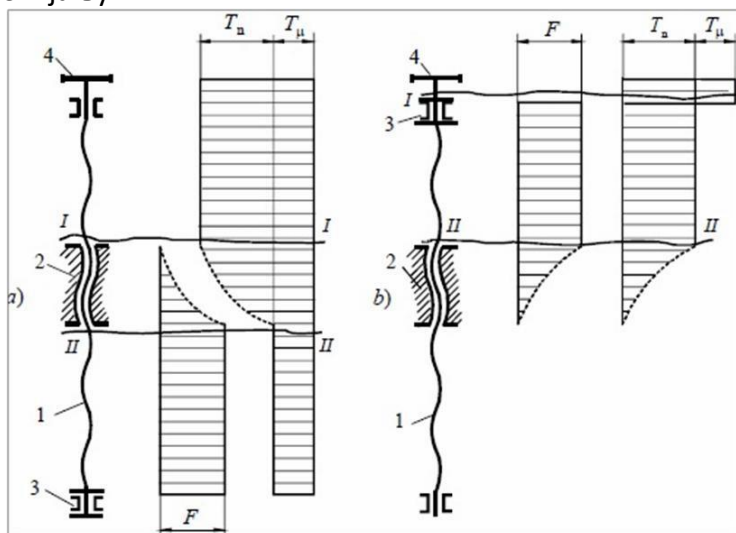
$$T_n = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho_n)$$

а између аксијалног лежаја и места 4 ,увијању услед момента T_n :

$$T_\mu = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \mu$$

У аксијалном ослонцу може се уградити котрљајни или клизни лежај. Ако је уграђен котрљајни лежај, отпори трења су веома мали па се може узети да је $T_\mu=0$.

Навојно вретено на основу слике 11., изложено је у неким пресецима сложенем напрезању и то: затезање или притисак услед силе F и увијање под дејством обртног момента T_n и T_μ . Код притиснутих навојних спојева треба проверити и степен сигурности при извијању.



слика бр.11. – расподела оптерећења дуж навојног вретена

Радни напони у навојном вретену изазвани спољашњим оптерећењем према слици 11. су:

пресек I-I је изложен само увијању услед момента $T_t=T_n+T_\mu$, па је напон на увијање:

$$\tau = \frac{T_t}{W_p}$$

где је W_p [mm³] отпорни момент пресека језгра:

$$W_p = \frac{d_3^3 \cdot \pi}{16}$$

Или за навојни део вретена:

$$W_p = \frac{d_{\min}^3 \cdot \pi}{16}$$

Одговарајући степен сигурности је:

$$S_\tau = \frac{|\tau|}{\tau} \geq S_{\min}$$

где је минимални степен сигурности $S_{\min} = 1,25 \dots 2,5$.

пресек II-II је изложен дејству аксијалне силе F и момента увијања који има различите вредности за варијанте а) и б) на слици 11, тако да је $T_t = T_\mu$ за варијанту а) и $T_t = T_\eta$ за варијанту б).

Одговарајући радни напони су:

$$\sigma = \frac{F}{A}; \quad \tau = \frac{T_t}{W_p}$$

Где су:

$$A_3 = \frac{d_3^3 \cdot \pi}{4}; \quad W_p = \frac{d_3^3 \cdot \pi}{16}$$

Када у оресеку II-II влада сложено напрезање, потребно је одредити прво појединачне степене сигурности S_σ и S_τ , а затим укупни степен сигурности S .

Парцијални степени сигурности:

$$S_\sigma = \frac{|\sigma|}{\sigma}, \quad S_\tau = \frac{|\tau|}{\tau}$$

Укупни степен сигурности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$$

Критични напони σ и τ , који се јављају у изразу за степене сигурности, једнаки су граници течења или динамичкој издржљивости у зависности од карактера радног оптерећења и радних напона (радни напони се мењају на исти начин као и радна оптерећења).

Тако је :

- Код статичког оптерећења $[\sigma] = R_{em} = R_e$ | $[\tau] = \tau_{tm} = \tau_t$
- Код динамичког оптерећења критични напон се може усвојити на следећи начин:

$[\sigma] = \sigma_{Dz(0)}$ и $[\tau] = \tau_{Du(0)}$ за једносмерно променљиво оптерећење

$[\sigma] = \sigma_{Dz(-1)}$ и $[\tau] = \tau_{Du(-1)}$ за наизменично променљиво оптерећење

Код навојних вретена велике дужине и изложених дејству аксијалне притисне силе треба проверити степен сигурности на извијање [2,3]:

$$S = \frac{F_k}{F} \text{ или } S = \frac{[\sigma]k}{\sigma_{mp}}$$

Где је σ_{mp} меродавни напон на притисак који је једнак :

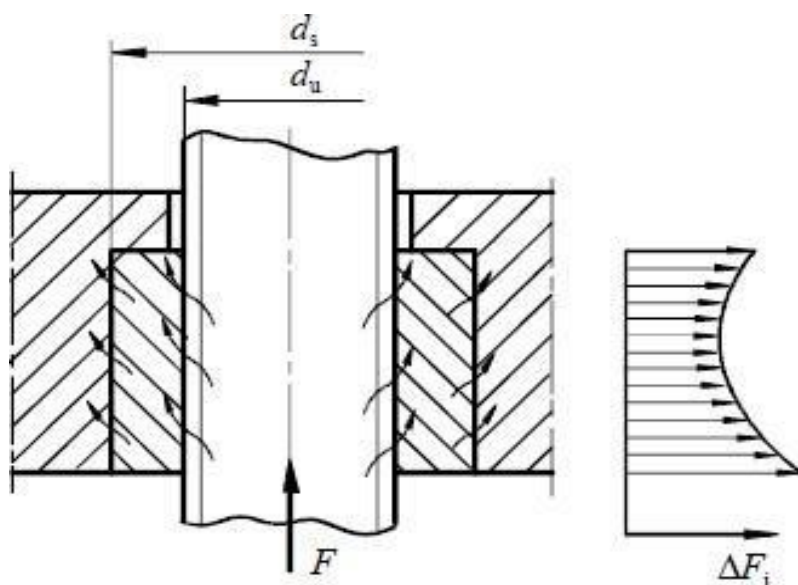
$$\sigma_{mp} \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}$$

Препоручене вредности степена сигурности се крећу у границама $S=3...6$, ако се прорачун критичног напона врши орема *Euler-у*, односно $S=2...4$, ако је критичан напон одређен према *Tetmayer-у*.

2 ОПТЕРЕЋЕЊА НАВРТКЕ

Навртка покретних навојних спојева, у зависности од места ослањања, може бити затегнута или притиснута (затегнутом вретену одговара затегнута навртка, а притиснутом вретену одговара притиснута навртка). Преко додира навојака вретена и навртке преноси се радно оптерећење па се на тим површинама јавља површински притисак. На слици 12. приказана је расподела оптерећења код навртке покретног навојног споја. У циљу постизања најповољнијих клизних својстава у споју навојног вретена и навртке, потребно је правилно извршити избор материјала за ове елементе. Тако, за навртку се обично бира бронза, а за навојно вретено челик.

Висина навртке се бира тако да површински притисак између навојака вретена и навртке не пређе дозвољену вредност, односно мора бити $p \leq p_{doz}$



слика бр.12 – пример оптерећења навртке покретног навојног споја

$$p = \frac{\Delta F_1}{d_1 \cdot \pi \cdot H} = \frac{F}{z \cdot d_2 \pi \cdot H_1} \epsilon_r \leq p_{doz}$$

Површински притисак у најоптерећенијем навојку је:

F - уздужна сила која ортерећује навојно вретено, [N],

z – број навојака навртке (узима се између 7...9),

H_1 – дубина ношења навоја, [mm],

d_2 – средњи пречник навоја, [mm],

ϵ_r – фактор расподеле оптерећења на навојке навојног пара,

p_{doz} – дозвољени површински притисак на додиру навојка, [MPa].

Степен сигурности против појаве граничне похабаности:

$$S_p = \frac{P_n}{P} > 1$$

P_n — временски ограничена издржљивост материјала навртке при површинском притиску, [MPa]

Вредност за P_n се усваја из литературе [2].

Из израза за вредност површинског притиска се обично одређује средњи пречник навоја d_2 . Према тој прорачунатој вредности усваја се одговарајући номинални пречник навоја. Спољашњи пречник навртке се усваја на основу конструкционе концепције. Код машина где се захтева велика кинематичка тачност, примењују се котрљајуће навртке, чиме се смањују зазори настали услед хабања.

3. ПРОЈЕКТОВАЊЕ ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧКЕ ЧЕТВОРОСТУБНЕ ДИЗАЛИЦЕ

У оквиру овог завршног рада извршен је прорачун и моделирање електромеханичке стубне дизалице. Ова дизалица је изабрана јер има велику примену у пракси. Користи се у аутосервисима, лака је за коришћење и руковање.

Полазни параметри:

- Носивост 25 kN
- минимална висина дизања 175 mm
- висина дизања 1500 mm
- време дизања 60 s

3.1 Прорачун навојног пара

3.1.1 Прорачун навојног вретена

$$F = \frac{1.1 \cdot Q}{4} = \frac{1.1 \cdot 25}{4} = 6.875 \text{ kN}$$

Усваја се материјал навојног вретена Č1530, материјал навртке – бронза

$$[\sigma]_m = R_e = 540 \text{ MPa}$$

$$[\tau]_m = \tau_m = 340 \text{ MPa}$$

Димензионисање према аксијалном напрезању

$$\sigma = \frac{F}{A} = [\sigma]_m$$

$$A \geq \frac{F}{[\sigma]_m} = \frac{6.875 \cdot 10^3}{540 \cdot 10^6} = 12.73 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$A = \frac{d^2 \pi}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$A \geq 12.73 \text{ mm}^2$$

$$d \geq 4.025 \text{ mm}$$

Димензионисање према увијању

$$S_k = 3 \div 6 \rightarrow \text{усваја се } S_k = 3,75$$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ MPa}$$

$$[F] = F \cdot S_k = 3,75 \cdot 6.875 \text{ kN} = 25,78125 \text{ kN}$$

$$[F] = \frac{\pi^2 E \cdot I}{4l^2}$$

$$I = I_{\text{red}}$$

$$I \geq \frac{4 \cdot [F] \cdot l^2}{\pi^2 E} = \frac{4 \cdot 25781,25 \cdot 1,5^2}{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} \cdot 10^{12} = 111950,86 \text{ mm}^4$$

$$\frac{d^4 \cdot \pi}{64} = I \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{64 I}{\pi}}$$

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 8614,316}{\pi}}$$

$$d \geq 36.39 \text{ mm}$$

Усваја се T_r 48 x 8

$$d_2 = 44 \text{ mm}$$

$$d_3 = 39 \text{ mm} \quad \text{угао трења } \varphi_n = 6^\circ$$

$$A = 1194 \text{ mm}^2$$

$$\varphi = 3.31^\circ$$

Ход навоја

$$L = d_2 \cdot \pi \cdot \text{tg } \varphi = 44 \cdot \pi \cdot \text{tg } 3.31^\circ = 8 \text{ mm}$$

Брзина аксијалног кретања навртке

$$\vartheta_a = 1500 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \Rightarrow n = \frac{\vartheta_a}{L} = 1875.5 \text{ min}^{-1}$$

Обимна брзина

$$\vartheta_t = d_2 \cdot \pi \cdot n = 44 \cdot \pi \cdot 187.5 = 0.432 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 25.92 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Брзина клизања

$$\vartheta_k = \sqrt{\vartheta_a^2 + \vartheta_t^2} = \sqrt{25.92^2 + 1.5^2} = 23.96 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Момент отпора у навојном пару

$$T_n = F \cdot \frac{d_z}{2} \cdot \text{tg } (\vartheta_n + \varphi) = 6875 \cdot \frac{44}{2} \cdot \text{tg } (3.31^\circ + 6^\circ) = 24.796 \text{ Nm}$$

Радни напон

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{6875}{1194} = 5.75 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{T_t}{W_p}$$

$$W_p = \frac{d_3^3 \cdot \pi}{16} = \frac{39^3 \cdot \pi}{16} = 11647.25 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{24.796 \cdot 10^3}{11647.25} \frac{\text{Nmm}}{\text{mm}^3} = 2.15 \text{ MPa}$$

3.1.2 Прорачун навртке

Површински притисак на додиру навојака вретена и навртке

$$P = \frac{F}{z \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot \pi} \cdot \varepsilon_r$$

Број навојака навртке

Усваја се $z = 9$

Дубина ношења

$$H_1 = 4 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_r = 2.5$$

$$P = \frac{6875}{9 \cdot 44 \cdot 4 \cdot \pi} \cdot 2.5 = 3.45 \frac{N}{mm^2}$$

Издржљивост материјала на површински притисак

- за моторни погон $P_n = 15 \frac{N}{mm^2}$
- Степен сигурности против појаве граничне похабаности

$$S_p = \frac{P_n}{P} = \frac{15}{3.45} = 4.34$$

Провера степена сигурности против извијања вретена

Виткост вретена

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}}$$

$$l_{red} = l$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{d^4 \cdot \pi}{64}}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}}} = \sqrt{\frac{d^2}{16}} = \sqrt{\frac{39^2}{16}} = 9.75 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{1500}{9.75} = 153.84$$

Критична сила извијања

$$[F] = \frac{\pi^2 E \cdot I}{4l^2}$$

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = \frac{39^4 \cdot \pi}{64} = 113\,560.76 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$[F] = \frac{\pi^2 2.1 \cdot 113\,560.76 \cdot 10^{-12}}{4 \cdot 1.5^2} = 26\,151.98 \text{ N}$$

Степен сигурности

$$S_k = \frac{[F]}{F} = \frac{26.15198}{6.875} = 3.8$$

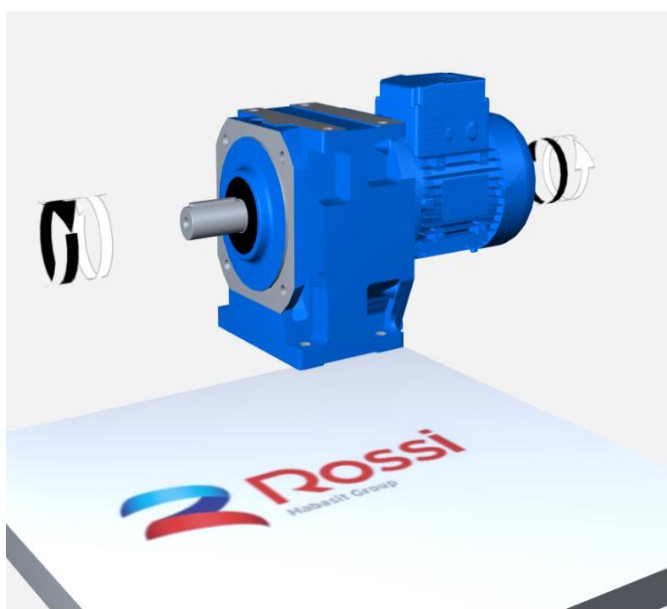
3.2. Избор електромотора

Момент отпора у навојном пару 24,796 Nm

Потребан момент на излазном вратилу редуктора

$$M_n = 4 \cdot T_n = 4 \cdot 24.796 = 99.184 \text{ Nm}$$

Усваја се мотор редуктор "ROSSI 2I 64 –HB 100 LB 4"



слика бр.13.- Моторедуктор

Улазни подаци:

$$P = 3 \text{ kW}$$

$$M_n = 140 \text{ Nm}$$

$$n = 197.07 \text{ min}^{-1}$$

$$i_r = 7.23$$

$$i_{lp} = 1$$

$$\text{Број зуба погонског ланчаника } z_1 = 27$$

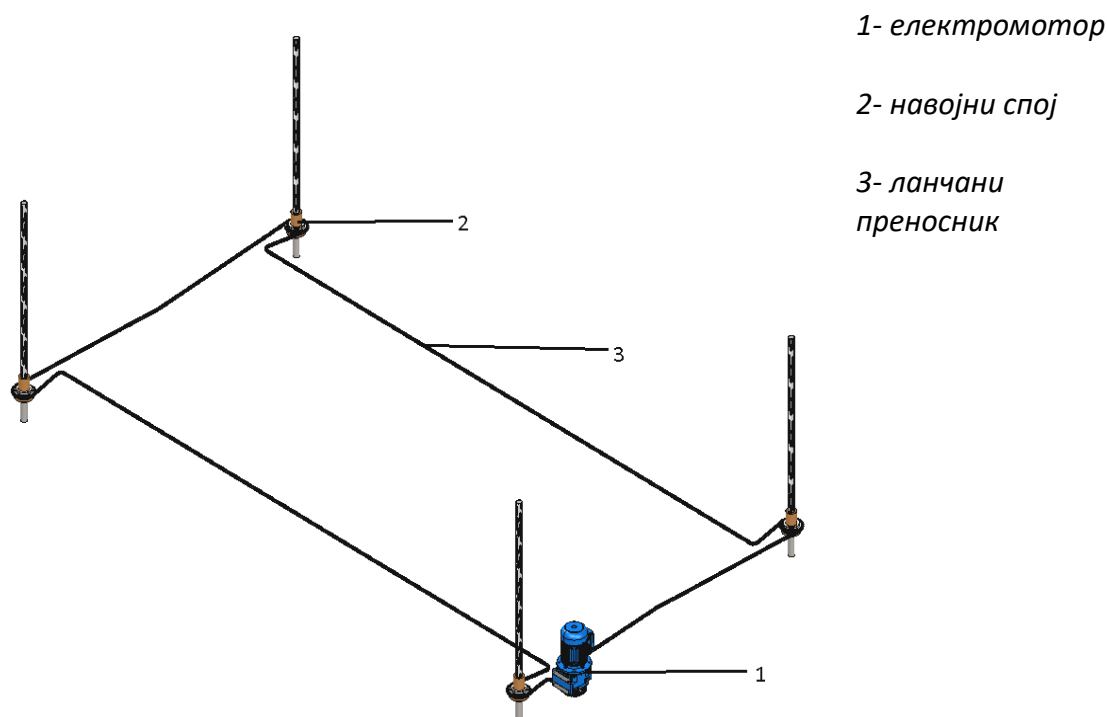
$$\text{Број зуба гоњеног ланчаника } z_2 = z_1 \cdot i = 27 \cdot 1 = 27$$

Технички подаци из каталога произвођача:

Табела бр 1 . Технички подаци електромотора са редуктором из каталога произвођача

E MR 2I 64 - HB 100 LB 4		
Catalog		Coaxial
Machine		Gearmotor
Gears		2 helical gear pairs
Size		64
Input power P_1	[kW]	3
Input speed n_1	[min ⁻¹]	1,425
Ratio		7.23
Output speed n_2	[min ⁻¹]	197.07
Output torque M_2	[N m]	140
Service factor f_s		2.82
Maximum output torque M_{N2max}	[N m]	787.88
Input coupling Φ D x E		28x250
Poles no#		4
Motor type		Standard asynchronous three-phase motor
Reference Directive		Motor ErP
Efficiency class		S3 70%
Supply voltage	[V]	230.400
Frequency	[Hz]	50

3.3 Прорачун ланчаног преносника



слика бр. 14 Шема преносника снаге

3.3.1 Избор ланца за пренос обртног момента

Снага електромотора

$P = 3 \text{ kW}$

Излазни број обртаја редуктора

$n = 197,07 \text{ min}^{-1}$

Коригована снага P_0 се добија

$$P_0 = \frac{C_A \cdot P_1 \cdot K_2}{K_a \cdot K_l \cdot K_b \cdot K_t \cdot K_p \cdot K_\lambda}$$

Где су:

Фактор радних услова $C_A = 1$

Фактор броја зубаца мањег ланчаника z_1

$$K_z = \left(\frac{19}{z_1}\right)^{1.085} = \left(\frac{19}{27}\right)^{1.085} = 0.683$$

Осно растојање $a = 5000 \text{ mm}$ усваја се $p = 19.05 \text{ mm}$ – p -корак ланца

$$\frac{a}{p} = \frac{5000}{19.05} = 262.05$$

Фактор осног растојања K_a

$$K_a = 0.45 \cdot \left(\frac{a}{p}\right)^{0.215} = 0.45 (262.05)^{0.215} = 1.49$$

$K_L = 1$ – Фактор врсте ланца - за ваљкасте ланце [4]

K_x – Фактор броја ланчаника – за 2 ланчаника

$$K_x = 0.9^{x-2} = 0.9^{5-2} = 0.729$$

$K_o = 1$ - За остале врсте ланаца [2]

K_t – Фактор радног века

$$K_t = \left(\frac{15000}{16000}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.97$$

K_p – Фактор подмазивања, [2]

$$K_p = 0.7$$

$$P_o = \frac{1 \cdot 3 \cdot 0.683}{1 \cdot 1 \cdot 0.729 \cdot 0.97 \cdot 1.19 \cdot 0.7} = 2.77 \text{ kW}$$

За добијене вредности кориговане снаге усваја се једноредни ланац Nr 12 В

$$p = 19.05 \text{ mm}$$

$$Q = 1.25 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$F_m = 29.5 \text{ kN}$$

$$A = 89 \text{ mm}^{-1}$$

3.3.2 Провера степена сигурности

Обртни момент излазног вратила редуктора

$$T_{EM} = 140 \text{ [Nm]}$$

Пречник подеоног круга погонског ланчаника

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{19.05}{\sin \frac{180}{27}} = 164.092 \text{ mm}$$

Обимна сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{EM}}{d_1} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 1000}{164.092} = 1706.36 \text{ N}$$

Обимна брзина

$$v = \frac{d}{2} \cdot \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{164.092}{2000} \cdot \frac{197 \cdot \pi}{30} = 1.69 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Центрифугална сила

$$F_c = q \cdot v^2 = 1.25 \cdot 1.69^2 = 3.6 \text{ N}$$

Сила затезања услед тежине слободног огранка

$$F_G = q \cdot g \cdot L = 1.25 \cdot 9.81 \cdot 18 = 220.725 \text{ N}$$

q -Маса јединичне дужине ланца [2]

$g=9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$ - Убрзање Земљине теже

Степен сигурности против динамичког лома ламеле ланца

$$S = \frac{F_m}{F_t + F_c} = \frac{29.5}{1.706.36 + 3.6} = 17.25$$

Провера површинског притиска

Површинска издржљивост ланца

$$p_n = 25.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Дозвољени површински притисак

$$P_d = P_n \cdot K_h \cdot K_p \cdot K_l \cdot K_x = 25.5 \cdot 1.38 \cdot 0.8 \cdot 0.729 \cdot 1 = 20.52 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Фактор хабања

$$K_h = \sqrt{\frac{226 \cdot i}{L_h} \cdot \left(\frac{a}{p} \cdot \frac{1}{i+1} + 4.75 \right)} = \sqrt{\frac{226}{16000} \cdot \left(262.05 \cdot \frac{1}{1+1} + 4.75 \right)} = 1.38$$

Средња вредност површинског притиска

$$p = \frac{F_t + F_c}{A}$$

$$p = \frac{1706.36 + 3.6}{89} = 19.21 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_\alpha = 20.52 > 19.21 = p$$

3.3.3 Основне геометријске и кинематске величине ланчаника

Пречник подеоног круга ланчаника

$$D = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{19.05}{\sin \frac{180}{27}} = 164.092 \text{ mm}$$

Пречник подножног круга

$$d_f = d - d_1 \quad d_1 = \text{пречник ваљка}$$

$$d_1 = 12.07 \text{ mm}$$

$$d_f = 164.092 - 12.07 = 152.022 \text{ mm}$$

Пречник теменог круга

$$d_a = d \cos \frac{\tau}{2} + 0.8d_1 = 164.092 \cos \left(\frac{180}{27} \right) + 0.8 \cdot 12.07 = 172.638 \text{ mm}$$

Максимална и минимална вредност теменог пречника ланчаника су:

$$d_{amax} = d + 1.25p - d_1 = 164.092 + 1.25 \cdot 19.05 - 12.07 = 175.834 \text{ mm}$$

$$d_{amin} = d + \left(1 - \frac{1.6}{z} \right) p - d_1 = 164.092 + \left(1 - \frac{1.6}{27} \right) \cdot 19.05 - 12.07 = 169.943 \text{ mm}$$

Полупречник међузубља

$$r_{1min} = 0.505d_1 = 0.505 \cdot 12.07 = 6.0957 \text{ mm}$$

$$r_{1max} = 0.505d_1 + 0.069\sqrt[3]{d_1} = 6.2336 \text{ mm}$$

Полупречник главе зупца

$$r_{2min} = 0.12d_1(z + 2) = 42.0036 \text{ mm}$$

$$r_{2max} = 0.008d_1(z^2 + 180) = 87.773 \text{ mm}$$

Угао положаја полупречника заобљења r_2

$$x_{min} = 120^\circ - \frac{90}{z} = 116.895^\circ$$

$$x_{max} = 140^\circ - \frac{90}{z} = 134.893^\circ$$

Заобљење зупчастог венца у попречном правцу

$$r_3 = (1.4 - 1.7) \cdot d_1 = 1.5 \cdot 12.07 = 18.105 \text{ mm}$$

Ширина зупчастог венца ланчаника

$$B_n = B_1 + (N - 1) \cdot e = B_1 = 11 \text{ mm}$$

N – Бро јредова ланца

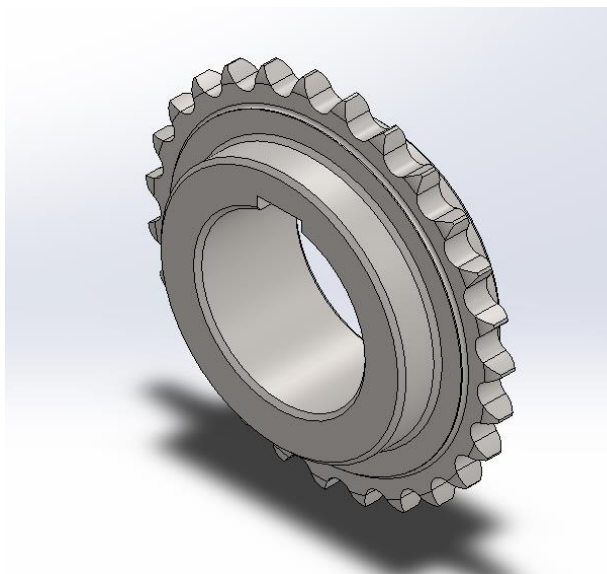
e – корак по ширини ланца

Пречник тела ланчаника

$$\begin{aligned} d_s &= p \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180}{z} \right) - 1.05 g_1 - 2r_4 - 1 \\ &= 19.05 \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180}{29} \right) - 1.05 \cdot 21.08 - 2 \cdot 0.5 - 1 = 144.046 \text{ mm} \end{aligned}$$

$g_1 = 21.08 \text{ [mm]}$ Максимална висина ламеле

$$r_4 = (0.3 \div 1.6) = 0.5$$



слика бр. 15-Ланчаник



слика бр. 16- Ланац

3.4 Прорачун конструкције

Материјал : Č0561

$$\sigma_{dop} = 160 \text{ Мра}$$

$$F = \frac{1.1 \cdot Q}{4} = 6875 \text{ N}$$

Подужни носач

При прорачуну носача, распоред оптерећења је извршен тако да растојање између сила одговара међуосовинском растојању аутомобила чија је маса приближно једнака носивости дизалице, при чему су нападне тачке што ближе средини носача како би момент сила био што већи.

$$Mt_{max} = 6531.23 \text{ Nm}$$

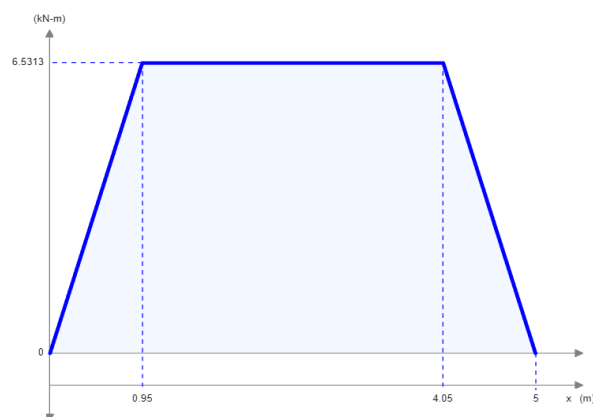
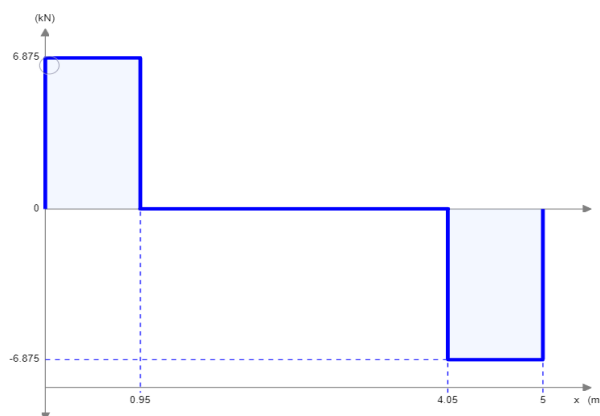
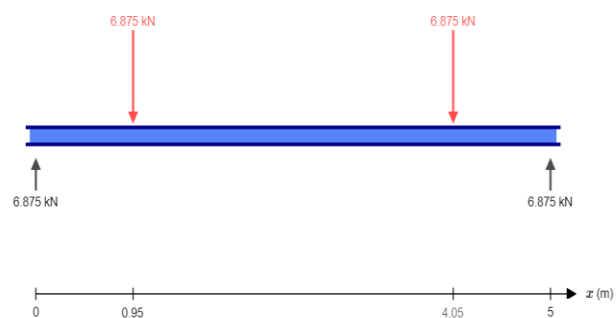
$$\sigma = \frac{Mt}{W} = \sigma_{dop}$$

$$W \geq \frac{Mt}{\sigma_{dop}} = \frac{6531.25}{160} = 40.82 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Усвојен је профил „HE 120A“

$$W = 106.3 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Обзиром на високу виткост носача, изабран је профил већег отпорног момента како би еластичне деформације биле што мање.



Попречни носач

Попречни носач је оптерећен моментом савијања и увијања, због чега је по шестој хипотези одређен еквивалентни момент према коме се димензионише носач.

$$M_t = 6015.83 \text{ Nm}$$

$$M_f = 6531.25 \text{ Nm}$$

$$M_{ekv} = \sqrt{M_f^2 + \frac{3}{4} \cdot M_t^2}$$

$$M_{ekv} = \sqrt{6015.83^2 + \frac{3}{4} 6513.25^2}$$

$$M_{ekv} = 8246.63 \text{ Nm}$$

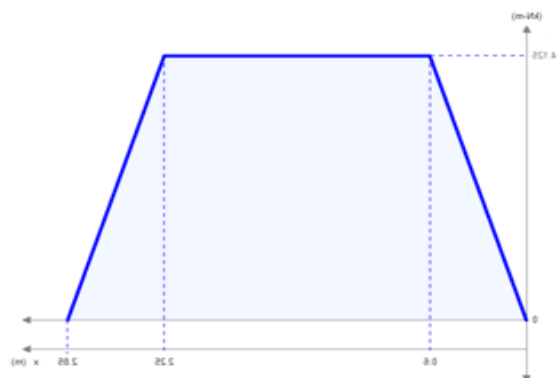
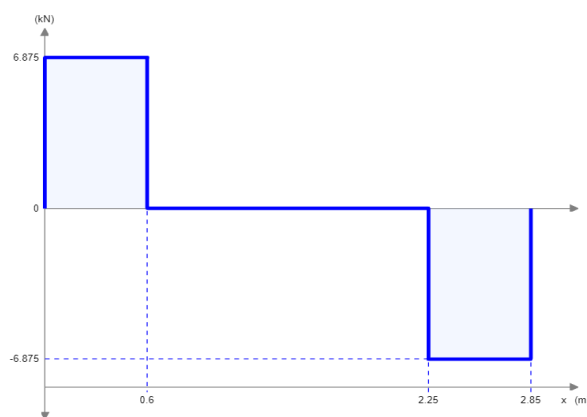
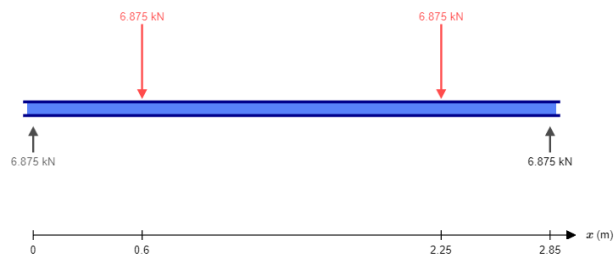
$$\sigma = \frac{M}{V} = \sigma_{dop}$$

$$W \geq \frac{M_{ekv}}{\sigma_{dop}} = \frac{8246.63}{160} = 51,54 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Усваја се „UPE 300“

$$W = 75,58 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Дати профил је усвојен конструктивно.



4 . МОДЕЛИРАЊЕ ДИЗАЛИЦЕ

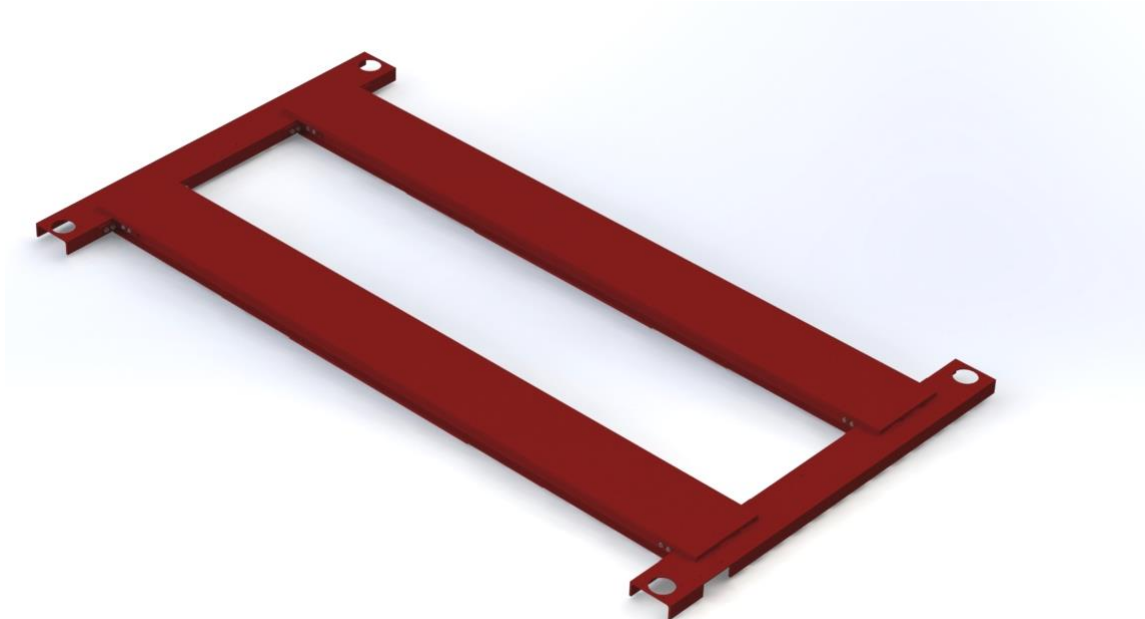
При пројактовању четворостубне електромеханичке аутодизалице,тежило се коришћењу завртањске везе,како би се олакшало склапање и транспорт дизалице. Сама дизалица је великих габарита,те је предвиђена монтажа на месту употребе,уз минималну употребу технолигије заваривања за спајање делова.

Принцип рада саме дизалице се заснива на преносу обртног момента са излазног вратила електромотора на навртке које су у овом навојном споју покретни елементи,док су навојна вретена непокретна.Пренос обртног кретања се врши помоћи ланчаног преносника,који се састоји из погонског ланчаника и налази се на излазном вратилу редуктора,и четири гоњена ланчаника,са којих се преноси обртно кретање на навртке помоћу геометријске везе.Преносни однос ланчаног преносника је једнак јединици,одговарајући број обртаја и интензитет обртног момента је постигнут употребом редуктора.Како би се путања ланца прилагодила конструкцији саме дизалице коришћено је још шест помоћних ланчаника.

Склоп аутодизалице се може поделити на три основна подсклопа:

- Носећа конструкција
- Систем за улежиштење навојног вретена
- Погонски систем

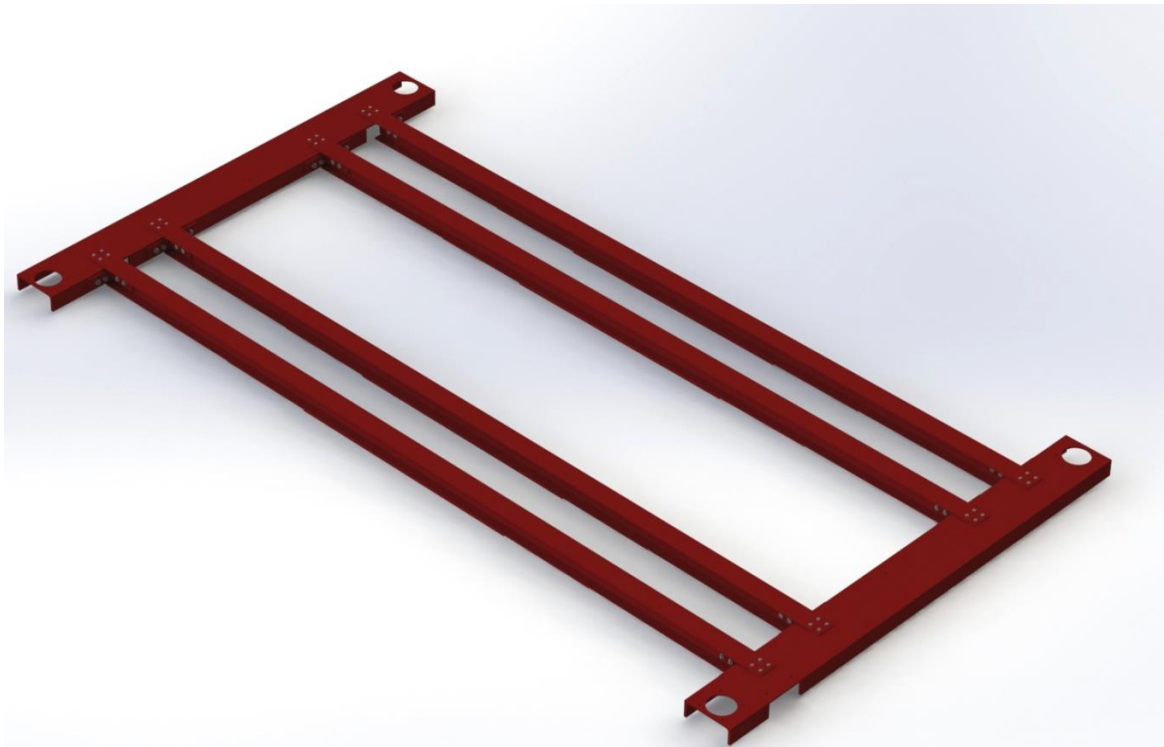
4.1 Носећа конструкција



слика бр.17 -Носећа конструкција

Носећа конструкција се састоји из:

- два „UE 300“ профила
- четири „HE120A“ профила
- осам једнокраких „L“профила 180X180X80
- две нагазне плоче



слика бр.18 -Носећа конструкција

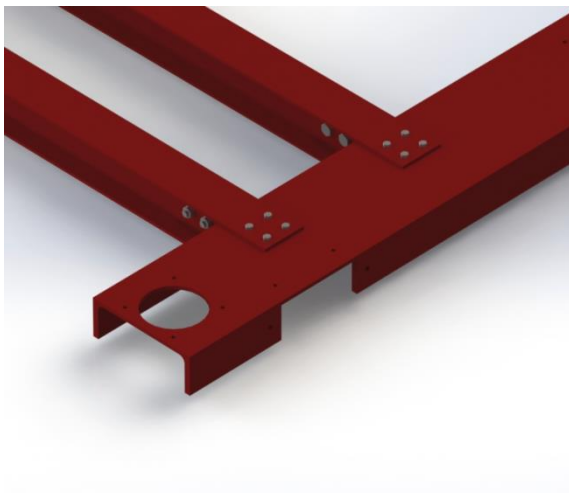
„URE 300“ профили представљају главне ослонце носеће конструкције, и имају улогу у преношењу оптерећења на носеће чауре[5]. Профил на оба краја има по један отвор којима се монтира на носеће чауре и за коју се везује помоћу завртњева, како би се онемогућило релативно кретање профила у односу на чауру.

На једном краку профил има избушене отворе како би се завртањском везом остварио спој са L профилем као и прорезе за пролазак ланца.

Један од профила је предвиђен за спој са носећом платформом на коју се монтира мотор са редуктором. Профил је засечен због путање ланца и избушени су отвори за везу.

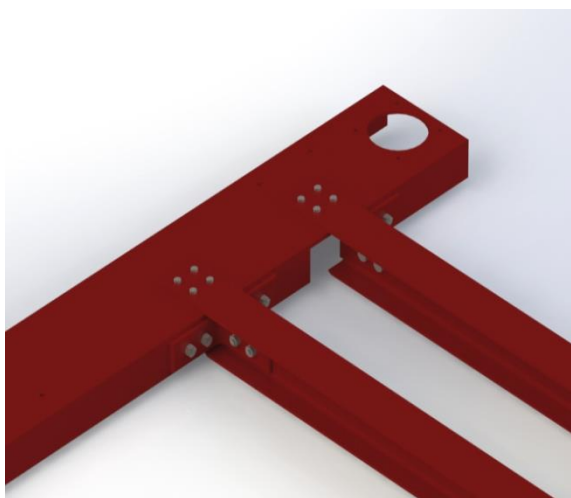


слика бр.19 –Веза носеће чауре са попречним носачем



слика бр.20- Веза носача

Четири „HE 120A“ профила су међусобно паралелно постављена и представљају ослоње за нагазне плоче. Веза између ових профила и нагазних плоча остварена је заваривањем.



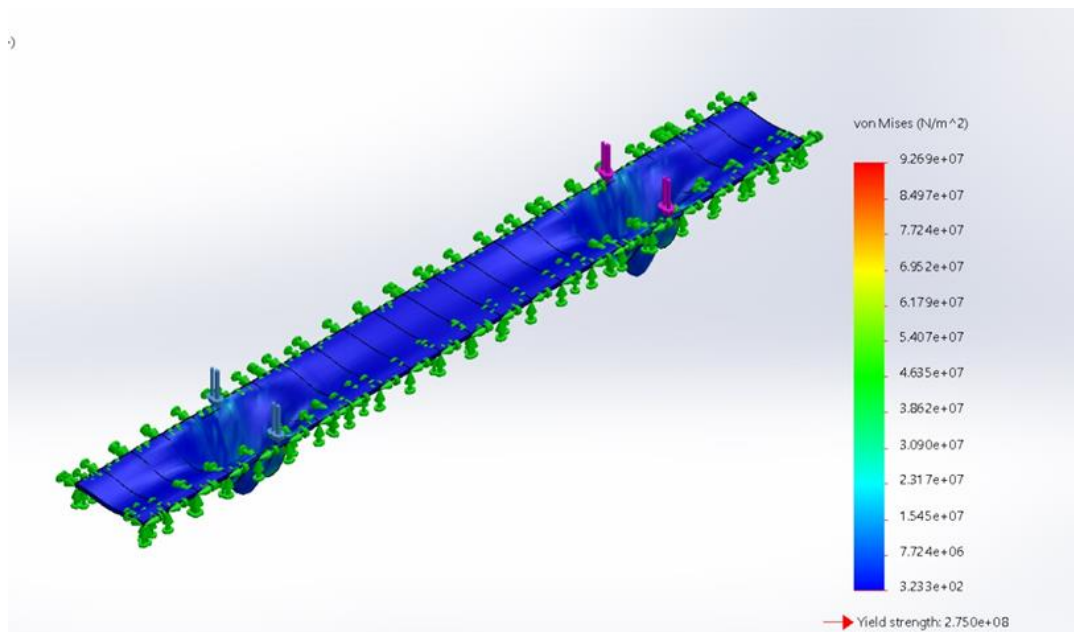
слика бр.21-Веза L профила

„L“ профил на оба своја крака има избушене отворе предвиђене за остваривање завртањске везе. Позиционирање отвора је урађено у складу са стандардом. Један крак L профила је спојен са профилем „UPE 300“, а другим краком за профил „HE 120A“, чиме је обезбеђен управан положај једног профила у односу на други. За везу су усвојени завртњиви M16.

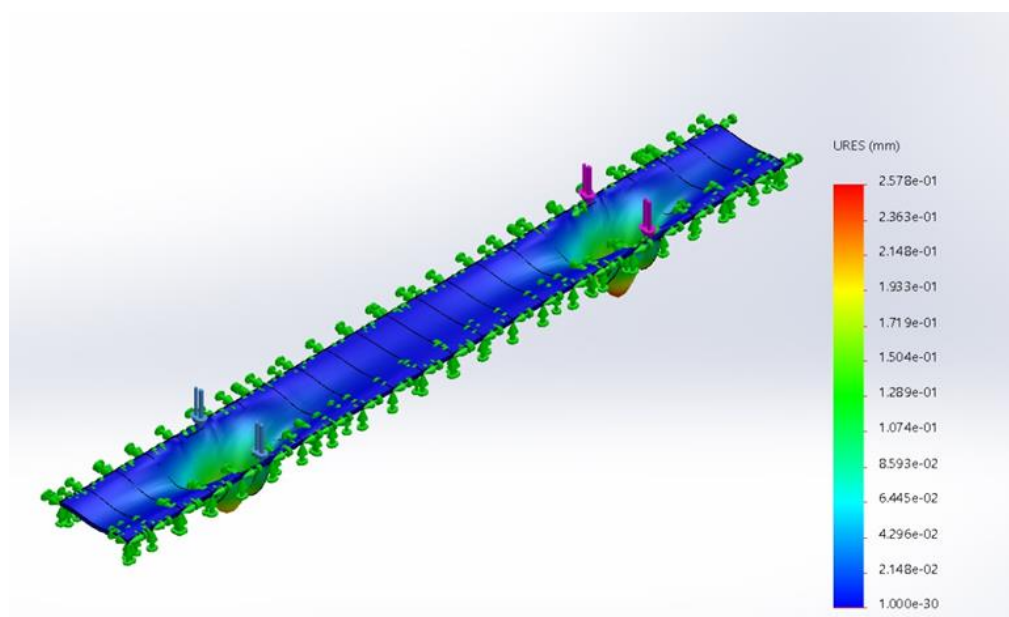


слика бр.22-Положај моторедуктора

Нагазна плоча је израђена од челичног нелегираног лима ознаке S355J0, дебљине 3 милиметара, са верикалним укрућењима исте дебљине, која су постављена на растојањима од 240 mm. Анализа напонског стања и деформација извршена је у CAE модулу софтвера "Solidworks".



слика бр. 23- Расподела напона

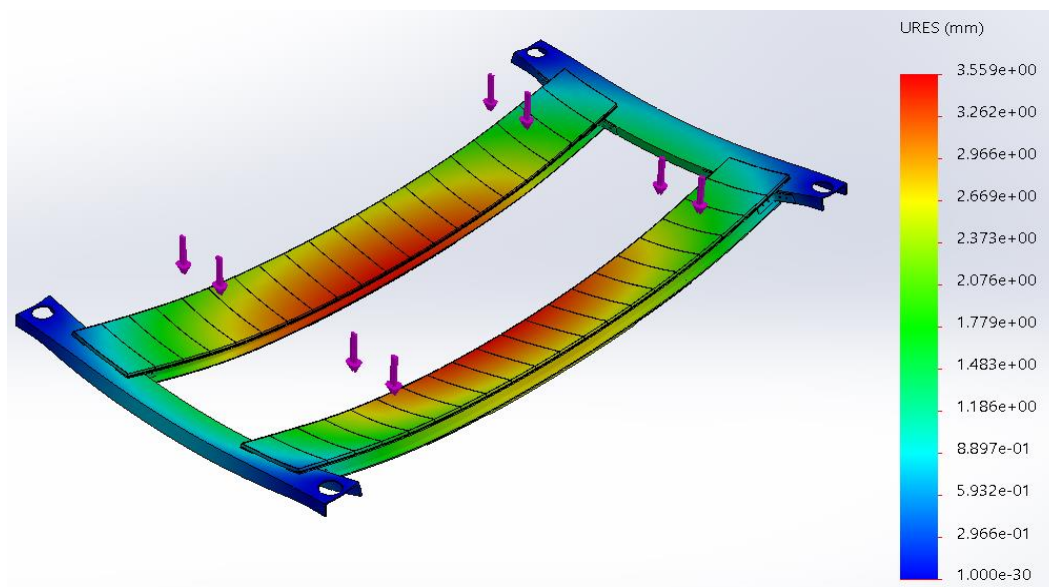


слика бр.24-Расподела деформација

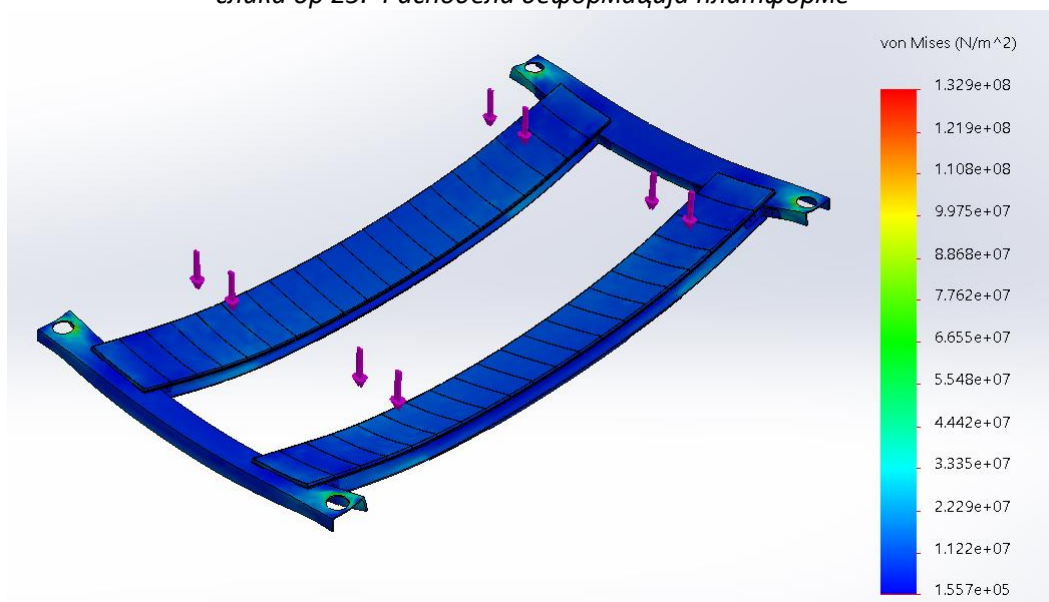
Табела бр.2

Параметар	вредност	Јединица мере
Број чворова	22742	
Дозвољени напон	160	МПа
Максимални напон	60.3	МПа
Максималне деформације	0.195	mm

Резултати анализе су показали при максималном оптерећењу не долази до пластичних деформација.



слика бр 25.–Расподела деформација платформе



слика бр 26.–Расподела напона платформе

Табела бр. 3

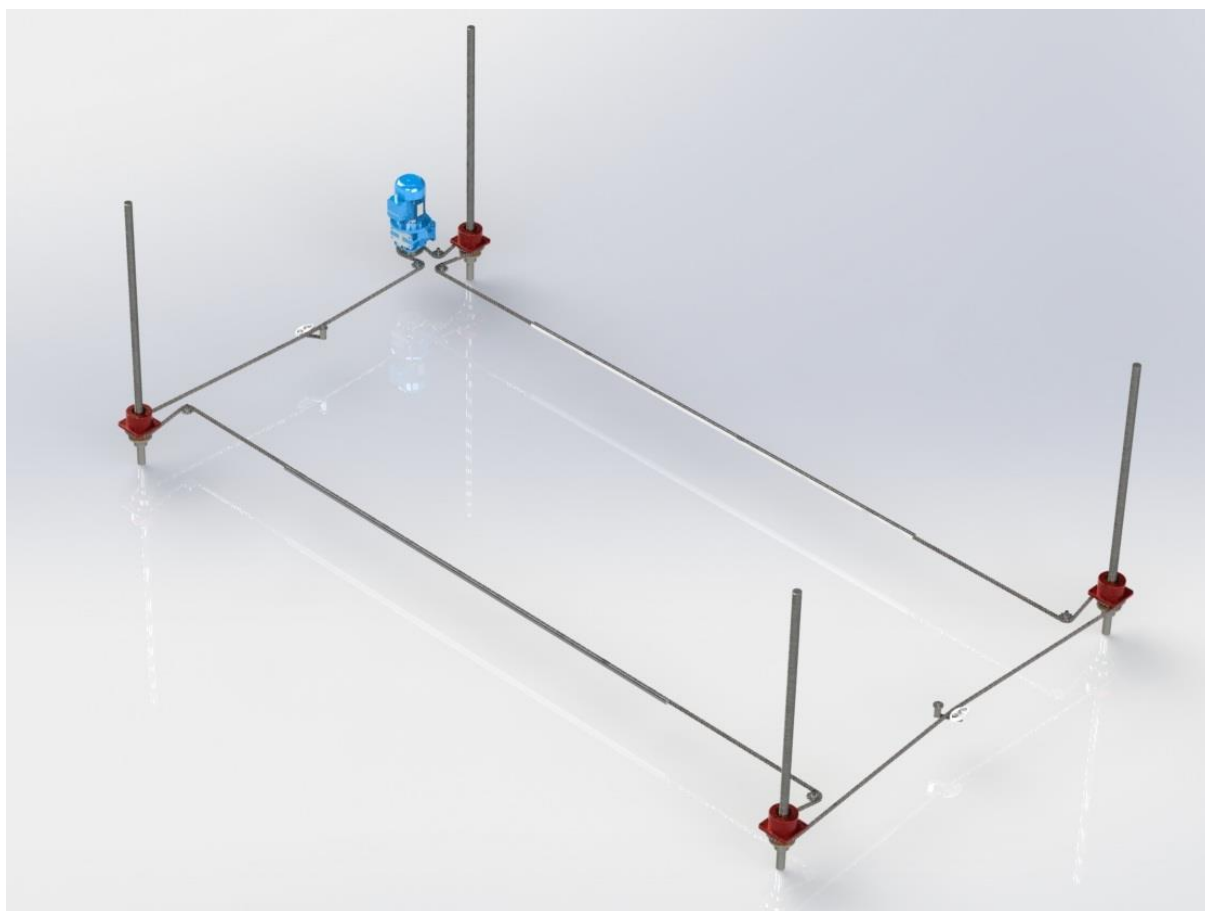
Параметар	вредност	Јединица мере
Број чворова	75135	
Дозвољени напон	160	МПа
Максимални напон	132,9	МПа
Максималне деформације	3,559	mm

Метода коначних елемената је показала да је угиб највећи на средини подужних носача који се налазе на унутрашњој страни и износи 3.56 mm. Профили на спољашњој страни трпе мање деформације што је од велике важности за правилан рад преносника, угиб носача не доводи до додатног затезања ланца.

У складу са тим, закључено је да оваква констуркција носеће платформе задовољава услов потребне крутости.

4.2 Погонски систем

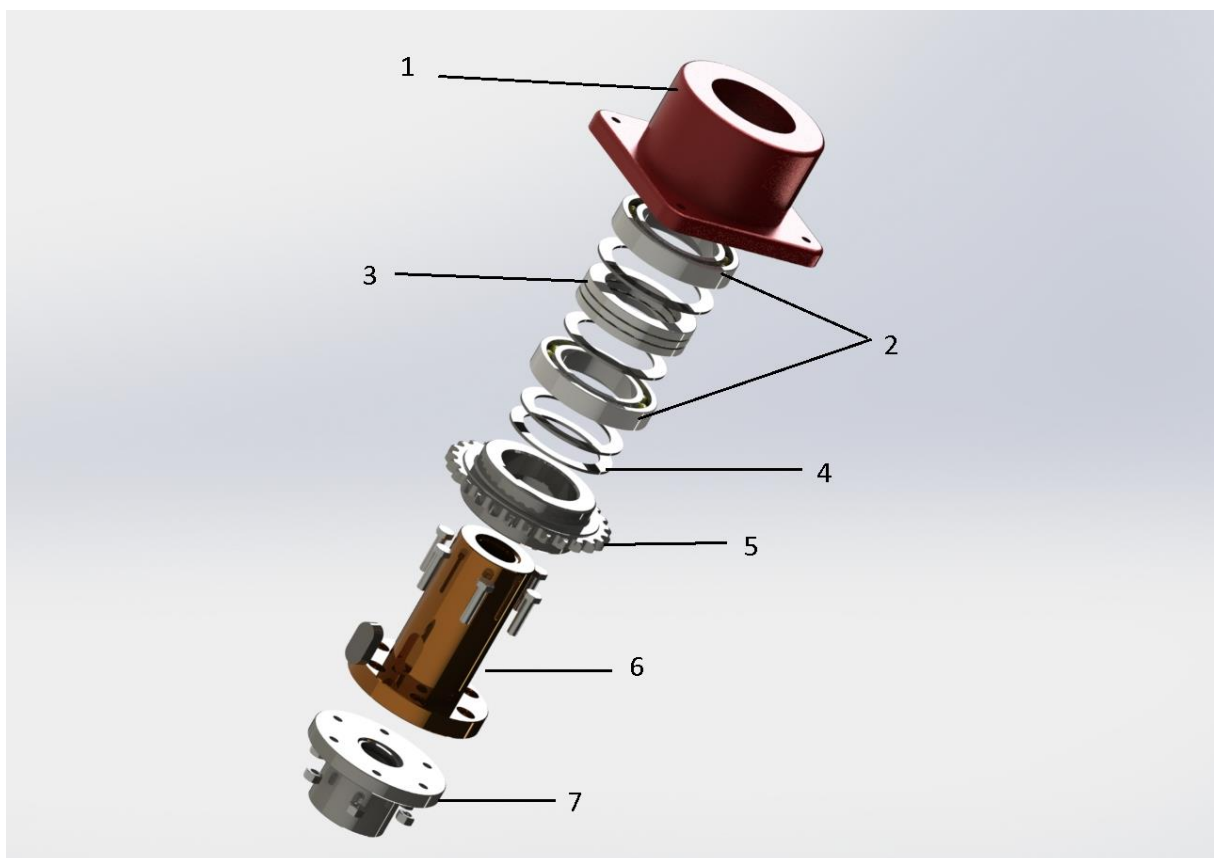
Погонски систем дизалице је приказан на слици 27.



слика бр.27 - Погонски систем

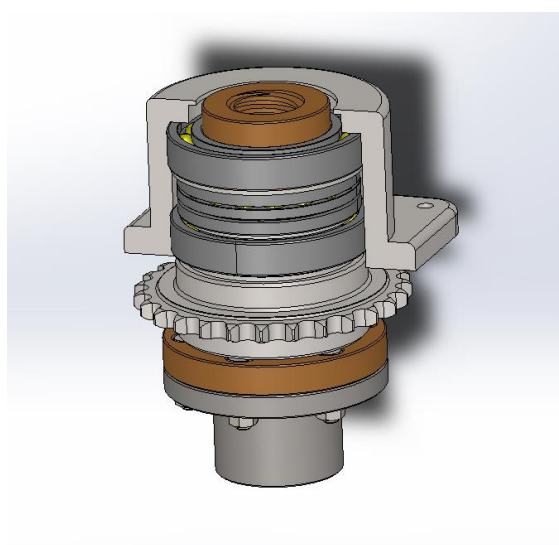
Како је већ објашњено покретни навојни спој претвара обртни момент у аксијалну силу која се користи за подизање и спуштање возила. Ова аксијална сила се са навртке на носећу конструкцију преноси преко носеће чауре. Притом, потребно је омогућити независно обртно кретање навртке у односу на чауру да би се искључила појава трења између ова два елемента и како би се обртни момент, који се са електромотора преноси на навртку, користио искључиво за савладавање отпорног момента у навојном пару.

Из наведених разлогана у навртку су уграђена два радијална лежаја између којих се налази аксијални лежај. Један прстен аксијалног лежаја непосредно преко подлошке налаже на унутрашњи прстен радијалног лежаја, који је покретан, док други прстен налаже на спољашњи прстен другог радијалног лежаја који је непокретан. Радијални лежај се такође преко подлошки ослања на главчину ланчаника. Веза ланчаника и навртке је већ објашњена. На слици 28 је дат редослед склапања наведеног подскопа, док је на слици 29 дат попречни пресек истог.



слика бр. 28 – Поступак монтаже погонске навртке

1. носећа чаура
2. радијални лежај
3. аксијални лежај
4. подлошка
5. ланчаник
6. навртка
7. 7-сигурносна навртка

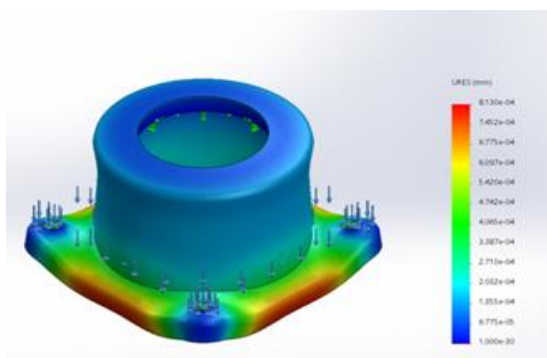


слика бр.29- Навртка са попречним пресеком чауре

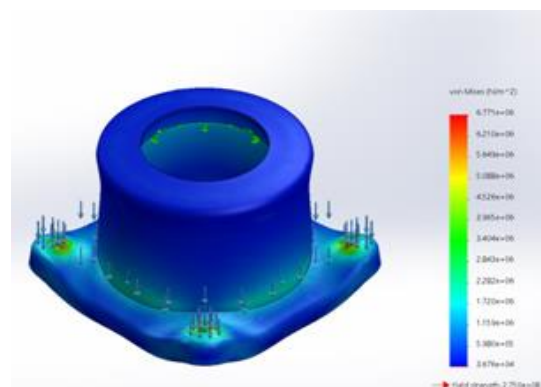
Димензије навојног вретена и навртке нису дефинисане стандардом. Дужину навртке диктирају димензије елемена који се на њу монтирају, док је дужина навојног вретена дефинисана минималном и максималном висином дизања.

Сигурносна навртка има исти навој као и главна навртка, израђена је од челика и њена висина је знатно мања. Веза између ове две навртке је остварена зартњевима М8. Потреба за коришћењем додатне навртке је у циљу повећана сигурности корисника ове дизалице.

Носећа чаура представља везу између навртке и читаве подизне платформе и има улогу да преноси оптерећење. Један је од најоптерећенији елемената у склопу, због чега је урађена провера њеног напонског и деформационог стања.



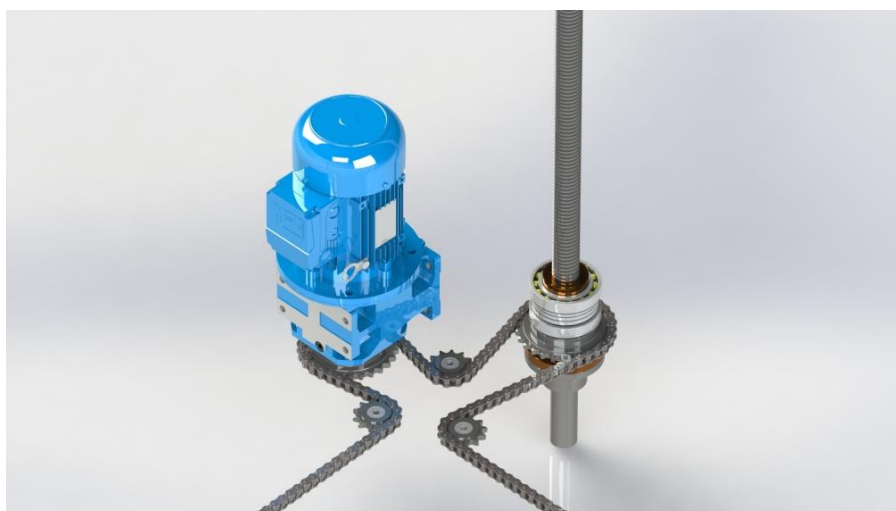
слика бр.30-Расподела напона чауре



слика бр.31-Расподела деформација чауре

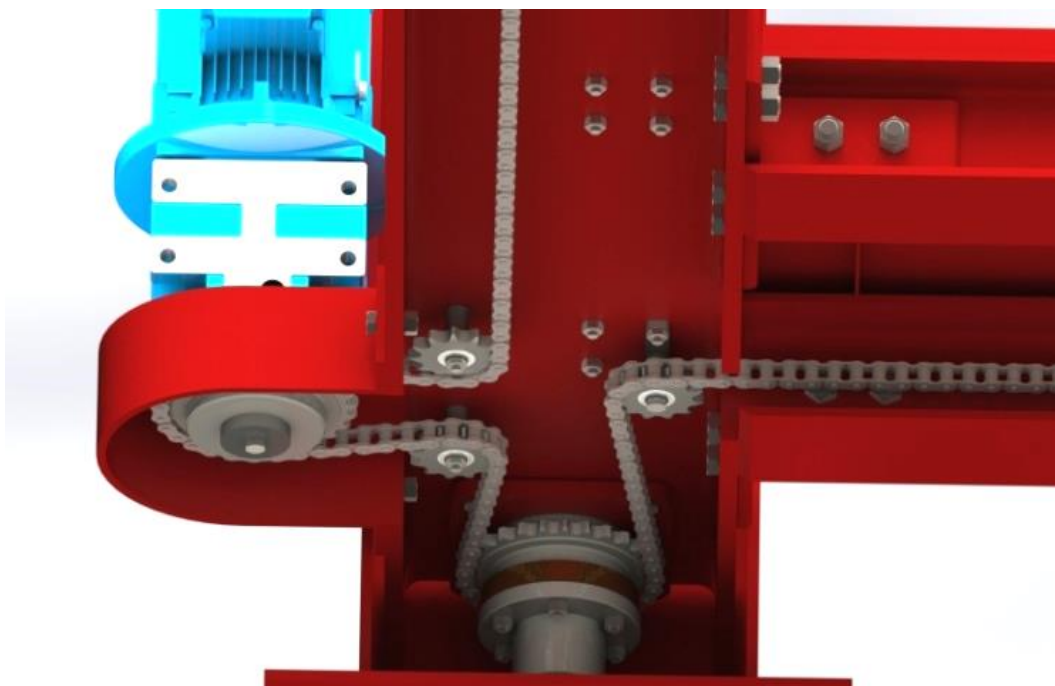
Табела бр. 4

Параметар	вредност	Јединица мере
Број чворова	15245	
Дозвољени напон	160	МПа
Максимални напон	67,71	МПа
Максималне деформације	$8,13 \times 10^{-4}$	mm

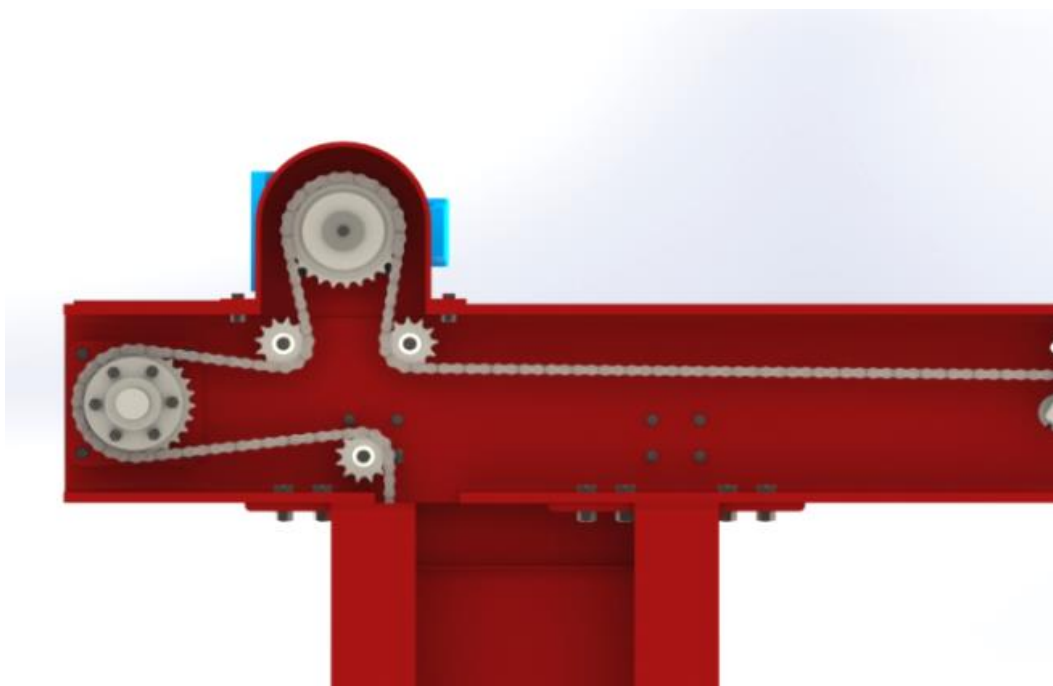


слика бр.32- Затезни ланчаници

Како би се путања ланца прилагодила конструкцији саме дизалице коришћено је шест затезних ланчаника. Путања ланца је дата на слици 28. Такође,затезни ланчаници повећавају обвојни угао код погонског и гоњених ланчаника,чиме се смањује хабање зубаца и продужује се животни век ланчаника.Сви ланчаници су израђени са симетричном главчином,те када се похаба једна страна бочног профила зубаца могуће је заокретање ланчаника за 180° .



слика бр.33– Положлај затезног ланчаника а

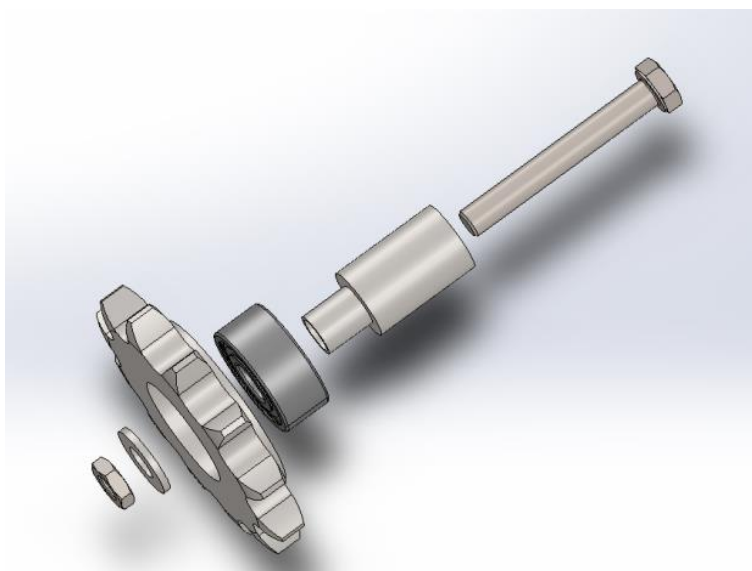


слика бр.34– Положлај затезног ланчаника б



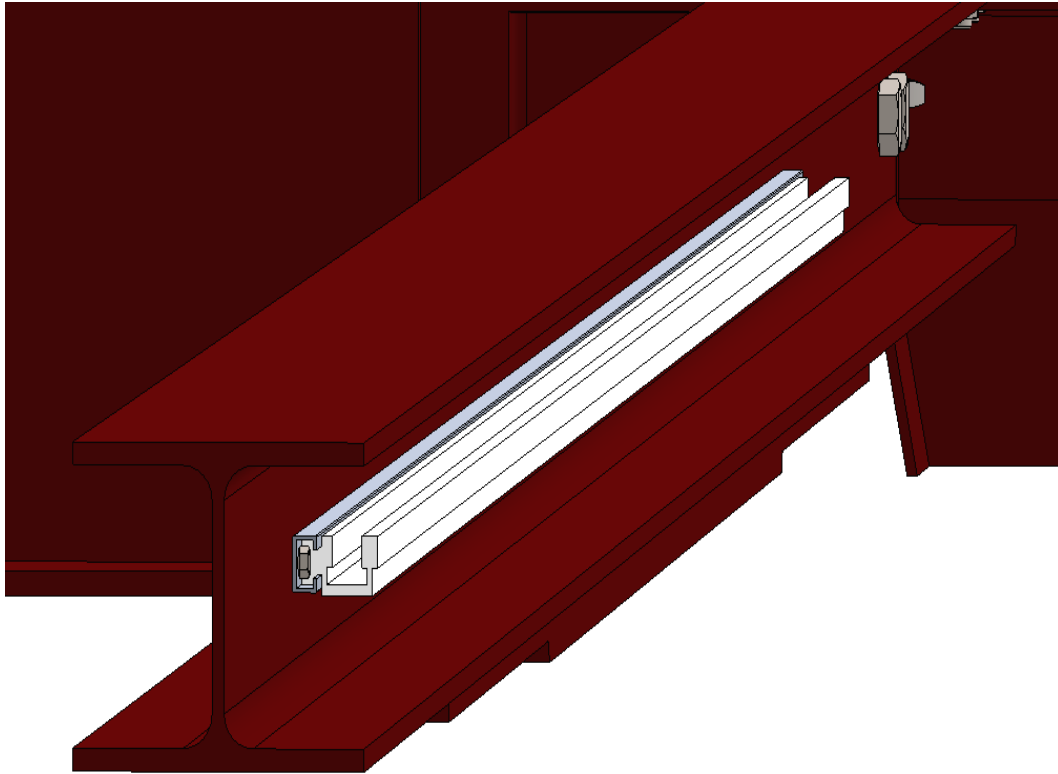
слика бр.35– Положај затезног ланчаника в

Ланчаник и лежај су монтирани на чауру са препустом како би се спречило осно померање ланчаника и повезани су са подизном платформом завртањском везом. Начин монтирања и позиција затезних ланчаника се може видети на сликама 33,34,35 и 36.



слика бр.36- Монтирање затезноног ланчан

Обзиром да је положај ланчаника хоризонталан и даје максимално осно растојање између два суседна ланчаника на путањи ланца 5000 mm, употребљене су вођице ланца како би се спречило његово спадање. Вођице ланца су израђене од полимерних једињења. Ове вођице су изабране због тога што у поређењу са металним вођицама ланца располажу мањим отпором трења и не долази до појаве буке. Подмазивање није потребно [6,7,8,9,10].



слика бр. 37-Вођица ланца

После одређеног периода експлоатације ланчаног преносника долази до хабања и повећања корака, услед чега се јавља неправилно спрезање чланака са зупцима ланчаника. Због новонасталих услова долази до допунских оптерећења у ланцу и појаве вибрација које негативно утичу на рад преносника

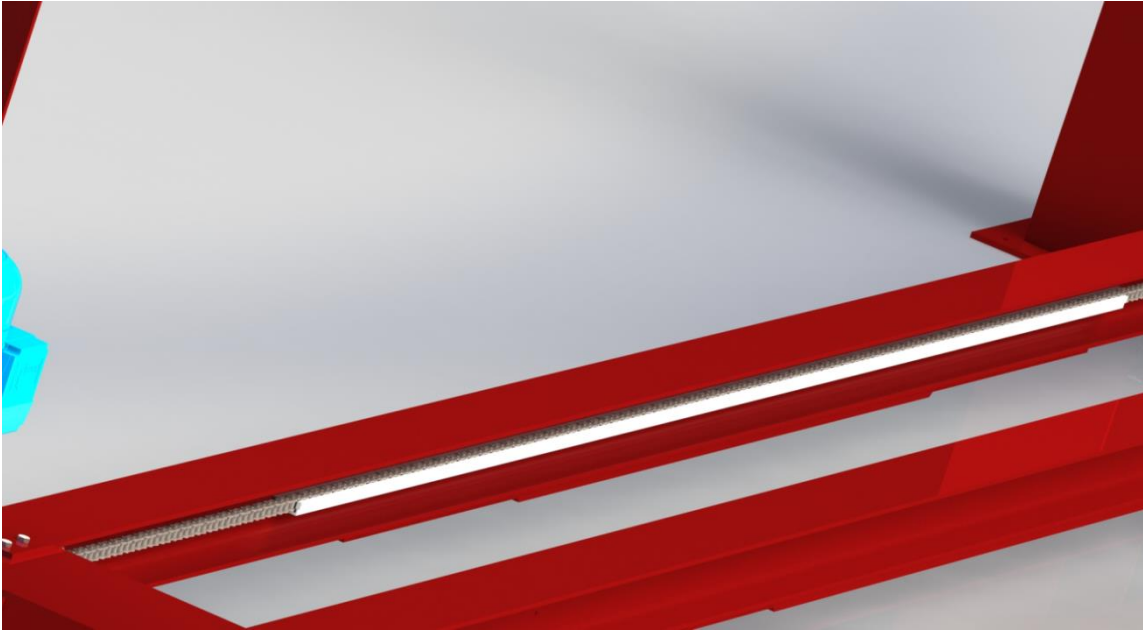


слика бр.38-Затезач ланца

Како би се обезбедио правилан рад преносника употребљена су два затезача ланца.

Употреба уређаја за затезање у ланчаном преноснику обезбеђује:

- компензацију разлике између стварне и рачунске дужине ланца,
- компензацију издужења корака ланца,
- пригушивање буке и вибрација,
- пригушивање удара,
- повећању обвојног угла,
- дужи радни век преносника.



слика бр.39-Вођица ланца



слика бр.40 -Затезач ланца

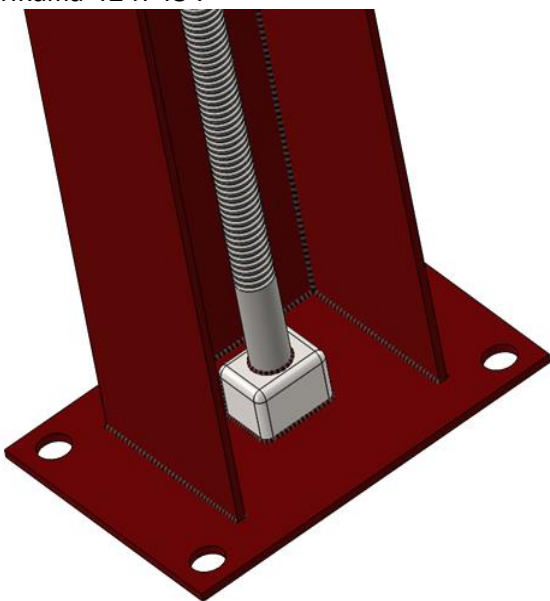
4.3 Улежиштење навојног вретена

Стубови су направљени од челичног нелегираног лима дебљине 10 mm. Постоље стуба је димензија 500x360 mm и има избушена четири отвора за учвршћивање за подлогу.Тиме је обезбеђена стабилност дизалице.Стуб је израђен заваривањем лимених плоча.



слика бр.41-Стуб

Како је у навојном споју навртка покретан елемент,вретено је заварено на оба своја краја,тако да нема ниједан степен слободе. Улежиштење вретена је приказано на сликама 42 и 43 .



слика бр.42-Доње улежиштење
вратена навојног



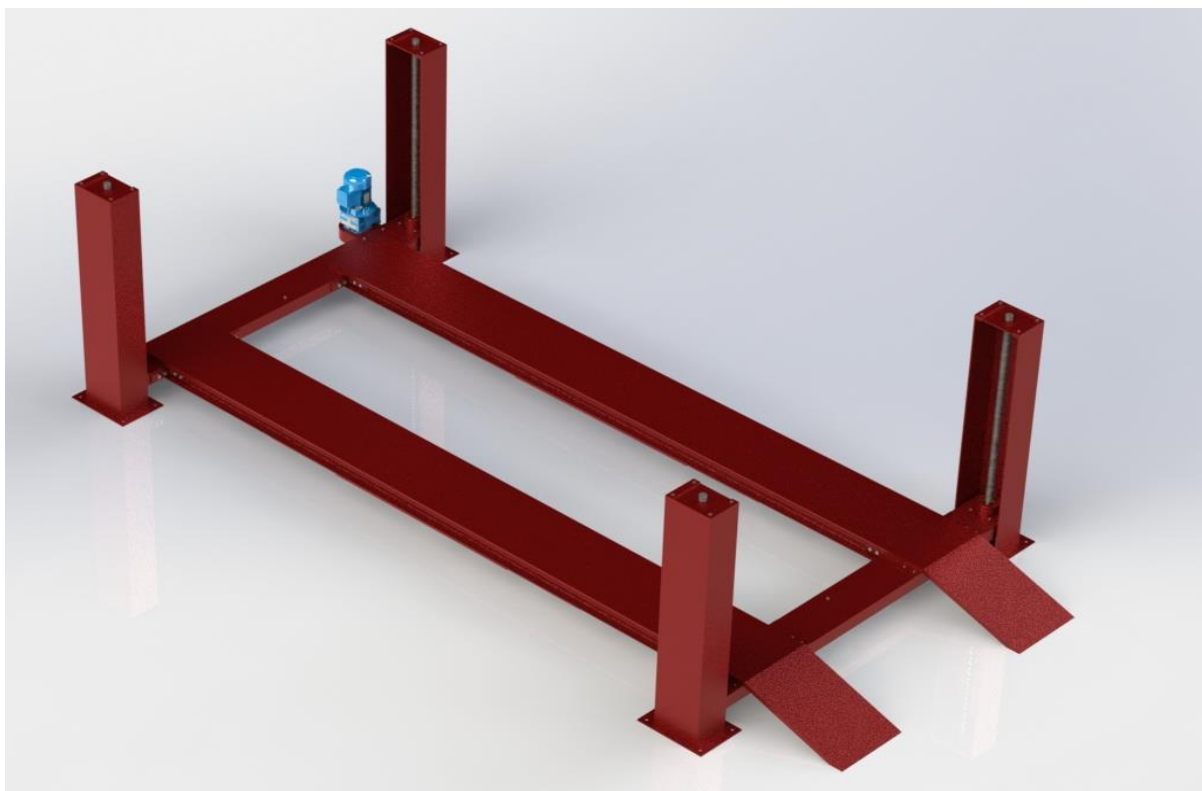
слика бр.43-Горње улежиштење
навојног вратена



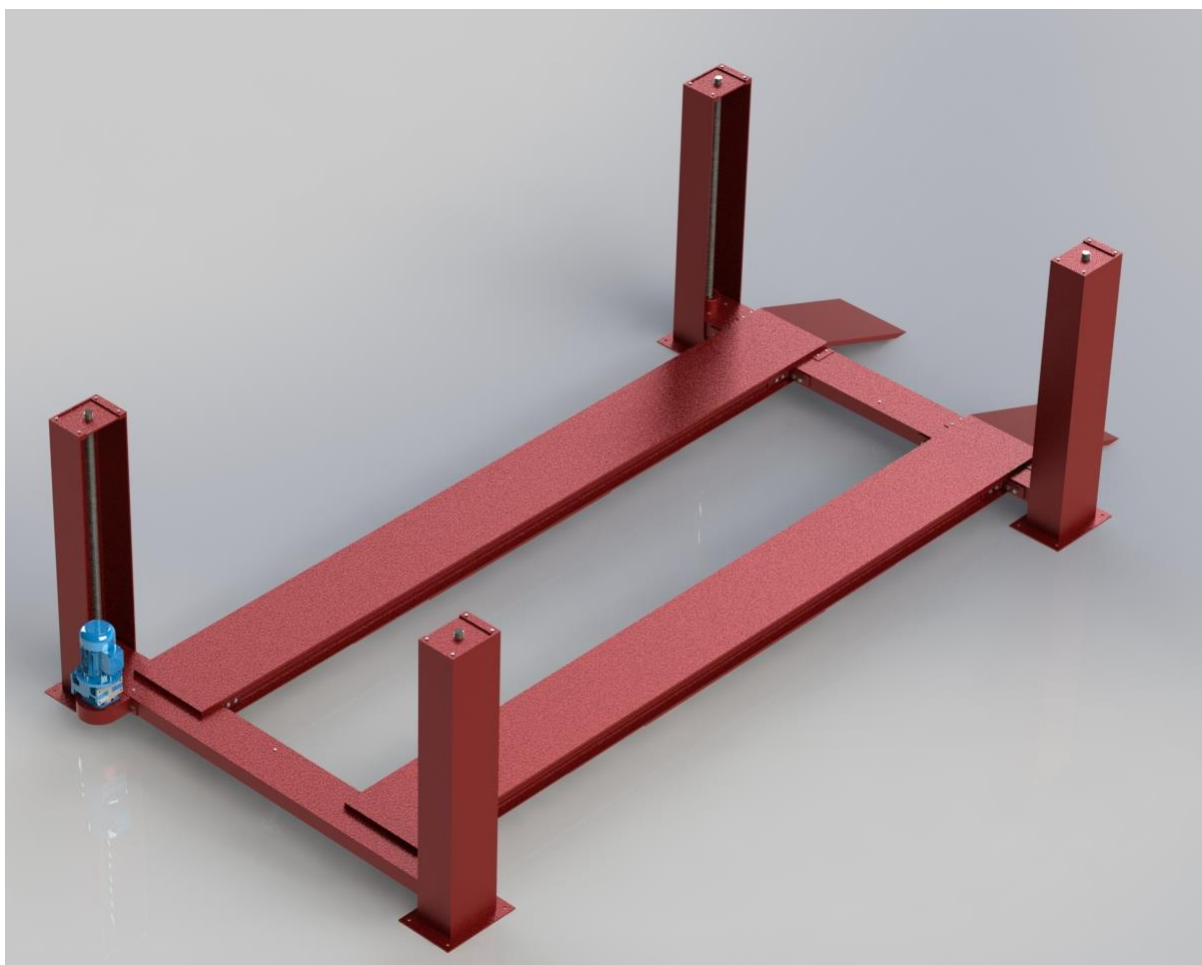
слика бр. 44- Пројектована дизалица а



слика бр 45- Пројектована дизалица б



слика бр. 46- Пројектована дизалица в



слика бр. 47- Пројектована дизалица

5. ЗАКЉУЧАК

У овом раду извршено је пројектовање и моделирање четворостубне електромеханичке аутодизалице. Изабрано је решење где ја навртка покретни елемент у навојном пару и чије аксијално померање дуж навојног вретена обезбеђује подизање и спуштање аутомобила. Овакав принцип функционисања олакшава монтажу и доприноси компактности уређаја.

Усвојен је мотор са редуктором произвођача *Rossi*. Извршен је прорачун покретног навојног споја и усвојен је трапезни навој Тр 48x8. Сви степени сигурности су у дозвољавајућим границама. Ради безбедности руковалаца дизалице уграђене су и одговарајуће сигурносне навртке.

Носећа конструкција се одликује високом крутошћу и чврстоћом. Провера напонског и деформационог стања је извршена методом коначних елемената у софтверу "*SolidWorks*". Напони и деформације не излазе из дозвољених оквира.

На основу урађених прорачуна и анализа изводи се закључак да се пројектована електромеханичка четворостубна дизалица може веома поуздано користити у ауто сервисима.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Вера Николић: Машински елементи, Машински факултет, Крагујевац 2004.
- [2] Милан Ћировић: Отпорност материјала, Машински факултет, Крагујевац 2008.
- [3] Ружица Николић; Весна Марјановић: Металне конструкције, Машински факултет, Крагујевац 2007.
- [4] Блажа Стојановић; Мирко Благојевић: Механички преносници, Машински факултет, Крагујевац 2015.
- [5] Таблице стандардних ваљаних профила
- [6] <https://www.rossi.com/en/hq>
- [7] <https://www.maedler.de/>
- [8] <https://www.traceparts.com/en>
- [9] <https://zimmscrewjacks.com/>
- [10] <https://www.skf.com/rs/index.htm>