

**Факултет инжењерских наука  
Универзитета у Крагујевцу**



**Назив студијског програма: Машинско инжењерство**

**Ниво студија: Мастер академске студије**

**Модул: Машинске конструкције и механизација**

**Предмет: Примена рачунара у развоју производа**

**Број индекса: 360/2013**

**Дејан С. Нешковић**

**Конструисање линије за попречно  
сечење трансформаторског лима**

**мастер рад**

**Комисија за преглед и одбрану:**

**1. др Ненад Марјановић, ред. проф. - ментор**

**2. \_\_\_\_\_**

**3. \_\_\_\_\_**

**Датум одбране: \_\_\_\_\_**

**Оцена: \_\_\_\_\_**

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да

изврши детаљно конструисање линије за попречно сечење трансформаторског лима. Потребно је одрадити прорачуне најважнијих делова конструкције и одрадити моделе у софтверском пакету *Autodesk Inventor* које у раду треба приказати сликама на којима се јасно виде коришћени делови и остварене везе. Резултат треба да буде потпуно нова конструкција детаљно описана на минимум педесет страна рада. Као додатак, потребно је дати технички цртеж читавог склопа са извученим позицијама делова и елемената.

Препоручена литература:

[1] проф. др Ненад Марјановић. Методе конструисања. Крагујевац: Машински факултет, 1999.

[2] Милорад Јовановић, Драган Адамовић, Вукић Лазић, Нада Ратковић. Машински материјали. Крагујевац: Машински факултет, 2003.

[3] Вера Николић. Машински елементи: теорија и примери. Крагујевац, 1995.

Крагујевац, датум

30.06.2015

Ментор:

проф.др Ненад Марјановић

- Abstract

This work is a self-studied project about constructing completely new sheet metal cutting machine that can be applied for cutting transformer sheet metal for transformer's E-core. The whole work is divided into few parts. In the first part the most important terms related to the process of sheet metal cutting will be explained and certain requests which must be taken into consideration when constructing will be provided. Then, a detailed description of the process of construction with figures and their explanations will be given. Also, the most significant elements and constructions will be calculated so as to test their capability to answer technical requirements. At the very end the result of the entire work will be seen through pictures of a ready-made machine.

- Key words

Sheet metal cutting scissors, hard steel, transformer sheet metal, transformer core.

- Резиме рада

Овај рад претставља самостално одрађен пројекат у оквиру кога је извршено конструисање сасвим нове машине за попречно сечење трансформаторских лимова за Е-језгро трансформатора. Читав рад се састоји из неколико делова. У првом делу биће објашњени најважнији термини везани за операције сечења лимова и биће дати одређени захтеви који се морају испоштовати при процесу конструисања. Затим, уследиће детаљан опис процеса конструисања са сликама конструкција и њиховим објашњењима. Такође, вршиће се прорачун одговорних елемената и конструкција како би се испитала њихова способност да одговоре техничким захтевима. На самом крају видеће се резултат рада кроз слике готове машине.

- Кључне речи

Маказе са сечење лима, тврди метал, трансформаторски лим, језго трансформатора.

## Садржај

|                                                                           |    |
|---------------------------------------------------------------------------|----|
| 1. Увод.....                                                              | 1  |
| 2. Технички захтеви .....                                                 | 2  |
| 3. Процес развоја и генерисања идеје .....                                | 3  |
| 3.1 Прва концепција.....                                                  | 3  |
| 3.2 Друга концепција .....                                                | 5  |
| 3.3 Трећа концепција .....                                                | 6  |
| 3.4 Четврта концепција.....                                               | 7  |
| 3.5 Анализа и избор коначног идејног решења.....                          | 7  |
| 3.6 Избор конструкционог решења .....                                     | 9  |
| 4. Карактеристике ножа од тврдог метала .....                             | 12 |
| 4.1 Карактеристике лима.....                                              | 14 |
| 4.2 Прорачун силе сечења .....                                            | 14 |
| 4.3 Зазор између горњих и доњих маказа .....                              | 15 |
| 4.4 Прорачун хода ножева.....                                             | 15 |
| 5. Конструкционо извођење склопа маказа и погонског механизма .....       | 16 |
| 5.1 Склоп маказа .....                                                    | 16 |
| 5.2 Усвајање елемената за обезбеђење ротације склопа маказа .....         | 22 |
| 5.3 Ослањање склопа маказа.....                                           | 24 |
| 6. Усвајање погонског мотора .....                                        | 26 |
| 6.1 Конструкција ексцентричног механизма.....                             | 27 |
| 6.2 Погон за сечење.....                                                  | 30 |
| 7. Механизам за ротацију маказа.....                                      | 31 |
| 7.1 Усвајање серво мотора за ротацију маказа.....                         | 35 |
| 7.2 Прорачун каишног преноса.....                                         | 37 |
| 8. Механизам за транслаторно покретање машине.....                        | 40 |
| 8.1 Усвајање серво мотора за остварење транслаторног кретања машине ..... | 40 |
| 8.2 Избор линеарног актуатора.....                                        | 43 |
| 8.3 Усвајање линеарног вођења машине.....                                 | 46 |
| 9. Изглед склопа маказа.....                                              | 48 |
| 10. Закључак .....                                                        | 50 |
| 11. Литература.....                                                       | 51 |

## 1. Увод

Задатак овог рада је конструисати маказе за попречно сечење лимова за Е-језгро трансформатора. При томе, потребно је водити рачуна да полазна идеја и концепција читаве конструкције буде потпуно нова, да претставља нешто ново на тржишту и да пре свега задовољи све техничке захтеве који су дефинисани. Премда досадашње линије за овај вид сечења трансформаторских лимова поседују (у великој већини случајева) неколико станица сечења са неколико засебних погона идеја је створити сасвим нов производ који ће имати само један погон за сечење који ће бити у могућности да обави све операције сечења потребне за производњу читаве серије лимова за Е-језгро спремне за паковање. Такође, димензије маказа морају бити исте или мање него код тренутно постојећих маказа. Маса маказа мора бити мања од 6200 килограма из разлога што се стандардне дизалице праве тако да могу подићи терет до те границе. Један од реалних циљева који је јако битан приликом извођења овог пројекта је створити производ који ће бити у стању да задовољи потребе великог броја фирми које такав вид производа користе по питању броја обрадака који се добијају у оквиру референтног интервала. Уколико би нови производ био у стању да у потпуности задовољи тај критеријум и омогући да се производња одвија несметано и да покрива обим производње он би у сваком погледу био бољи избор од осталих маказа сличног типа. То значи да би минималан број обрадака у временском интервалу од 60 секунди био 100 комада што претставља премостиву препреку и њеним савлађивањем може се упустити у даље решавање проблема конструисања машине с обзиром да других већих препрека размишљању у овом смеру нема.

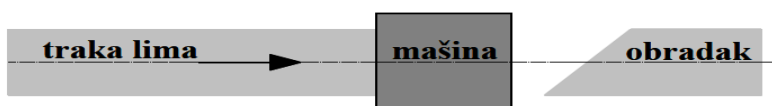
## 2. Технички захтеви

Технички захтеви за реализацију овог пројекта односе се конкретно на могућност машине да изврши следеће операције сечења:



*Слика 2.1 Технички захтеви*

Такође, од великог је значаја у зависности од смера кретања траке лима кроз машину извршити повољно позиционирање горњих и доњих маказа. То значи да део траке лево од машине (погледати слику 2.2) увек мора након операције сечења остати на доњим маказама како би могао несметано да настави кретање даље у смеру наглашеном на слици 2.2.



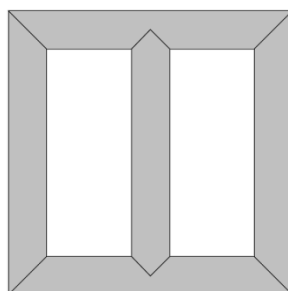
*Слика 2.2 Траса кретања траке*

Што се тиче осталих захтева, битан је редослед обрадака који излазе из машине јер би поредак требао да буде такав да се у једном радном циклусу изврше операције сечења приказане на слици 2.3. Почетак траке лима је претходно обрађен и има облик кракова једнакокраког троугла, тако да приликом проласка кроз сектор за извођење операције сечења долази до прескакања прве операције. На слици 2.3 приказана је трака лима на којој се виде линије под углом од  $45^\circ$  које у ствари претстављају линије по којима је извршено сечење.



*Слика 2.3 Радни циклус*

Још је битно напоменути да се сви резови у операцијама сечења врше под углом од  $45^\circ$  ради уклапања лимова приликом паковања трансформатора у облик приказан на слици 2.4.

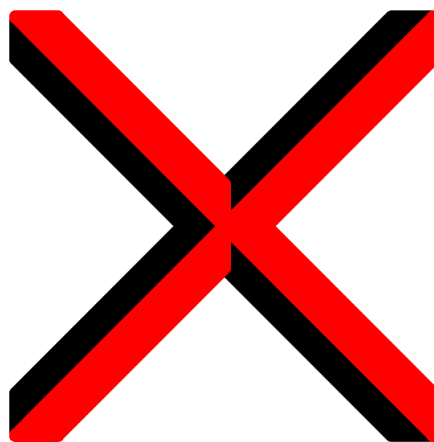


*Слика 2.4 Изглед спакованог језгра*

### 3. Процес развоја и генерисања идеје

Узимајући у обзир све техничке захтеве отпочиње се са стварањем идеје и њеним вредновањем у складу са захтевима. Редослед операција сечења мора бити исти као што је то дато на слици 2.3 јер на тај начин остварено је максимално искоришћење материјала. С друге стране, као што је дефинисано техничким задатком, маказе за сечење морају имати само један погон за све операције сечења, и све операције сечења морају се вршити на истом месту од стране тог погона. У складу са свим тим уследила су следећа идејна решења концепције алата за извођење сечења.

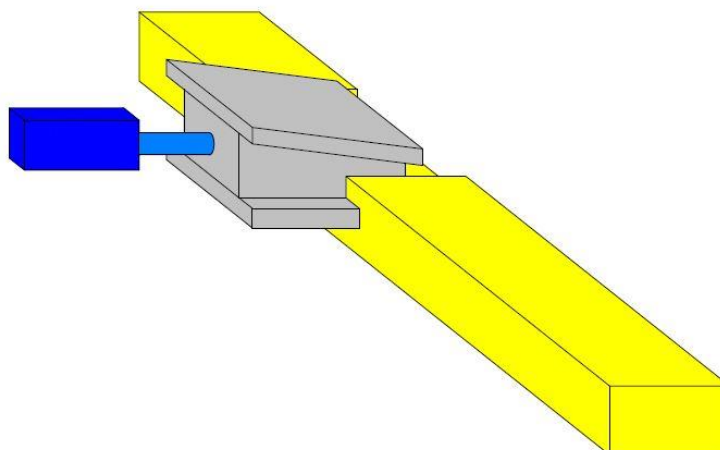
#### 3.1 Прва концепција



*Слика 3.1.1 Скица прве концепције (црвено-горње маказе, црно-доње маказе)*

На слици 3.1.1 приказана је шема првог идејног решења. Она претставља четири одвојена ножа који имају профилисане чеоне површине на месту њиховог сретања. Те површине су закошене под углом од  $45^\circ$  ради лакшег уклапања с обзиром да се операције сечења врше неком од комбинација ножева. Сваки од ножева наравно има свој доњи пар са којим заједно чини сет. Дакле, зависно од операције сечења неки ножеви су активни и врше просецање, док су неки пасивни и остварују празан ход. Сваку следећу операцију сечења чини различита комбинација ножева што значи да мора постојати механизам за активацију и деактивацију сваког од четири сета ножева понаособ.

То је постигнуто применом косих равни што је приказано на слици 3.1.2.



**Слика 3.1.2** *Коришћење косе равни за измену нивоа висине ножа*

На слици 3.1.2 жутом бојом претстављен је нож, сивом бојом клин са нагибом а са плавом бојом пнеуматски цилиндар. Горњи профил клина са нагибом постави се у одговарајући жлеб на носећој плочи алата док се пнеуматски цилиндар такође причврсти на исту плочу. На овај начин изврши се монтажа свих ножева. На скици је приказан само један клин, међутим у реалној изведби замисао је да се користе два клина како би се осигурало да се нож креће по правој линији како не би дошло до закошења ножа чиме би се јавило и кочење. Кретање ножа врши се помоћу пнеуматског цилиндра који потискује клин напред или га повлачи назад у зависности да ли је потребна активација или деактивација ножа. Контактна површина клина са ножем је по слоју самоподмазујуће бронзе тако да није потребно предвидети системе за подмазивање. На идентичан начин врши се везивање доњег пара ножа за сва четири сета.

### 3.2 Друга концепција

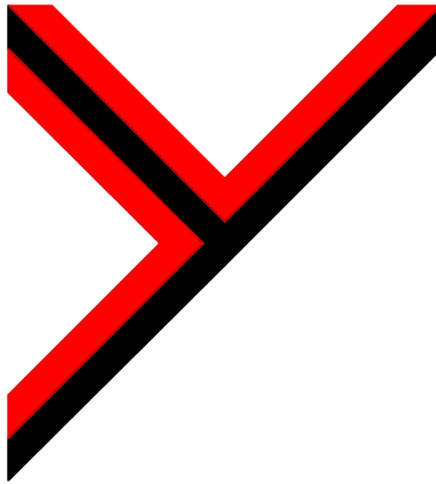


**Слика 3.2.1** Слика друге концепције (црвено-горње маказе, црно-доње маказе)

У оквиру ове концепције налази се један нож V-облика у комбинацији са једним равним ножем. У циљу извођења свих операција сечења ова концепција захтева ротирање оба сета ножева за одређени угао. Као што је био случај у првој концепцији тако је и овде везивање ножева у циљу омогућења њихове активације и деактивације извешено клиновима са косом равни. Међутим, у овом случају потребан је мањи број клинова а самим тим и мањи број пнеуматских цилиндара. Принцип активације и деактивације ножева је исти као што је то био случај у првој концепцији.

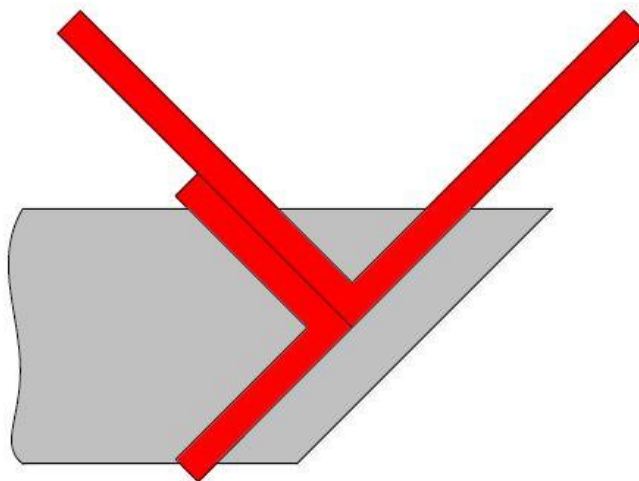
За сечење предвиђених резова потребно је вршити ротацију ножева за угао од  $90^\circ$  у циљу успешног сечења. За разлику од горњих ножева које чини комбинација ножа V-облика и равног ножа, доњи пар сета ножева чини комбинација два равна ножа који су на слици 3.2.1 претстављени црном бојом, од којих је један два пута дужи од другог и додирују се чеоном површином краћег ножа и средишњим делом бочне површине дужег ножа. На тај начин добија се доњи сет ножева и за V-облик сечења и за праволинијске резове. Код ове концепције, када су у питању доњи ножеви, само краћи нож поседује механизам са клином са нагибом из разлога што није потребна измена висине дужег ножа јер он учествује у свим операцијама сечења.

### 3.3 Трећа концепција



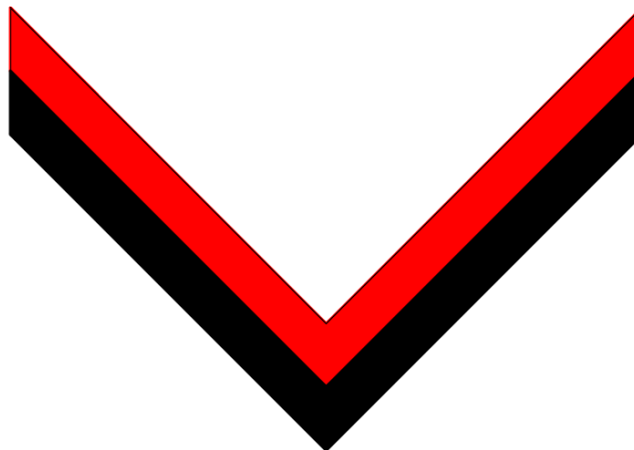
**Слика 3.3.1** Слика треће концепције (црвено-горње маказе, црно-доње маказе)

Ова концепција претставља комбинацију два ножа V-облика постављених под углом од  $91^\circ$ . Оба ножа имају своје парове доњих ножева који такође одговарају V-облику. У овом случају није потребно вршити активацију и деактивацију ножева с обзиром да се раде само V-резови при сечењу док се праволинијски резови врше тако што се оба сета ножева транслаторно помере у правцу управном на правац кретања лима. Дакле у овом случају потребан је механизам за транслаторно кретање ножева у циљу покривања свих операција сечења. Сечење V-резова је јасно како се врши са слике 3.3.1, међутим када су у питању праволинијски резови они се врше једним краком V-ножа. Значи да, с обзиром да се праволинијски резови могу вршити крацима горњег сета ножева V-облика са слике 3.3.1 потребно је да дужина кракова буде дупло већа него што је то случај са другим сетом како би се покрила читава ширина лима с обзиром да V-резови иду само до половине ширине траке лима.



**Слика 3.3.2** Карикирани однос димензија ножева

### 3.4 Четврта концепција



**Слика 3.4.1** Слика коначне концепције (црвено-горње маказе, црно-доње маказе)

На слици 3.4.1 приказано је четврто идејно решење концепције ножева. Читаву концепцију чине један нож V-облика који врши све потребне операције сечења. Међутим, за исправно функционисање ове концепције неопходно је обезбедити ротацију као и транслацију концепције. С друге стране, избегнута је потреба активације и деактивације ножева јер се све операције сечења врше овим спојем ножева V-облика тако да су ножеви укључени и врше све операције сечења. Горњи ножеви смају своје доње парове са којима чине сет који одговарају њиховом облику.

### 3.5 Анализа и избор коначног идејног решења

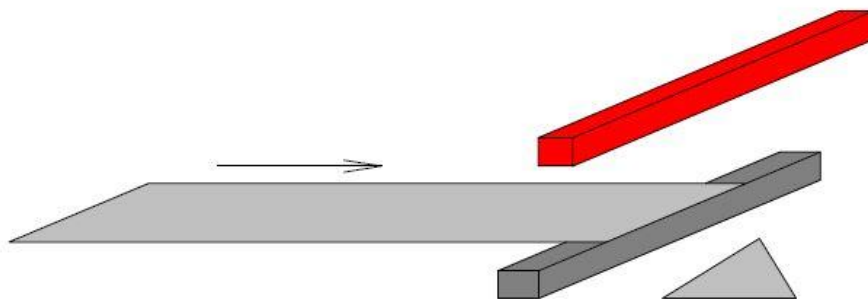
Након пажљивог разматрања предложених решења потребно је извршити избор оптималног решења и наставити његово даље развијање. Избор се врши било усвајањем једног од предложених решења, било комбинацијом неколико решења у циљу добијања идеалне концепције или пак усвајањем једног решења и његовом преправком.

Након детаљне анализе предложених концепција врши се селекција.

-Прва идејна концепција са аспекта могућности извођења жељених операција задовољава све критеријуме. С друге стране, компликоване је монтаже и укључује превелики број елемената за остваривање кретања ножева. Такође, јако је тешко извести спајање сва четири ножа у једној тачки и одржавање тог положаја у току рада. С обзиром да поседује велики број елемената врше разна индивидуална кретања, велика је могућност да дође до хаварије или отказа неког од елемената што би довело до застоја у раду машине.

-Друга концепција такође са аспекта вршења потребних операција сечења задовољава услове. С друге стране, само један од ножева захтева активацију и деактивацију приликом сечења различитих оперција сечења чиме се компликованост концепције смањује у поређењу са првом концепцијом. Међутим, уколико се погледа слика 2.1 на којој се виде захтеви при сечењу може се видети да је у овом случају потребно јако често вршити ротацију ножева, и да су углови ротирања јако велики, чак до  $180^\circ$ .

-Што се тиче треће концепције, претставља јако квалитетно решење које је у стању да без проблема врши све врсте сечења јако ефикасно. Међутим, као што је раније поменуто, потребно је да приликом извршеног сечења лима део траке лика који даље наставља у смеру ка сектору сечења остане на доњим маказама како би могао да настави своје кретање након извршеног одсецања. На слици 3.5.1 видимо идеалан положај траке лима која након одсецања остаје на доњим маказама. Црвеном бојом претстављен је горњи нож, тамно сивом доњи, док је светло сивом претстављена трака лима, као и отпад који настаје приликом сечења.



*Слика 3.5.1 Идеално позиционирање доњих маказа*

Уколико се овај критеријум не би испоштовао приликом конструисања јавила би се потреба за додатним механизмом за подизање траке лима након сечења на ниво доњег ножа у циљу наставка кретања кроз систем у смеру наглашеном стрелицом на слици 3.5.1.

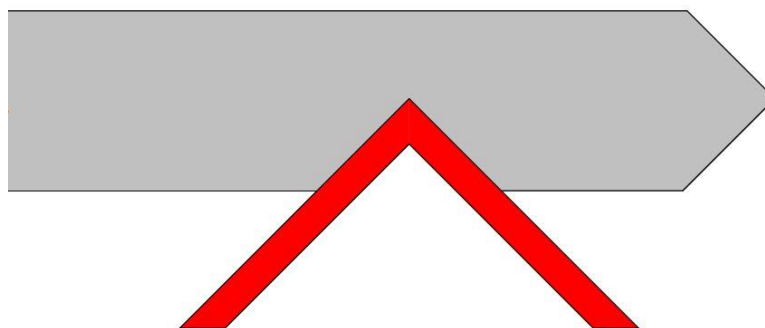
-Четврта концепција настала је као побољшање треће концепције и у потпуности је успела да исправи недостатке треће концепције. Конструкција је једноставније, с обзиром да је чини само једна комбинација ножева V-облика. Међутим, за ова концепција поред транслаторног померања захтева и систем за ротацију у циљу покривања свих операција сечења дефинисаних техничким захтевом.

### 3.6 Избор конструкционог решења

Након детаљне анализе, усваја се четврта концепција на основу које ће бити извршено даље конструисање маказа због своје једноставности и способности да одговори на све захтеве.

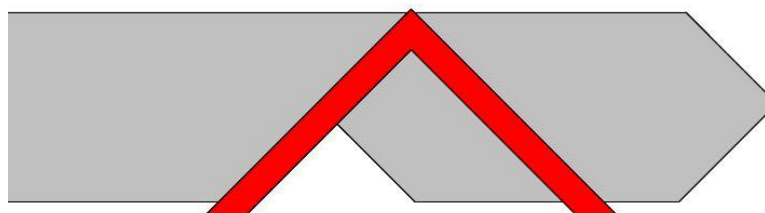
На сликама 3.6.1; 3.6.2; 3.6.3; 3.6.4; 3.6.5; 3.6.6; 3.6.7; 3.6.8; 3.6.9 приказани су положаји које ножеви заузимају при раду у току једног циклуса сечења. Тај целокупан процес се затим циклично понавља. Ножеви се у положаје приказане на сликама доводе комбинацијом транслаторног кретања у правцу управном на правац кретања лима и ротационог кретања око осе која пролази кроз тежиште концепције ножева.

Први положај претставља и положај ножева на почетку рада.



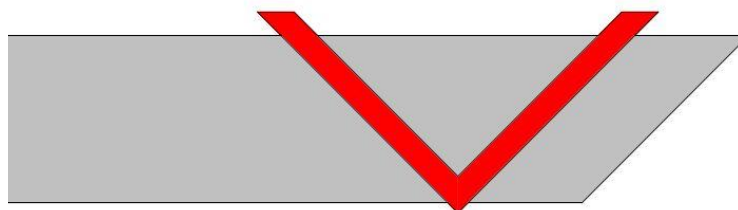
*Слика 3.6.1 Први положај ножева*

Како би се из првог положаја прешло у други потребно је извршити транслаторно померање ножева за одређену дужину.



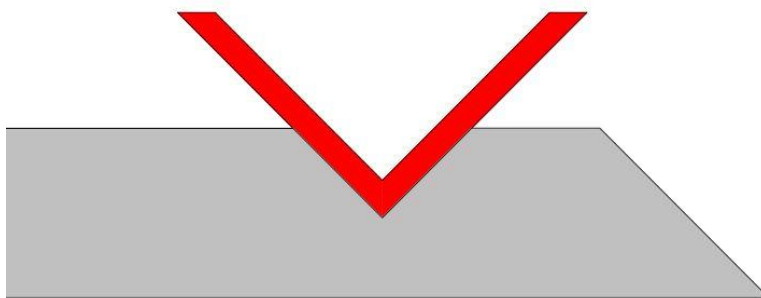
*Слика 3.6.2 Други положај ножева*

У циљу преласка у трећи положај потребно је ножеве ротирати за угао од 180°.



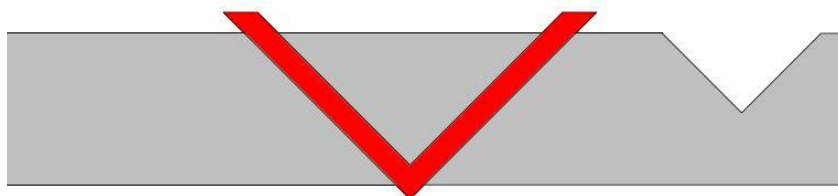
*Слика 3.6.3 Трећи положај ножева*

Довођење ножева у четврти положај остварује се транслаторним померањем ножева.



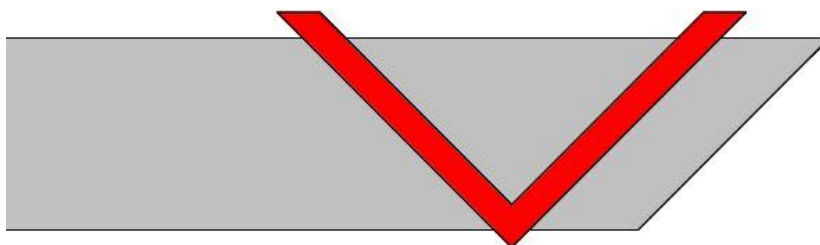
*Слика 3.6.4 Четврти положај ножева*

Затим, потребна је још једна транслација како би се ножеви довели у пети положај.



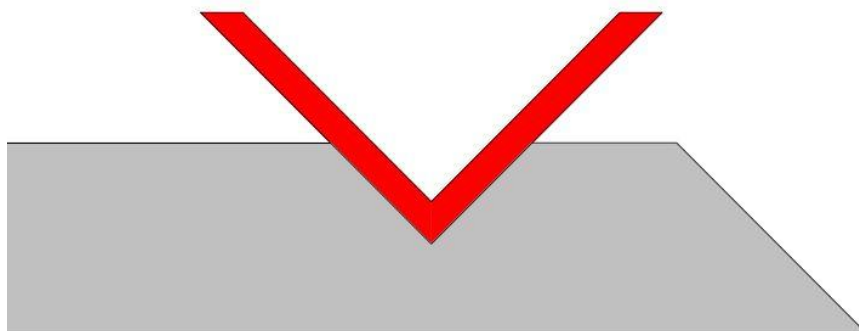
*Слика 3.6.5 Пети положај ножева*

Што се тиче шестог положаја ножева он је исти као и пети положај, са том разликом да сада други крак V-концепције ножева врши одсецање.



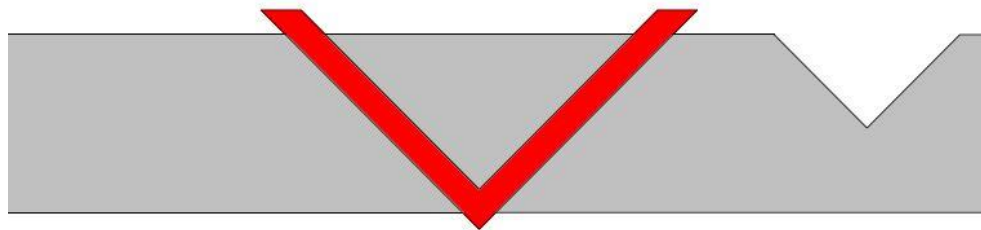
*Слика 3.6.6 Шести положај ножева*

Прелазак у седми положај остварује се транслаторним померањем ножева.



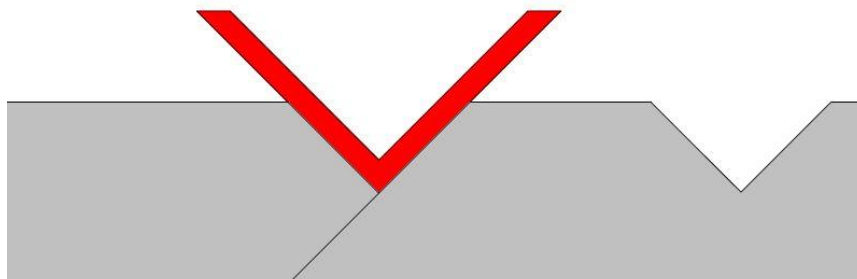
*Слика 3.6.7 Седми положај ножева*

За прелак у осми положај потребно је остварити још једно транслаторно померање ножева.



*Слика 3.6.8 Осми положај ножева*

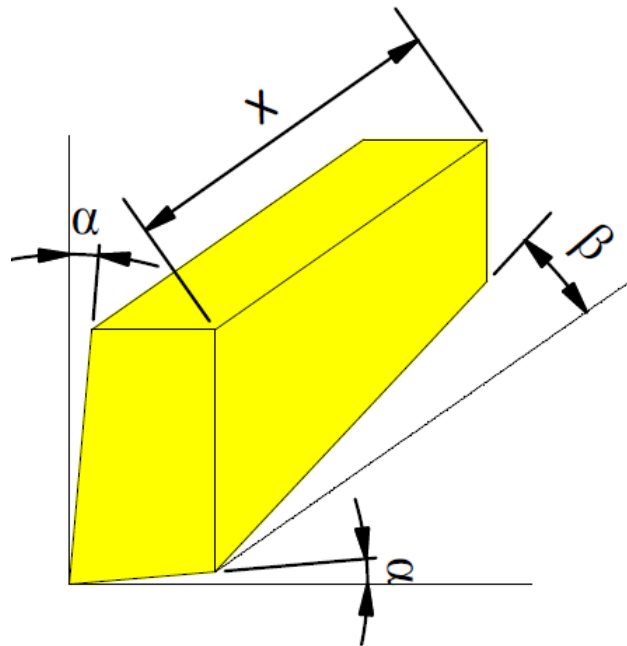
Што се тиче деветог положаја ножева, битно је поменути да се одсецање лима врши на истом месту као на слици 3.6.8 с том разликом што је потребно транслаторно померити ножеве и затим довршити сечење ове секције траке лима једним V-резом.



*Слика 3.6.9 Девети положај ножева*

#### 4. Карактеристике ножа од тврдог метала

Што се тиче маказа, постоје одређене ствари које је потребно знати у раду са њима. Једна од битних ствари је та да под маказама подразумевамо читав склоп ножева од тврдог метала и носача тих ножева повезаних у V-облик. Веза између ножева од тврдог метала и њихових носача са којима чине склоп маказа за сечење остварена је лепљењем. На слици 4.1 дате су одређене димензије ножа од тврдог метала и његови углови и дата су њихова објашњења и значења.



**Слика 4.1** Битне димензије ножа од тврдог метала

Што се тиче тврдог метала који се користи за сечење трансформаторског лима битно је напоменути пар димензија. Једна је дужина (означена ознаком  $x$  на слици 4.1) и она варира у зависности од ширине лима који се сече (конкретно у овом раду се ради машина за сечење лима ширине 40-440mm). Друга битна димензија је угао  $\alpha$  који је реда величина блиских вредности од  $1^\circ$ , а који је јако битан како не би дошло до трења између лима и тврдог метала након пролаза резне ивице маказа кроз материјал лима. Најбитнија димензија је угао  $\beta$  који у великој мери смањује потребну силу за сечење. Конкретно у овом раду угао  $\beta$  износи  $0,75^\circ$  у складу са препорукама. Иначе, да бисмо схватили важност овог угла битно је поменути да се за вредност  $\beta=5^\circ$  сила потребна за сечење смањује и до 20%.

Што се тиче дужине ножа, она зависи од ширине лима који се сече. С обзиром да се ширине лима у овом случају крећу  $b = 40 \div 440 \text{ mm}$ , минимална дужина ножа за максималну ширину лима добија се из израза  $L = b_{\max} \cdot \sqrt{2} = 622.25 \approx 625 \text{ mm}$ .

Што се тиче висине и ширине тврдог метала на маказама оне зависе пре свега од предвиђеног броја преоштравања и усвајају се искуствено у складу са стандардним димензијама добављача. У овом раду маказе су V-облика са дужинама кракова  $625 \text{ mm}$ .

Тврди метал који се користи за сечење је ознаке GT30. На слици 4.1.1 приказана је структура материјала под микроскопом:



**Слика 4.1** Увећан приказ структуре GT30

**Табела 4.1** Хемијски састав и основне механичке карактеристике GT30

|                                          |                               |
|------------------------------------------|-------------------------------|
| Хемијски састав [w/%]                    | WC-баланс; TiC-1.60; Co-15.00 |
| Просечна величина зрна [ $\mu\text{m}$ ] | 2.0                           |
| Густина [ $\text{g} / \text{cm}^3$ ]     | 14                            |
| Тврдоћа [HRA]                            | 87.8 ÷ 89.2                   |
| Затезна чврстоћа [MPa]                   | 2703                          |

## 4.1 Карактеристике лима

Конструкција мора бити прилагођена ширинама лима  $b = 40 \div 440 \text{ mm}$  и дебљинама  $d = 0,18 \div 0,35 \text{ mm}$ . Конкретно намањена је сечењу лима познатог као Grain-Oriented Electrical Steel. Лим је произведен у пажљиво контролисаним условима како би се добиле оптималне магнетичне особине.

**Табела 4.1.1** Специфичне карактеристике лима

|                                           |                             |
|-------------------------------------------|-----------------------------|
| Електрична отпорност (20°C)               | 4,8e-7 $\Omega \cdot m$     |
| Коефициент термалне отпорности (20-145°C) | 4,7e-10 $\Omega \cdot m$    |
| Топлотна проводљивост (20-600°C)          | 358.7143124451216 W / m · K |
| Топлотни капацитет                        | 0.502416 kJ / kg            |
| Густина                                   | 7,65g / cm <sup>3</sup>     |
| Магнетна индукција                        | 2,035T                      |
| Температура топљења                       | 730°C                       |
| Затезна чврстоћа                          | 376MPa                      |

## 4.2 Прорачун силе сечења

За прорачун силе потребне за просецање лима користиће се одређене карактеристике лима који се сече као и материјала ножа.

$F = A \cdot T\beta$  -потребна сила са сечење лима

$A = L \cdot S$  -површина попречног пресека лима на месту сечења

S- дебљина лима, L -дужина сечења.

У овом раду прорачун ће бити одрађен за максималну дебљину лима.

$T\beta$  - јачина лима на смицање = 80% затезне чврстоће лима

$$T\beta = 80\% \cdot R_m = 80\% \cdot 376 \text{ MPa} = 300.8 \text{ MPa}$$

$$A = L \cdot S = 625 \cdot 0.35 = 218.75 \text{ mm}^2$$

$$F = 218.75 \text{ mm}^2 \cdot 300.8 \text{ MPa}$$

$$F = 218.5 \text{ mm}^2 \cdot 300.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F = 65800 \text{ N} = 65.8 \text{ kN}$$

### 4.3 Зазор између горњих и доњих маказа

Зазор између горњих и доњих маказа је јако битна ствар и стога га је потребно прорачунати, приликом монтаже пажљиво подесити а при раду одржати. На вредност зазора пресудан утицај има дебљина лима који се сече. Ова машина је предвиђена за дебљине лимова  $d = 0,18 \div 0,35mm$  и стога ће прорачун бити одрађен за максималну дебљину лима. Зазор ће имати ознаку  $Z$ , и у свом прорачуну користи фактор  $C$  вредности  $C = 0.005$ .

$$Z = C \cdot S \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{10}} = 0.005 \cdot 0.35 \cdot \sqrt{\frac{376}{10}} = 0.01073mm \text{ - где је } S \text{ дебљина лима а}$$

$T_{\max}$  затезна чврстоћа лима.

### 4.4 Прорачун хода ножева



*Слика 4.4.1 Тврди метал*

За прорачун хода маказа битне величине су активна дужина ножа, нагиб резне ивице као и висинска разлика почетка и краја нагнуте ивице.

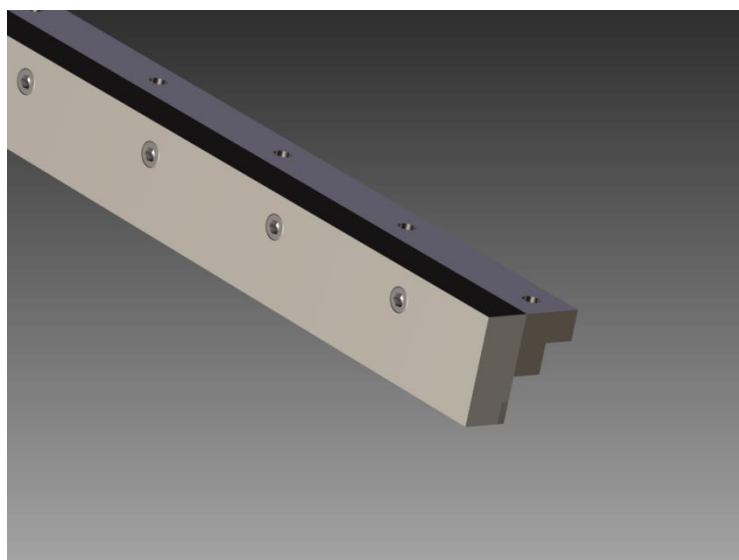
$$\sin 0.75 = \frac{x}{625} \Rightarrow x = \sin 0.75 \cdot 625 = 8.181mm$$

На основу прорачунате вредности усвајам нешто већу вредност хода:  $l = 12mm$

## 5. Конструкционо извођење склопа маказа и погонског механизма

### 5.1 Склоп маказа

Маказе које се користе за операције сечења у овом примеру су једне V-маказе са могућношћу транслаторног и ротационог кретања како би биле у могућности да обаве све тражене операције сечења. Принцип њиховог монтирања на конструкцију машине приказан је на сликама 6.1.1; 6.1.2; 6.1.3; 6.1.4; 6.1.5; 6.1.6.



**Слика 5.1.1** Конструкција склопа горњих маказа

Као што се види на слици 5.1.1 базну конструкцију склопа горњих маказа чине два елемента. Један елемент су у ствари саме маказе, тј. носач тврдог метала који врши операцију сечења, док је други елемент носач маказа који има улогу да изврши фиксирање маказа у жељену позицију.

Веза између тврдог метала и његовог носача остварена је лепљењем с обзиром да се све силе које делују на тврди метал приликом сечења преносе на носач и не делују на тврди метал на тај начин да га желе одвојити од његовог носача. Дужина једног крака V-маказа одговара усвојеној дужини маказа, што значи да су маказе у стању да врше сечење лимова свих ширина усвојене серије  $b = 40 \div 440mm$ .

Остваривање чврсте везе између носача тврдог метала и његовог носача врши се са 10 завртњева ознаке *ISO 4762 M10×35*. Ови завртњеви не преносе никакву силу већ се целокупна сила преноси обликом носача, једино

оптерећење које ови завртњеве носе је сама тежина носача тврдог метала која износи  $19.004\text{kg}$  за материјал тврдог метала  $GT30$  и носача од нерђајућег челика.

Ради сигурности, с обзиром да су у питању јако одговорни делови биће одрађен прорачун ове завртањске везе.

Дакле, на основу масе носача  $m = 19.004\text{kg}$  добија се сила која делује на завртњеве  $F = 19.004 \cdot 9,81 = 186.429\text{N}$ , што нам даје радијалну силу по једном

$$\text{завртњу } F_1 = \frac{F}{10} = \frac{186.429}{10} = 18.6429\text{N}.$$

На основу јединичног оптерећења врши се прорачун једног завртња у програму Autodesk Inventor на следећи начин:

#### Подаци:

Максимална аксијална сила :  $F_a = 0\text{N}$

Максимална трансверзална сила :  $F_t = 19\text{N}$

Број завртњева : 1

Пречник дела завртња са навојем :  $d = 10\text{mm}$

Корак навоја :  $p = 2.5\text{mm}$

Минимални пречник завртња :  $d_{\min} = 6.933\text{mm}$

Затезна чврстоћа :  $S_y = 689\text{MPa}$

Фактор сигурности :  $k_a = 3$

Дозвољено оптерећење навоја :  $p_a = 40\text{MPa}$

Модул еластичности :  $E = 206700\text{MPa}$

#### Резултати:

Максимална сила :  $F_{\max} = 69.911\text{N}$

Напон савијања :  $\sigma_r = 1.852\text{MPa}$

Напон увијања :  $T_k = 3.382\text{MPa}$

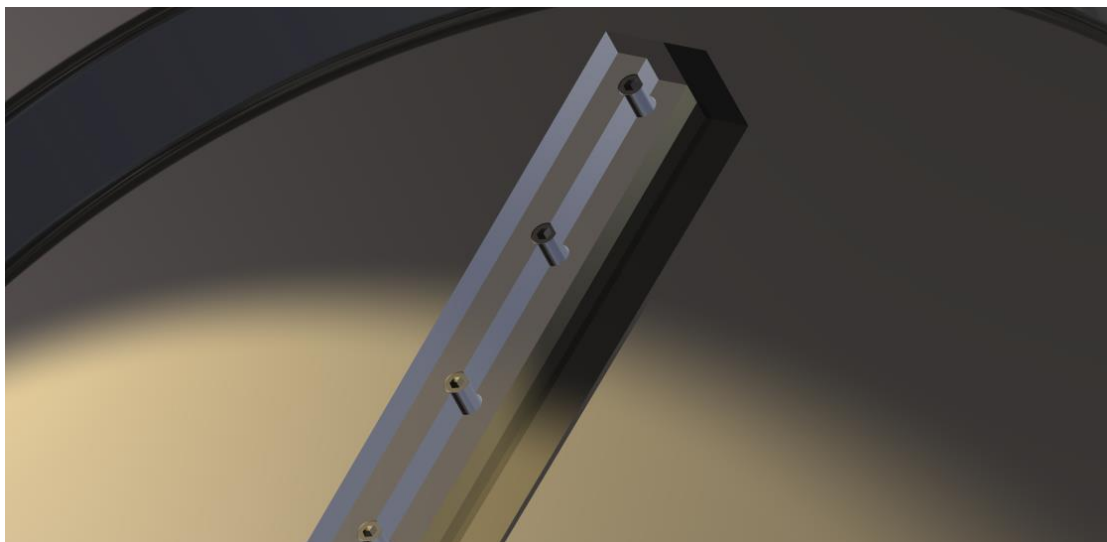
Редуковано оптерећење :  $\sigma_{red} = 6.144\text{MPa}$

Напон услед максималне силе :  $\sigma_{\max} = 1.852\text{MPa}$

Оптерећење навоја :  $p_c = 0.594\text{MPa}$

На основу резултата прорачуна завртањске везе у Autodesk Inventor, завртањ може да пренесе задату силу и прорачун је позитиван.

Што се тиче носача маказа, он се такође завртањском везом чврсто везује за носећу плочу маказа.



*Слика 5.1.2 Спој склопа маказа са носећом плочом*

Као што је био случај са носачем тврдог метала, тако и носач маказа целокупну силу преноси обликом тако да су завртњеви оптерећени само тежином склопа горњих маказа масе  $30.072\text{kg}$ , при чему је материјал носача маказа такође нерђајући челик. Уколико масу претворимо у тежину добијамо да 12 завртњева ознаке  $ISO\ 4762\ M10\times 40$  укупно треба да пренесе аксијалну силу вредности  $F = 295.00632\text{N}$ .

На основу тога добијамо јединично оптерећење по једном завртњу

$F_1 = \frac{F}{12} = \frac{295.00632}{12} = 24.584\text{N}$ , и на основу ове вредности јединичног оптерећења једног завртња врши се прорачун.

Подаци:

Максимална аксијална сила :  $F_a = 25\text{N}$

Максимална трансверзална сила :  $F_t = 0\text{N}$

Број завртњева : 1

Пречник дела завртња са навојем :  $d = 10\text{mm}$

Корак навоја :  $p = 2.5\text{mm}$

Минимални пречник завртња :  $d_{\min} = 6.933\text{mm}$

Затезна чврстоћа :  $S_y = 689\text{MPa}$

Фактор сигурности :  $k_a = 3$

Дозвољено оптерећење навоја :  $p_a = 40\text{MPa}$

Модул еластичности :  $E = 206700\text{MPa}$

### Резултати:

Максимална сила:  $F_{\max} = 36.876N$

Напон савијања:  $\sigma_{\tau} = 0.909MPa$

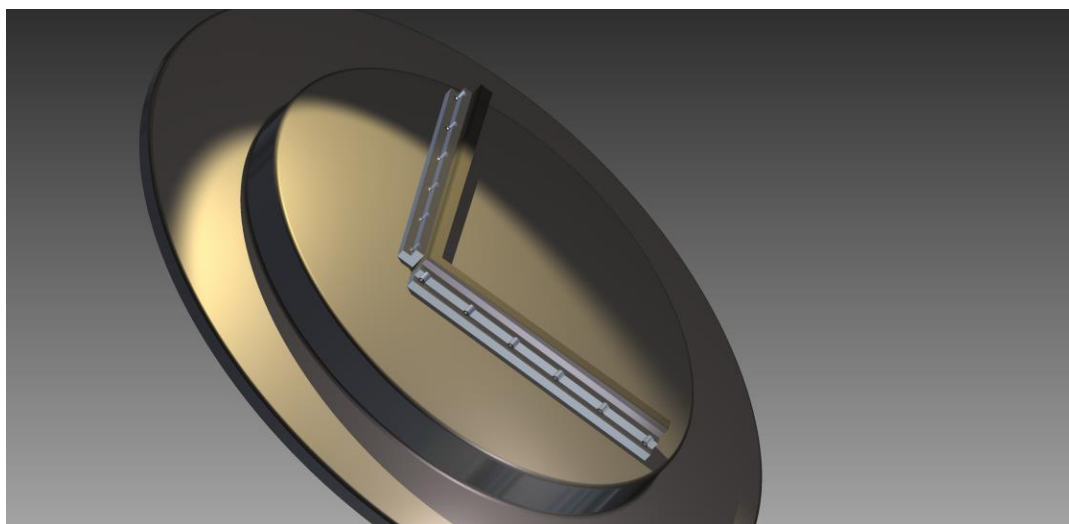
Напон увијања:  $T_k = 1.659MPa$

Редуковано оптерећење:  $\sigma_{red} = 3.014MPa$

Напон услед максималне силе:  $\sigma_{\max} = 0.977MPa$

Оптерећење навоја:  $p_c = 0.313MPa$

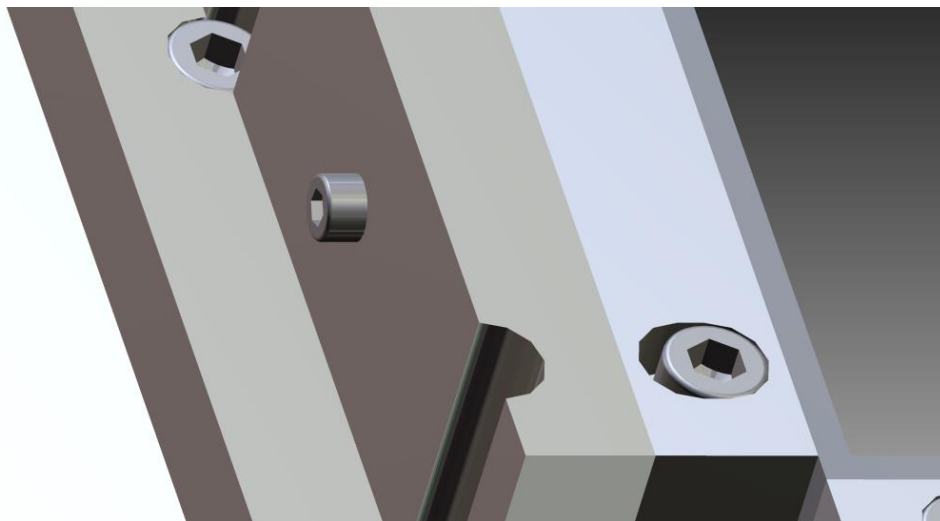
На основу резултата прорачуна завртањске везе у Autodesk Inventoru, завртањ може да пренесе задату силу и прорачун је позитиван.



**Слика 5.1.3** Склоп горњих маказа и њихове носеће плоче

На слици 5.1.3 може се видети како изгледа склоп горњих маказа и носеће плоче. Спој је изведен тако да се тежиште склопа маказа и тежиште носеће плоче поклапају, а димензије плоче су у складу са просторним ограничењима склопа маказа. Плоча је кружна у складу са констрикцијским захтевима са аспекта могућности монтаже делова.

На слици 5.1.4 може се видети кско је извршена монтажа доњих маказа. Конструкција се такође састоји из два елемента, носача тврдог метала или маказа и носача маказа. Начин везивања делова је идентичан као у случају горњих маказа и остварен је са истим типом и бројем завртњева с тим да у овом случају завртњеви преносе још мање вредности сила.



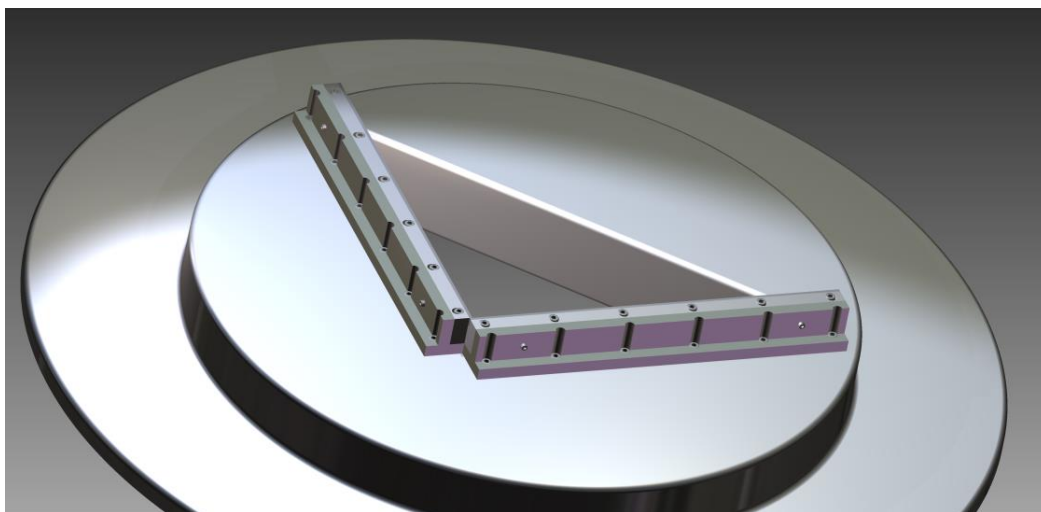
**Слика 5.1.4** Склоп доњих маказа

Једна од битних ствари у раду ове машине је зазор између горњих и доњих маказа. На основу прорачунатих вредности зазора врши се монтирање маказа и подешавање зазора. Углавном су једне маказе фиксног положаја, док друге имају могућност померања у циљу подешавања. У овом случају горње маказе су фиксног положаја, док доње маказе пружају могућност померања у циљу подешавања зазора.

На слици 5.1.4 може се видети завртњак на бочној страни носача маказа чија је улога транслаторно померање носача тврдог метала у циљу подешавања зазора. То се осварује једноставним окретањем завртња чиме се носач тврдог метала доводи у стање кретања у правцу осе завртња. Када се носач тврдог метала доведе у жељен положај, он се у том положају задржи стезањем завртњева и његовим чврстим везивањем за носач маказа, што се може видети на слици 5.1.4. Ово пружа јако фино подешавање и веома велику прецизност.

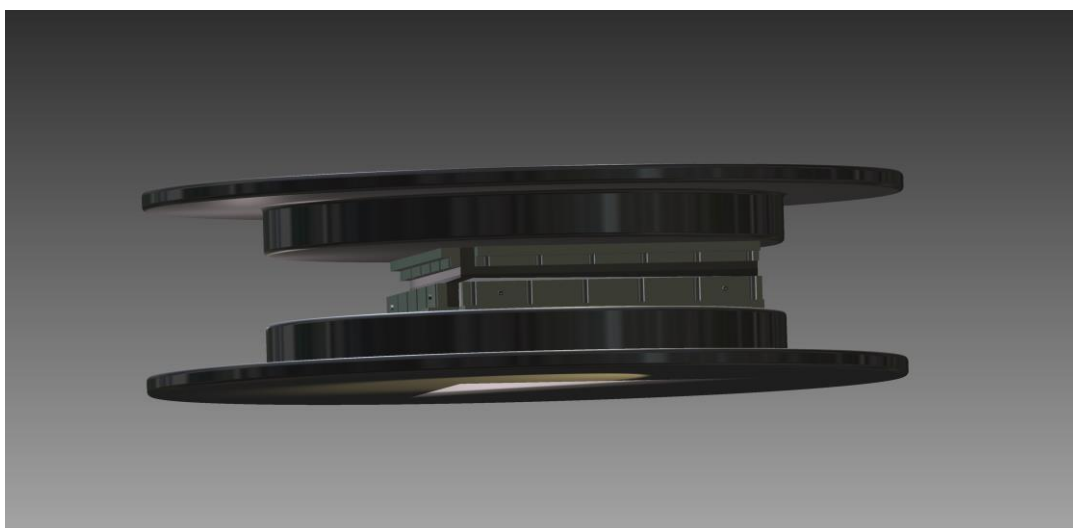
Битно је напоменути да се у току рада резна ивица алата троши и да је након одређеног времена потребно преоштравање маказа. То значи да се временом смањује дебљина тврдог метала, а тиме и самих маказа чиме се положај носача тврдог метала у односу на носач маказа мења сразмерно хабању алата. У овом раду димензије маказа су усвојене на основу препорука искусних инжењера из фирме Assema.doo и у складу са димензијама добављача.

Начин везивања маказа за своје носаче такође је идеја настала приликом сарадње са горе поменутом фирмом.



*Слика 5.1.5 Склоп доњих маказа и носеће плоче*

На слици 5.1.5 може се видети како изгледа склоп доњих маказа са носећом плочом. Димензије плоче су такође дефинисане у складу са просторним ограничењима маказа и одговарају димензијама носеће плоче за горње маказе. Разлика је у томе што код ове плоче постоји троугласти отвор на средини који је направљен са сврхом да кроз њега пролази отпадни део лима приликом сечења. Димензије отвора одговарају димензијама највећег отпадног комада лима и усвојене су тако да он може проћи кроз отвор у свакој ситуацији, чак и у ситуацијама када дође до његовог закошења.



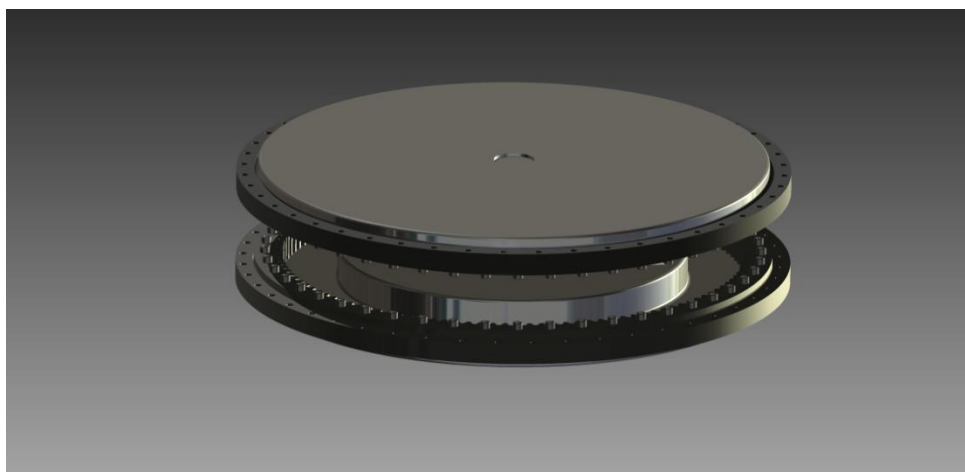
*Слика 5.1.6 Склоп горњих и доњих маказа са носећим плочама*

На слици 5.1.6 може се видети како изгледа склоп горњих и доњих маказа машине. С обзиром да су горње маказе изведене под углом од  $30^\circ$  и да процес сечења креће од ивица кракова V-маказа ка њиховом средишту, за усвојен ход маказа од  $12\text{mm}$  маказе се монтирају на растојању тачака почетка сечења од  $3\text{mm}$ .

Битно је поменути да на самом врху V-маказа када долази до сретања одвојених резова сечења, процес сечења прелази у процес пробијања и то само када су у питању операције сечења V резова под било којим угловима. Том приликом долази до благог деформисања ивица лима у тој уској области, међутим та деформација касније не утиче на квалитет трансформатора тако да не претставља већу сметњу у даљем раду.

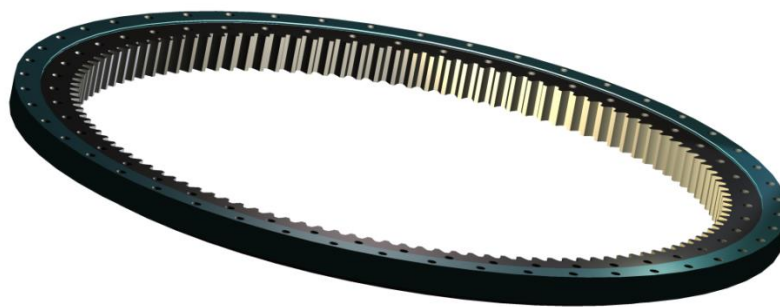
## 5.2 Усвајање елемената за обезбеђење ротације склопа маказа

Као што је раније већ поменуто, како би машина могла да врши све захтеване операције сечења потребно је обезбедити механизме за транслаторно померање машине и за ротацију маказа. Механизму за транслаторно кретање ће касније бити посвећена пуна пажња, а сада је потребно решити ослањање носећих плоча за ножеве како би оне касније могле бити доведене у стање ротације око оса плоча. Идеја је ослонити плоче на унутрашње прстенове озубљеног прстена обртног лежаја а затим спољашње прстенове причврстити на носеће плоче за вођење.



**Слика 5.2.1** Спој склопа ножева и носећих плоча са елементима за омогућење ротационог кретања

Што се тиче усвајања ових елемената главни критеријум биће димензије носећих плоча за маказе. У овом случају за највећи пречник носеће плоче који износи  $1580mm$  усвајам обртни лежај компаније Rothe Erde, стандардне серије KD 600 са унутрашњим зупчаником ознаке 062.30.1600.001.21.1504.



*Слика 5.2.2 Усвојени обртни лежај*

Елемент је подвргнут термичкој обради и способан је да пренесе нормалну силу од  $88.10kN$  а максималну силу од  $176.20kN$ . При раду, максимална сила јавља се на обртном лежају који носи доњу плочу са доњим маказама и претставља суму сила услед масе конструкције плоче са доњим маказама и силе потребне за операцију сечења. Маса конструкције плоче са доњим маказама износи  $421.65kg$  при чему је материјал свих носећих плоча алуминиум 6061. Ако претворимо масу у тежину добијамо вредност силе

$$F_m = 4136.3865N.$$

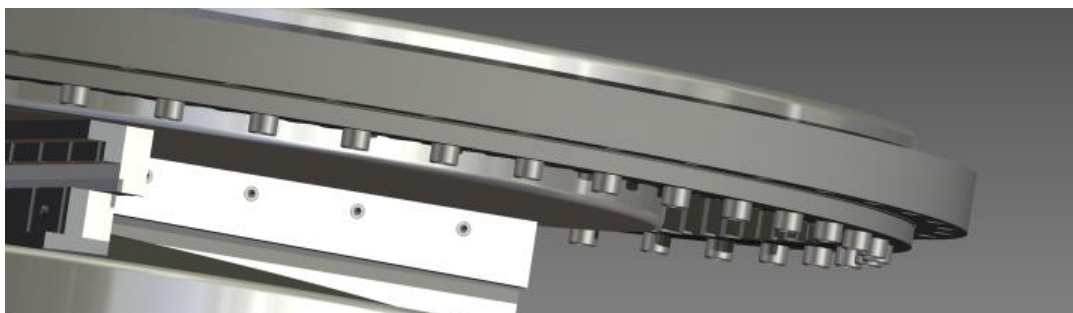
С обзиром да сила сечења износи  $F = 65800N$  сабирањем ове две вредности добија се сила оптерећења на обртном лежају:

$$F_u \approx 4136.3865 + 65800 = 69936.3865N = 69.95kN.$$

На основу прорачуна видимо да усвојени обртни лежај има задовољавајућу носивост:  $F_u \approx 69.95kN < 88.10kN$ .

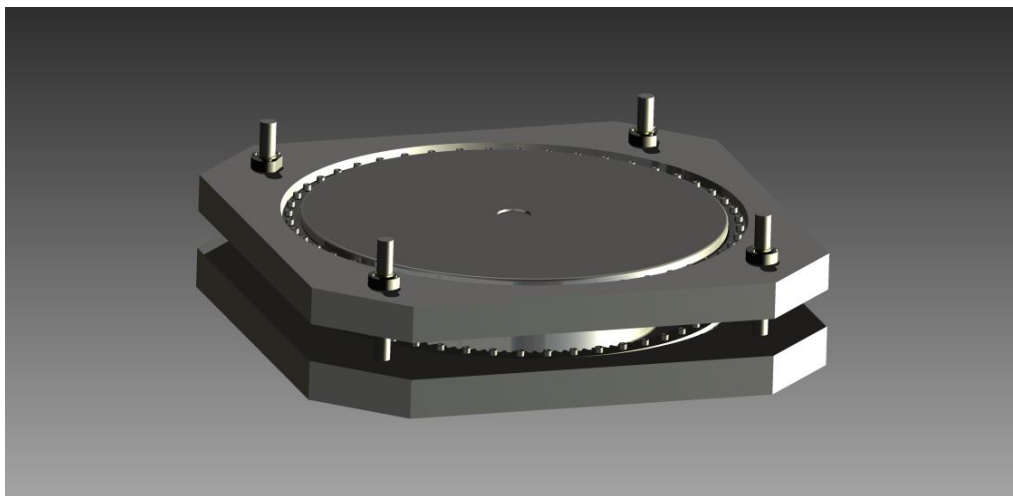
Веза између плоча и обртног лежаја остварена са 48 завртњева M20. Модул зупчаника је  $m = 12mm$  а број зуба  $z = 120$ .

На исти начин извршено је везивање кружне носеће плоче за доње маказе са истим бројем завртњева. Број завртњева усвојен је на основу препоруке произвођача лежајева.



*Слика 5.2.3 Спој кружне плоче и обртног лежаја*

### 5.3 Ослањање склопа маказа



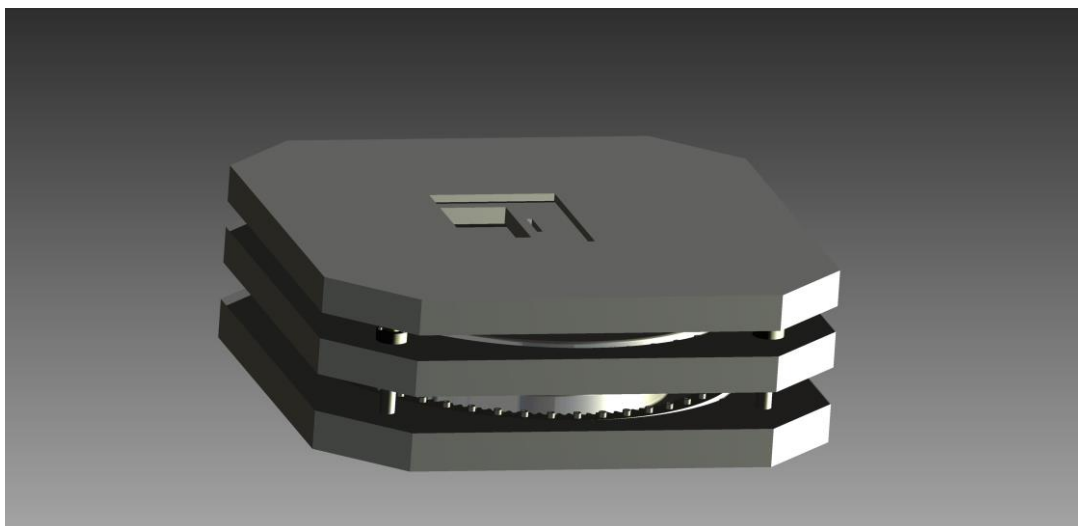
*Слика 5.3.1 Приказ склопа лагер-зупчаника и маказа ослоњеног на носеће плоче*

На слици 5.3.1 може се видети да је обртни лежај, на који је причвршћена носећа плоча за доње маказе, чврсто везан за носећу квадратну плочу са обореним бочним ивицама. С друге стране обртни лежај, на који је причвршћена носећа плоча за горње маказе, причвршћен је на квадратну плочу са обореним бочним ивицама, међутим у овом случају потребно је омогућити да ова плоча заједно са читавом конструкцијом горњих маказа може да се креће дуж четири стуба који претстављају уједно и носеће стубове читаве машине и стубове за вођење међуплоче са горњим маказама.

Веза оба обртна лежаја са носећим плочама остварена је са 48 завртњева M20 и на овај начин омогућено је да обе плоче са горњим и доњим маказама буду причвршћене на носеће плоче али да задрже могућност ротације око своје осе. Доња квадратна плоча је у ствари постоље читаве машине док квадратна међуплоча са горњим маказама има положај фиксиран у једној равни помоћу четири носећа стуба, међутим она ће у каснијем раду бити повезана са погонским механизмом који ће диктирати њено кретање дуж носећих стубова.

Димензије плоча су усвојене у складу са просторним ограничењима кружних носећих плоча за маказе. Материјал плоча је алуминијум 6061 како би се у што већој мери смањила маса плоча а тиме и смањила маса читаве конструкције, с обзиром да највећи део масе управо чине носеће плоче.

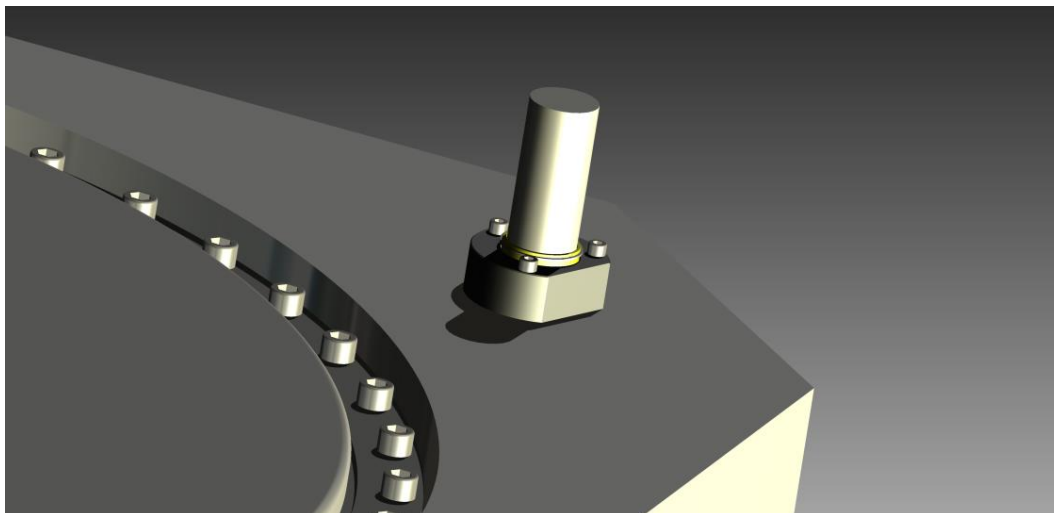
На слици 5.3.1 приказано је само начин на који је остварен спој склопа маказа са носећом плочом и међуплочом, док се на слици 5.3.2 може видети и квадратна носећа плоча за погон машине која је уједно и носећа плоча за међуплочу.



**Слика 5.3.2** *Склоп свих носећих плоча машине*

На слици 5.3.2 може се видети да на носећој плочи за погон постоје укопана улежиштења за погонски мотор као и за ексцентрични механизам и димензије улежиштења одговарају усвојеном мотору и изведеном ексцентричном механизму.

Кретање међуплоче дуж стубних вођица омогућено је посредством линеарних кавезних вођица ознаке 2091\_67\_060\_005\_10\_2\_14 које се налазена сва четири носећа стуба и причвршћене су завртњевима за међуплочу што се јасно може видети на слици 5.3.3.



*Слика 5.3.3 Линеарно вођење међуплоче дуж стубних вођица*

Што се тиче свих квадратних носећих плоча, материјал од кога су израђене је алуминијум 6061 а димензије плоча одговарају просторним ограничењима склопа маказа и њихових носача.

## 6. Усвајање погонског мотора

С обзиром да се погон за маказе своди на ексцентрично вратило погоњено мотором, у зависности од растојања ексцентра од осе излазног вратила мотора усвајање мотора за погон вршиће се на основу потребног момента на излазном вратилу. С обзиром да ход маказа износи  $l = 12mm$ , растојање осе ексцентра је половина те вредности и износи  $6mm$ .

На основу тога и користећи вредност прорачунате потребне силе сечења вршимо прорачун потребног момента на излазном вратилу мотора.

$$M = F \cdot r = 65800 \cdot 6 = 394800 Nmm \Rightarrow 394.8 Nm$$

Дакле потребан нам је мотор са минималном вредности момента  $M = 394.8 Nm$ .

У овом случају усваја се моторедуктор компаније SLCD, модел RC67 са следећим карактеристикама:

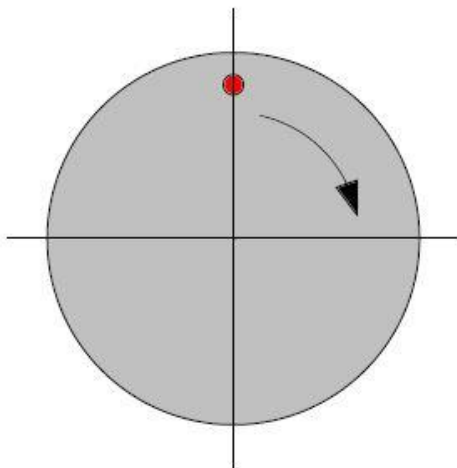
*Табела 6.1 Карактеристике мотора*

|                       |             |
|-----------------------|-------------|
| Опсег снага           | 0.37-7.5 kW |
| Преносни однос        | 5-170       |
| Излазни момент мотора | 500 Nm      |
| Тежина                | 27 kg       |

Усвојени мотор у потпуности задовољава услове са аспекта момента на излазном вратилу, а такође је и модел са кочницом.

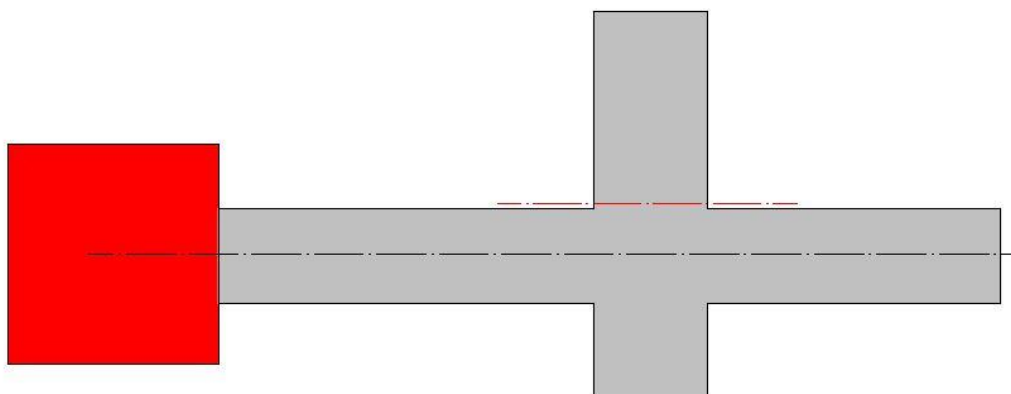
С обзиром да један ход маказа почиње и завршава се у горњој позицији маказа потребно је да модел мотора буде са кочницом како би увек кочио механизам у почетном положају како не би дошло до грешке при раду која би се касније могла сабирати и тако временом расти.

На слици 6.1 можемо видети излазно вратило мотора у попречном пресеку. Црвена тачка претставља почетак и крај једног хода маказа. Од изузетног је значаја да кочница мотора врши кочење у тој тачки.



*Слика 6.1 Шема хода излазног вратила мотора*

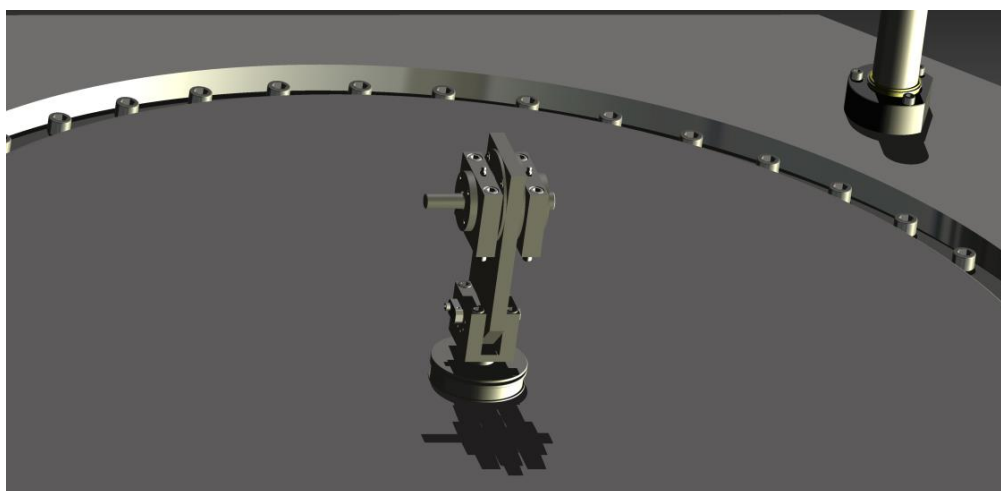
## 6.1 Конструкција ексцентричног механизма



*Слика 6.1.1 Шематски приказ вратила са ексцентром*

На слици 6.1.1 може се видети шематски приказ вратила са ексцентром. Црвеном бојом на слици карикирано је претстављен погонски мотор чије је излазно вратило спојено на вратило са ексцентром. Оса вратила мотора је на слици линија црне боје, док је ексцентарна померена у односу на осу вратила и

на скици је претстављена црвеном бојом. На овај начин омогућено је покретање склопа маказа и вршење процеса сечења лима. Растојање између оса ексцентри и вратила мотора одговара половини хода маказа. Значи да у почетном положају када је положај оса ексцентри и вратила као на слици 6.1.1 маказе су у свом почетном положају, док у случају када је оса ексцентри са доње стране осе вратила мотора на истом растојању као што је то случај са горње стране маказе се налазе у свој крајњем доњем положају након што су обавиле процес сечења.

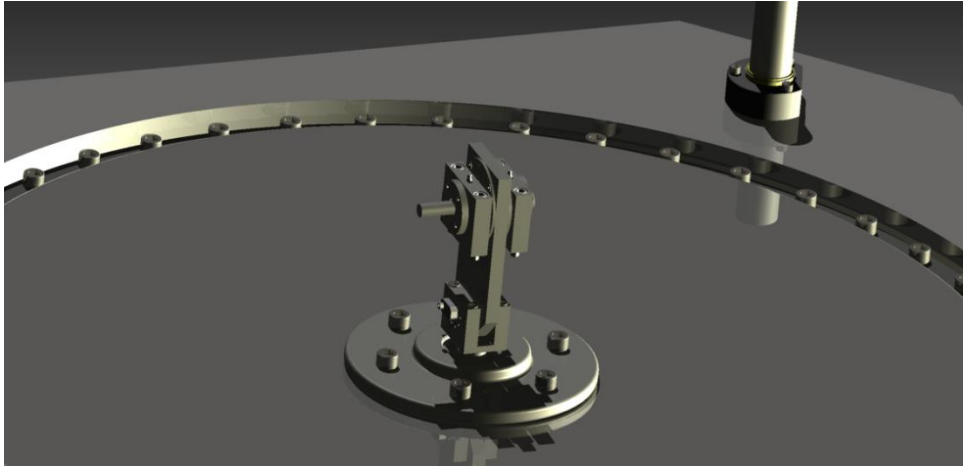


*Слика 6.1.2 Ексцентрични механизам монтиран на плочу*

Раније у раду поменуто је да је растојање осе ексцентри од осе излазног вратила погонског мотора једнако половини хода маказа и да износи  $l = 6mm$ . У складу са тим одрађен је ексцентрични механизам који се на свом доњем делу спаја са кружном носећом плочом за горње маказе, док се вратило на горњем делу повезује са излазним вратилом погонског мотора.

С обзиром да се кружна плоча на коју се причвршћује доњи део ексцентричног механизма у раду машине окреће око своје осе, није могуће остварити чврсту везу ексцентри са њом. Стога, одрађен је додатни механизам који сачињавају два лежаја и кружна плоча са завртњем. Први лежај поставља се у предвиђено место на обртној плочи, на њега се затим поставља кружна плоча а преко ње се поставља други лежај. Затим, кроз отвор у другом лежају доња квадратна плоча ексцентричног механизма се помоћу завртња М24 причврсти за кружну плочу постављену између лежаја. Преко горњег лежаја се затим, као што се може видети на слици 6.1.3, поставља кружни граничник који се са шест завртњева М20 повеже са обртном плочом са горњим маказама и на тај начин фиксира читав склоп.

На овај начин, трансляторно кретање које погонски мотор посредством ексцентричног механизма саопштава склопу горњих маказа (које се одвија дуж осе обртне кружне плоче) може да се врши заједно са ротационим кретањем читавог механизма маказа.



*Слика 6.1.3 Спој ексцентричног механизма и обртне плоче са горњим маказама*

Што се тиче оптерећења завртњева, они су у стању максималне оптерећености оптерећени аксијалном силом која настаје у повратном ходу маказа када погонски механизам има задатак да читав склоп међуплоче врати у првобитан положај. У тој ситуацији завртњеви су оптерећени аксијалном силом услед масе међуплоче.

С обзиром да је маса међуплоче  $m = 1412.206\text{kg}$  следи да је укупна сила која делује на завртњеве  $F = 13853.75\text{N}$ , док је сила коју носи један завртањ једнака  $F_1 = \frac{F}{6} = \frac{13853.75}{6} = 2308.96\text{N}$

На основу те силе врши се прорачун носивости јединичног завртња у програму Autodesk Inventor:

#### Подаци:

Максимална аксијална сила :  $F_a = 2309\text{N}$

Максимална трансверзална сила :  $F_t = 0\text{N}$

Број завртњева : 1

Пречник дела завртња са навојем :  $d = 20\text{mm}$

Корак навоја :  $p = 2.5\text{mm}$

Минимални пречник завртња :  $d_{\min} = 16.933\text{mm}$

Затезна чврстоћа :  $S_y = 689\text{MPa}$

Фактор сигурности :  $k_a = 3$

Дозвољено оптерећење навоја :  $p_a = 40\text{MPa}$

Модул еластичности :  $E = 206700\text{MPa}$

### Резултати:

Максимална сила:  $F_{\max} = 3463.435N$

Напон савијања:  $\sigma_{\tau} = 14.142MPa$

Напон увијања:  $T_k = 20.329MPa$

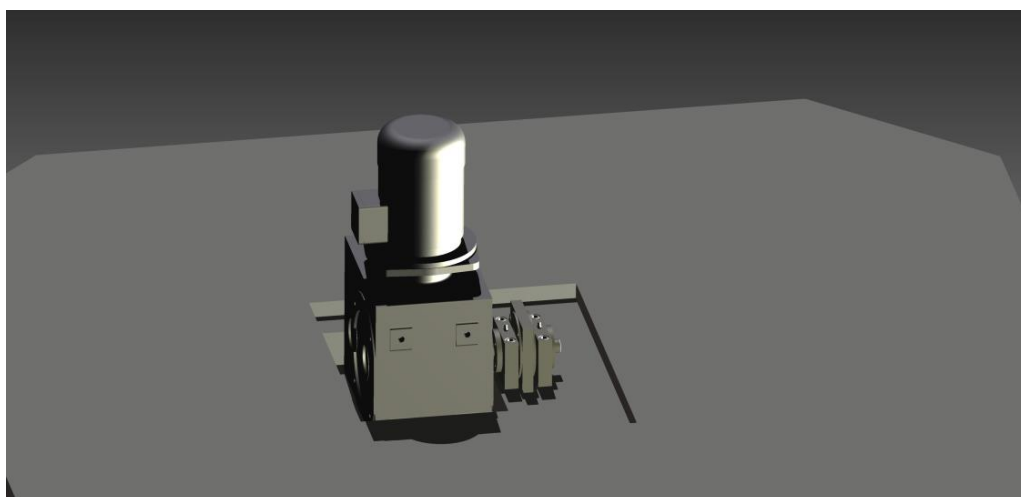
Редуковано оптерећење:  $\sigma_{red} = 37.944MPa$

Напон услед максималне силе:  $\sigma_{\max} = 15.380MPa$

Оптерећење навоја:  $p_c = 6.827MPa$

На основу резултата прорачуна завртањске везе у Autodesk Inventoru, завртањ може да пренесе задату силу и прорачун је позитиван.

## 6.2 Погон за сечење



**Слика 6.2.1** Спој погонског мотора и ексцентричног механизма

На слици 6.2.1 види се претходно усвојени погонски мотор причвршћен на носећу плочу и повезан са вратилом ексцентричног механизма. Ексцентрични механизам се са четири завртња M12 везује за носећу плочу, док се погонски мотор везује са осам завртњева M16.

На носећој плочи, као што се може видети на слици 6.2.1, налазе се предвиђена места за постављање погонског механизма и ексцентричног механизма.

Отвор на плочи за пролаз погонске плоче која саопштава маказама силу од мотора преко ексцентра направљен је шири од саме плоче како не би дошло до контакта погонске плоче и носеће плоче с обзиром да је кретање погонске плоче у две равни.

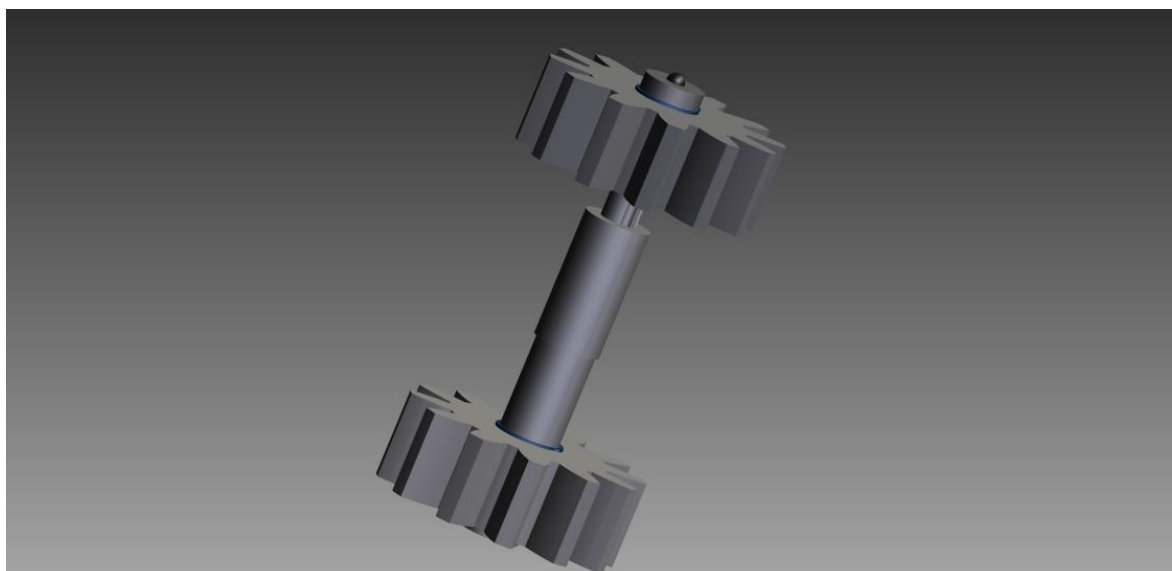
## 7. Механизам за ротацију маказа

За операције сечења дефинисане у техничким захтевима потребно је омогућити заокретање маказа за угао од  $\alpha$  у једном циклусу. Уколико се усвоји да је почетни угао који маказе заузимају у простору у односу неку раван која пролази кроз осу обртања  $\alpha = 0^\circ$ , оне морају бити у могућности да заузму и угао од  $\alpha = 180^\circ$  за одређени временски интервал. То дефинише два угаона положаја маказа који су довољни за извођење свих операција сечења задатих техничким захтевима.

Јако је важно напоменути да ротација обухвата и горње и доње маказе. С обзиром да између горњих и доњих маказа постоји зазор који се мора одржати у току рада, потребно је конструисати један механизам који ће симултано вршити ротацију и горње и доње обртне плоче са маказама. Такође, потребна је екстремно висока тачност угла ротирања с обзиром да се сви резови раде под углом од  $45^\circ$ .

С обзиром да су коришћени обртни чежајеви са унутрашњим зупчаником и да су обртне плоче са горњим и доњим маказама причвршћене за унутрашњи прстен обртног лежаја, користиће се зупчасти пренос за покретање ових плоча при чему ће оба погонска зупчаника, један за горњу и један за доњу плочу, бити на истом погонском вратилу које ће бити погоњено серво мотором. Посредник између серво мотора и вратила са зупчаницима биће зупчасти каишни пренос с обзиром да не постоји простор за постављање серво мотора у близини зупчасте спреге.

При раду машине, кружна носећа плоча са горњим маказама која је ослоњена на обртни лежај остварује кретање заједно са међуплочом дуж стубних вођица погоњена погонским мотором и ексцентричним механизмом. То значи да је потребно обезбедити покретну зупчасту спрегу између обртног лежаја на међуплочи и зупчаника на погонском вратилу за ротацију и то кретање је дуж осе погонског вратила.



*Слика 7.1 Погонско вратило са зупчаницима*

На слици 7.1 можемо видети како изгледа погонско вратило са зупчаницима који имају улогу да доведу плоче у стање обртања. Положај погонског зупчаника за плочу са доњим маказама је фиксиран на вратилу зегер прстеновима, док зупчаник за погон плоче са горњим маказама поседује мало сложенију конструкцију.

Прорачун зупчастог преноса одрађен је у програму Autodesk Inventor:

Преносни однос:  $i = 10$

Модул:  $m = 12mm$

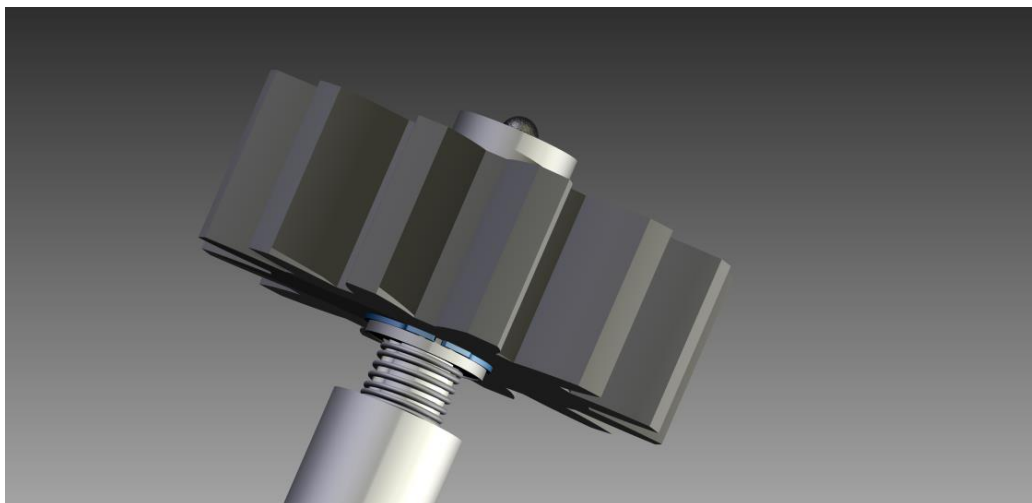
Осно растојање:  $a = 648mm$

Корак:  $p = 37.699mm$

**Табела 7.1** *Osnovni podaci o zupčanicima*

|                        | погонски зупчаник         | гоњени зупчаник           |
|------------------------|---------------------------|---------------------------|
| Пречник основног круга | $d = 144mm$               | $d = 1440mm$              |
| Темени пречник         | $d_t = 175.2mm$           | $d_t = 1423.908mm$        |
| Подножни пречник       | $d_f = 121.2mm$           | $d_f = 1471.170mm$        |
| Подеони пречник        | $d_b = 135.316mm$         | $d_b = 1353.157mm$        |
| Ширина зупчаника       | $b = 60mm$                | $b = 80mm$                |
| Снага                  | $P = 15kW$                | $P = 14.7kW$              |
| Број обртаја           | $n = 2000 \frac{o}{min}$  | $n = 200 \frac{o}{min}$   |
| Радијална сила         | $F_r = 348.759N$          | $F_r = 348.759N$          |
| Тангенцијална сила     | $F_t = 999.455N$          | $F_t = 999.455N$          |
| Аксијална сила         | $F_a = 0N$                | $F_a = 0N$                |
| Нормална сила          | $F_n = 1058.57N$          | $F_n = 1058.57N$          |
|                        | $\sigma_{F\lim} = 300MPa$ | $\sigma_{F\lim} = 300MPa$ |
|                        | $\sigma_{H\lim} = 420MPa$ | $\sigma_{H\lim} = 420MPa$ |

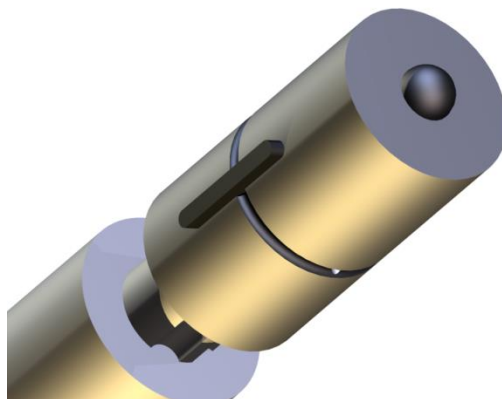
Слика 7.2 приказује механизам који дозвољава погонском зупчанику за плочу са горњим маказама да се заједно са горњим плочом покреће аксијално дуж осе погонског вратила у циљу одржања спреге зупчаника.



*Слика 7.2 Механизам за покретање спреге зупчаника дуж осе погонског вратила*

Механизам чини навртка линеарно вођена куглицама дуж осе вратила на коју је клином причвршћен зупчаник и фиксиран на навртци зегер прстеновима са обе стране. На самом погонском вратилу се налазе уздужни канали дуж којих се креће навртка са зупчаником преко куглица. Битна ствар је да је на овај начин остварен пренос обртног момента са погонског вратила на зупчаник преко навртке, док је такође могуће и аксијално померање механизма дуж осе вратила.

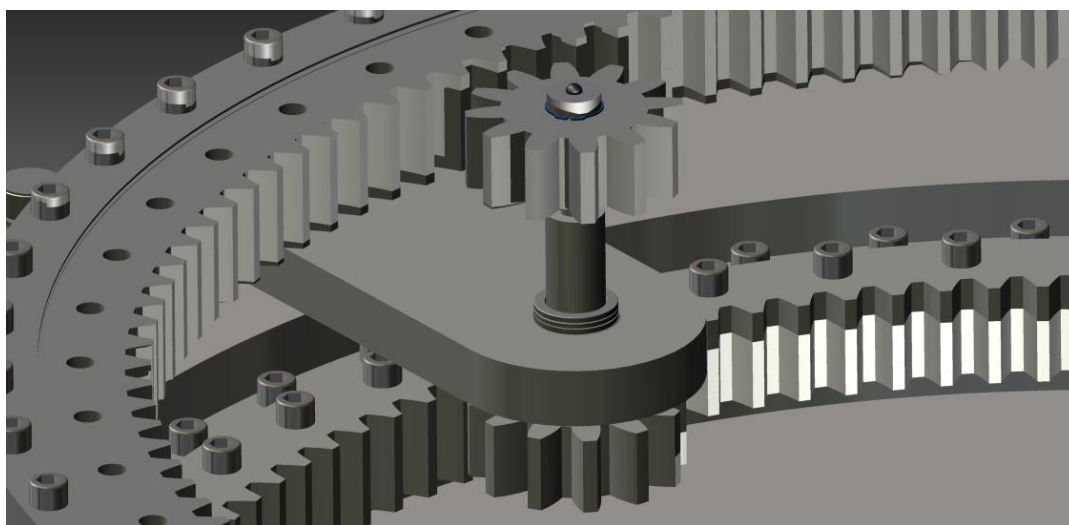
Кретање механизма остварује се у оба смера у правцу осе вратила. Кретање у једном смеру постиже се притиском обртне плоче са горњим маказама на куглицу са укључцима графита која се налази на горњем крају навртке што се може видети на слици 7.3. Контакт плоче и куглице је у једној тачки, и с обзиром да графит има самоподмазујуће особине ротација горње плоче се може одвијати без проблема јер овај контакт не пружа никакав отпор окретању плоче док са друге стране ефикасно омогућује аксијално померање механизма са погонским зупчаником дуж осе вратила за вредност која одговара вредности аксијалног померања плоче са горњим маказама чиме се зупчаста спрега одржава при раду машине.



*Слика 7.3 Навртка за аксијално покретање зупчаника*

Кретање у другом смеру остварује се опругом која се налази на погонском вратилу на тај начин што у повратном ходу плоче са горњим маказама престаје притисак плоче на куглицу са укључцима графита те опруга својим отпором враћа механизам погонског зупчаника у првобитан положај. Један од недостатака овој решења је тај што опруга брзо губи своје особине и потребна је честа замена опруге, што је узето у обзир приликом конструисања те је опруга на лако приступачном месту у циљу брзе и једноставне замене дотрајале опруге.

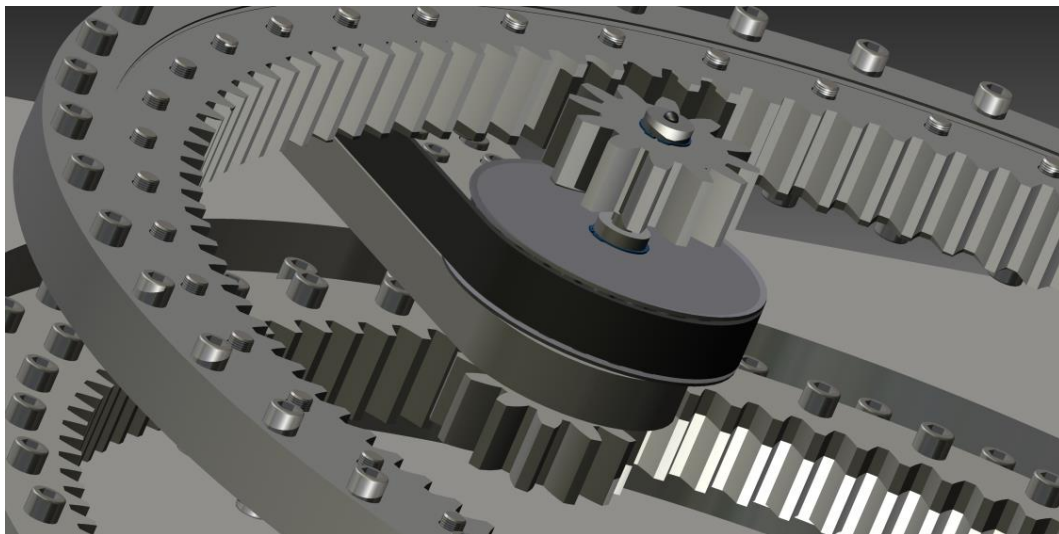
На слици 7.4 приказан је начин улежиштења погонског вратила за ротацију горњих и доњих маказа.



*Слика 7.4 Улежиштење погонског вратила*

Слика 7.4 јасно приказује спрегу оба погонска зупчаника са унутрашњим прстеном обртног лежаја и плоча на коју се ослања читав механизам. Носећа плоча погонског вратила се са шест завртњева ознаке *ISO 4762 M16×40* фиксира за постоље машине и на слици 7.4 може се видети како изгледа када је плоча фиксирана и на њој намонтирано погонско вратило. Плоча на месту отвора за вратило поседује лежиште за аксијални лежај произвођача SKF ознаке 6008–2Z који претставља контакт између вратила и носеће плоче и уједно је и ослонац погонског вратила са зупчаницима.

На слици 7.5 може се видети начин на који је изведен погон погонског вратила за ротацију плоча.



*Слика 7.5 Погонски каишник за погонско вратило за ротацију плоча са маказама*

Као што је већ поменуто погон целокупног механизма за ротацију је серво мотор, али због димензија мотора и неприступачности изведена је додатна спрега зупчастим каишним преносом. На слици 7.5 види се начин монтирања гоњеног каишника на носач. С обзиром да каишник остварује рорационо кретање око своје осе, његов ослонац мора бири у могућности да му у томе не прави сметње. Стога се каишник својом доњом страном ослања на аксијални лежај произвођача SKF ознаке а са горње стране се аксијално фиксира са зегер прстеном. Веза између гоњеног каишника и вратила је пстварена клином и на тај начин је омогућен пренос обртног момента на вратило.

### 7.1 Усвајање серво мотора за ротацију маказа

За усвајање серво мотора од највеће важности је маса конструкције коју је потребно ротирати. У овом случају, укупна маса слопа плоче са горњим маказама и склопа плоче са доњим маказама износи  $m = 909.909kg$ . Маса нам је потребна за прорачун момента инерције који ће нам бити потребан за прорачун инерцијалног момента на основу кога ћемо извршити прорачун снаге потребне за обртање целокупне конструкције масе  $m = 909.909kg$ .

Пре свега усваја се жељена угаона брзина која се жели постићи а која претставља угао за који се жели заротирати конструкција у одређеном временском интерва.

Конкретно за ову машину усваја се угаона брзина  $\omega = \frac{\pi \text{ rad}}{0.4 \text{ sec}}$ , што значи да је потребно извршити ротацију машине за угао  $\alpha = 180^\circ$  за време  $t = 0.4 \text{ sec}$ .

На основу тога добијамо:

$$\omega = \frac{\pi \text{ rad}}{0.4 \text{ sec}} = 7.84 \frac{\text{rad}}{\text{sec}} = 1.24937 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

Што се тиче угаоног убрзања добијамо га на основу израза:

$$\varepsilon = \frac{2\pi \text{ rad}}{2 \cdot 0.4^2 \text{ sec}} = \frac{2\pi \text{ rad}}{0.32 \text{ sec}^2} = 19.625 \frac{\text{rad}}{\text{sec}^2} = 3.12343 \frac{\text{rad}}{\text{sec}^2}$$

Даље, врши се прорачун момента инерције за највећи пречник кружне носеће плоче за маказе на следећи начин:

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{1}{2} \cdot 909.909 \cdot 0.790^2 = 283.9371 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

На основу израчунатих величина врши се прорачун инерцијалног момента на следећи начин:

$$M = I \cdot \varepsilon = 283.9371 \cdot 3.12343 = 886.85766 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{sec}^2}$$

Затим, врши се прорачун снаге потребне за ротацију механизма изразом:

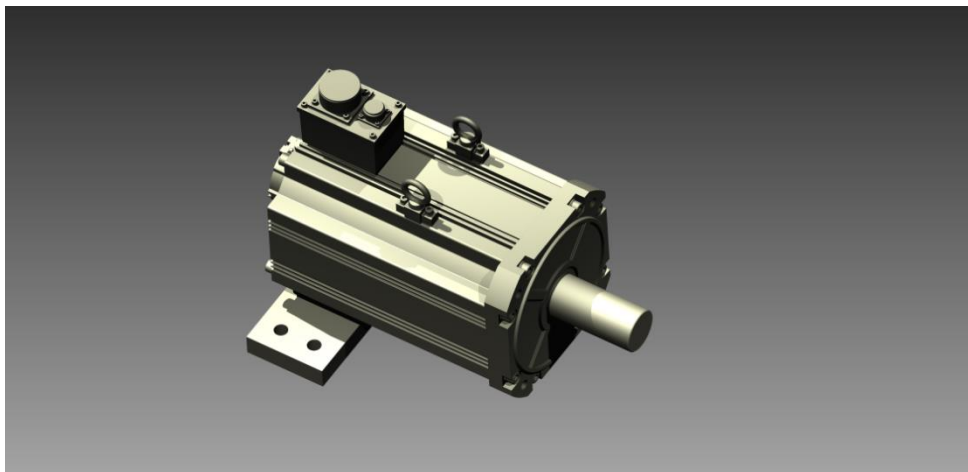
$$P = M \cdot \omega = 886.85766 \cdot 1.24937 = 1108.01335 \text{ W} = 1.108 \text{ kW}$$

Дакле, потребна снага серво мотора је  $P = 1.108 \text{ kW}$ .

За погон ротационог механизма усваја се серво мотор компаније Yaskawa ознаке MDMEC52G1C, серије SGMGV-1E, заштитне структуре IP67, снаге

$$P = 15 \text{ kW}, \text{ класе напајања } 200 \text{ V}, \text{ са излазним бројем обртаја } n = 2000 \frac{\text{rpm}}{\text{min}}.$$

Усвојени серво мотор има знатно боље карактеристике од потребних, међутим због мале разлике у цени серво мотора мање снаге истог произвођача изабран је овај модел.



**Слика 7.1.1** Усвојени погонски мотор за ротацију маказа

## 7.2 Прорачун каишног преноса

С обзиром да усвојени серво мотор за ротацију маказа има далеко боље карактеристике од тражених, каишни пренос биће одрађен са преносним односом  $i = 1$ .

У наставку следи прорачун каишног преноса одрађен у програму Autodesk Inventor:

### Карактеристике каиша:

Корак:  $p_b = 31.750mm$

Број зуба:  $z = 56$

Дужина каиша:  $L = 1778mm$

Ширина каиша:  $B = 50.8mm$

Висина каиша:  $H = 15.748mm$

Ширина зуба:  $S = 19.050mm$

Угао нагиба зуба:  $\beta = 20^\circ$

Висина зуба:  $h_t = 9.525mm$

Радијус заобљења корена зуба:  $r_a = 2.286mm$

Минимални пречник каишника:  $D_{min} = 241.3mm$

Дозвољено оптерећење каиша:  $T_a = 2498.082N$

Максимална брзина каиша:  $V_{max} = 30 \frac{m}{sec}$

Јединична маса каиша:  $m = 0.7 \frac{kg}{m}$

### Погонски каишник:

Број зуба:  $z = 25$

Број зуба у спрези:  $z_c = 13$

Корак:  $p_b = 31.750mm$

Пречник подеоног круга:  $D_p = 252.658mm$

Спољашњи пречник:  $D_o = 249.610mm$

Ширина каишника:  $b_f = 56.642mm$

Радијус заобљења главе зуба:  $r_t = 3.175mm$

Радијус заобљења корена зуба:  $r_b = 3.962mm$

Ширина зуба:  $b_w = 12.167mm$

Висина зуба:  $h_a = 10.312mm$

Угао нагиба зуба:  $\varphi = 20^\circ$

Снага:  $P = 15kW$

Момент увијања:  $T = 71.620Nm$

$$\text{Број обртаја: } n = 2000 \frac{\text{о}}{\text{min}}$$

$$\text{Угао контакта: } \beta = 180^\circ$$

$$\text{Сила на улазу: } F_1 = 1170.345N$$

$$\text{Сила на излазу: } F_2 = 603.416N$$

$$\text{Резултујуће оптерећење осовине: } F_a = 1773.762N$$

$$\text{Статичка сила оптерећења: } F_v = 1773.762N$$

#### Гоњени каишник:

$$\text{Број зуба: } z = 25$$

$$\text{Број зуба у спреси: } z_c = 13$$

$$\text{Корак: } p_b = 31.750mm$$

$$\text{Пречник подеоног круга: } D_p = 252.658mm$$

$$\text{Спољашњи пречник: } D_o = 249.610mm$$

$$\text{Ширина каишника: } b_f = 56.642mm$$

$$\text{Радијус заобљења главе зуба: } r_t = 3.175mm$$

$$\text{Радијус заобљења корена зуба: } r_b = 3.962mm$$

$$\text{Ширина зуба: } b_w = 12.167mm$$

$$\text{Висина зуба: } h_a = 10.312mm$$

$$\text{Угао нагиба зуба: } \varphi = 20^\circ$$

$$\text{Снага: } P = 14.550kW$$

$$\text{Момент увијања: } T = 69.471Nm$$

$$\text{Број обртаја: } n = 2000 \frac{\text{о}}{\text{min}}$$

$$\text{Угао контакта: } \beta = 180^\circ$$

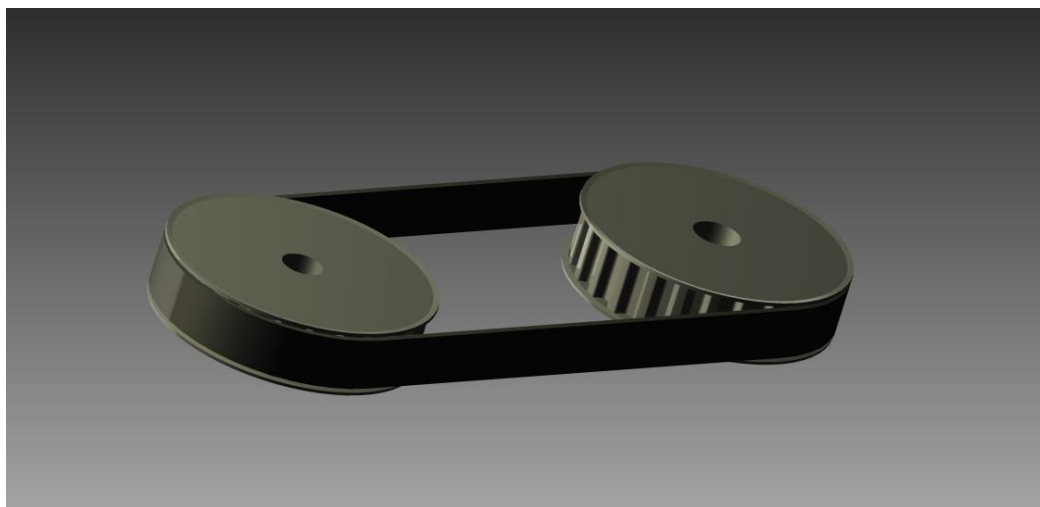
$$\text{Сила на улазу: } F_1 = 603.416N$$

$$\text{Сила на излазу: } F_2 = 1170.345N$$

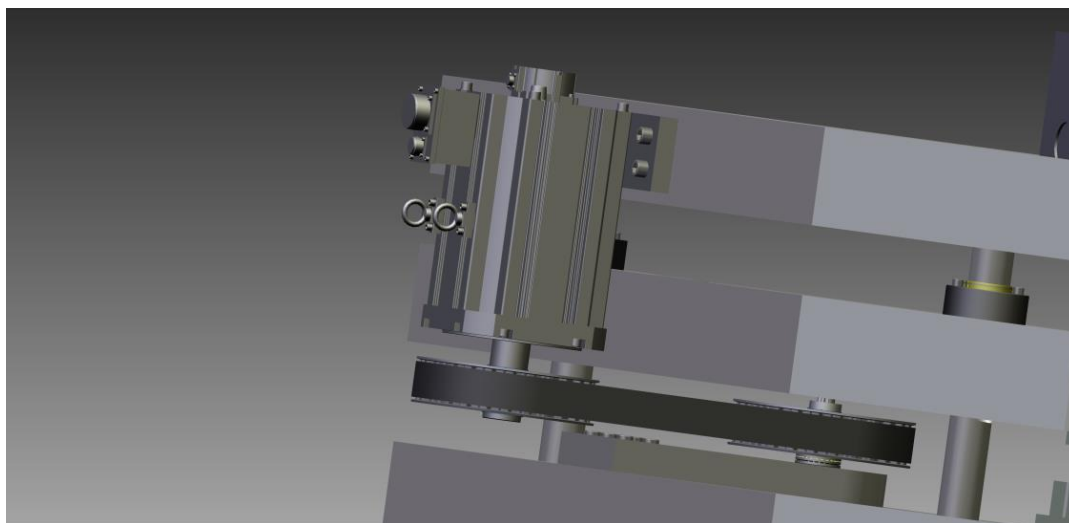
$$\text{Резултујуће оптерећење осовине: } F_a = 1773.762N$$

$$\text{Статичка сила оптерећења: } F_v = 1773.762N$$

Зупчасти каиш се у току рада не деформише и није потребно предвидети уређаје за затезање каиша који би у великој мери закомпликовали конструкцију, што је и разлог сто је за ову потребу коришћен управо зупчасти каишни пренос.



*Слика 7.2.1 Каишни преносник*



*Слика 7.2.2 Склоп механизма са обртање маказа*

На слици 7.2.2 може се видети како изгледа механизам за ротацију маказа фиксиран на конструкцију. Изабрани серво мотор се са четири завртња *ISO 4762 M16×40* везује за горњу носећу плочу на којој се налази и погонски механизам за сечење, а целокупно оптерећење горње плоче се преко четири носећа стуба преноси на доњу носећу плочу машине.

Погонски каишник се повезује клином на излазно вратило серво мотора и фиксира се са обе стране са два зегер прстена.

Овим је комплетирана конструкција механизма за ротацију маказа.

## 8. Механизам за транслаторно покретање машине

На самом почетку у оквиру поглавља 3.6 објашњени су положаји које маказе морају заузимати у времену. Из тих разлога неопходно је обезбедити механизам за транслаторно покретање маказа како би маказе могле да се доводе у те положаје у циљу вршења неопходних операција сечења.

### 8.1 Усвајање серво мотора за остварење транслаторног кретања машине

Дакле, следећи задатак је усвојити погон за транслаторно покретање читаве машине. Прорачун у циљу усвајања серво мотора биће спроведен на сличан начин као за усвајање мотора за обртање маказа с том разликом што се у овом случају ради прорачун за праволинијско кретање.

На резултате овог прорачуна пресудну улогу има маса конструкције коју је потребно транслаторно померити. Укупна маса читаве конструкције, не узимајући у обзир масу завртњева износи  $m_k = 4320.856kg$ .

На основу потребног помераја који износи  $l \approx 224mm$ , и на основу масе конструкције вршимо прорачун потребне снаге серво мотора за погон.

Пре свега израчунава се потребна брзина кретања. Сама брзина кретања не би требало да буде константна, већ је потребно у првој фази кретања имати убрзање, затим кретање константном брзином и на крају успорење како се машина не би нагло заустављала на крају пређеног пута. Међутим, при усвајању серво мотора битна информација је снага потребна да се конструкција машине покрене из стања мировања и стога ће се прорачун вршити на основу тог критеријума.

Прво се израчунава брзина на следећи начин:

$$v = \frac{0.224}{0.4} \frac{m}{sec} = 0.56 \frac{m}{sec}$$

Усвојена брзина говори да је задатак померити машину за растојање  $l = 0.224m$  за време  $t = 0.4sec$ .

На основу вредности брзине врши се прорачун убрзања које ће се касније користити за прорачун силе.

$$v = a \cdot t$$

$$0.56 = a \cdot 0.4 \Rightarrow a = \frac{0.56}{0.4} = 1.4 \frac{m}{sec^2}$$

Количина кретања добија се на основу израза:

$$k = m \cdot v = 4320.856 \cdot 0.56 = 2419.6794 \frac{kg \cdot m}{sec}$$

Сила потребна за покретање машине добија се на следећи начин:

$$F = m \cdot a = 4320.856 \cdot 1.4 = 6049.1984 N = 6.049 kN$$

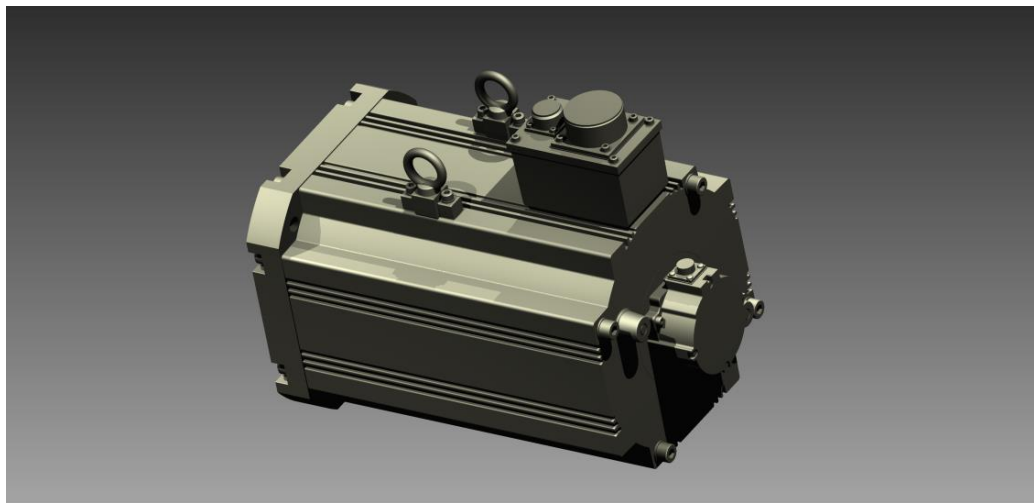
Коначно, потребна снага серво мотора за транслаторно покретање машине израчунава се на основу следећег израза:

$$P = F \cdot v = 6049.1984 \cdot 0.56 = 3387.55 W = 3.39 kW$$

На основу прорачуна добија се да је потребна снага серво мотора за транслаторно кретање читаве конструкције машине  $P = 3.39 kW$ .

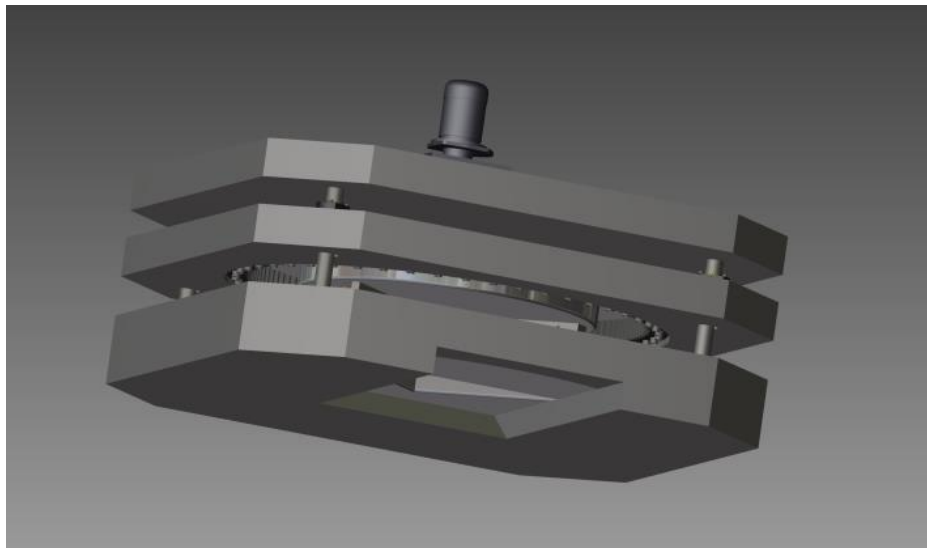
За погон механизма за транслаторно покретање машине усваја се серво мотор компаније Yaskawa ознаке MDMEC52G1C, серије SGMGV-1E, заштитне структуре IP67, снаге  $P = 15 kW$ , класе напајања 200V, са излазним бројем

обртаја  $n = 2000 \frac{o}{min}$ .



**Слика 8.1.1** Усвојени погонски мотор за транслаторно покретање машине

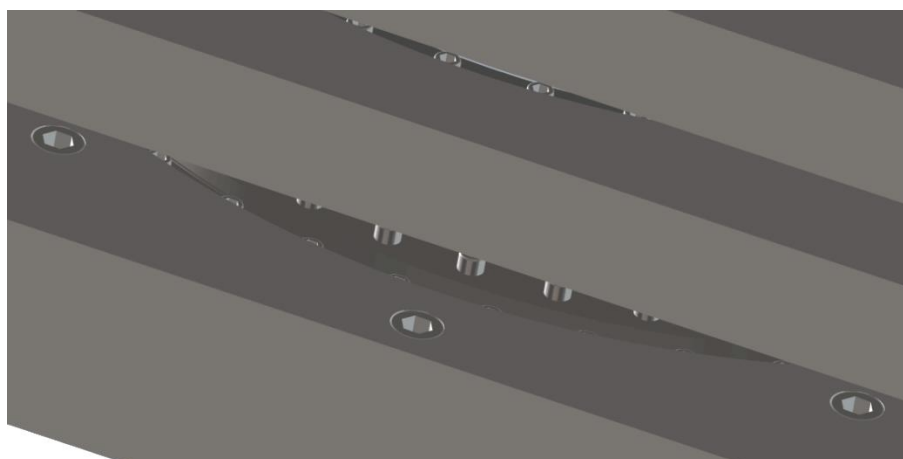
На слици 8.1.2 може се видети склоп конструкције маказа са главном носећом плочом која претставља постоље машине. Она служи пре свега као веза између механизма за транслаторно кретање машине и саме машине с обзиром да се на њој налази неопходан простор за монтирање елемената механизма за вођење читаве машине.



**Слика 8.1.2** Приказ главне носеће плоче

Такође на слици 8.1.2 види се отвор на постољу који служи за пролаз отпадног лима који настаје у процесу сечења. Димензије отвора одговарају димензијама највећег комада отпадног лима у најгорој варијанти када се он заокрене за 45°. На овај начин обезбеђено је да нема задржавања отпадног материјала унутар машине, што се иначе не сме догодити да не би дошло до нагомилавања које би у неком тренутку постало опасност за саму машину и угрозило би њен рад.

Постоље машине је са машином повезано делом носећим стубовима, који фиксирају положај машине у равни паралелној постољу, а делом завртањском везом.



**Слика 8.1.3** Веза склопа маказа и носеће плоче

На слици 8.1.3 може се видети завртањска веза за спајање склопа маказа са постољем машине.

За остваривање везе коришћено је 11 завртњева *ISO4762M42*×200.

## 8.2 Избор линеарног актуатора

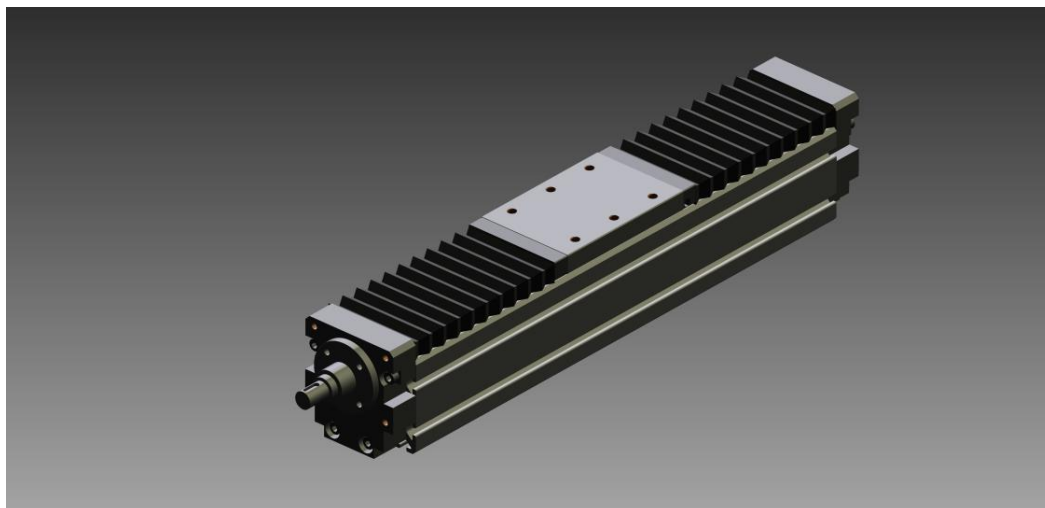
У зависности од масе конструкције врши се избор линеарног актуатора и стога, изабран је актуатор немачке компаније INA са кугличним вођењем навојним вретеном, ознаке MKUSE25-KGT05, са шест редова куглица корака  $p = 18mm$ .

С обзиром да је корак актуатора  $p = 18mm$ , а пут транслације  $l \approx 224mm$ , добија се да је потребан улазни број обртаја актуатора:

$$n_{pot} = \frac{224}{18} = 12.44 \Rightarrow n_{ul} = 12.44 \frac{o}{0.4 \text{ sec}} = 31,11 \frac{o}{\text{sec}} = 1866.66 \frac{o}{\text{min}}$$

На основу прорачуна види се да је потребан број обртаја на улазу актуатора мањи од изазног броја обртаја усвојеног серво мотора и с обзиром да је тај услов задовољен може се констатовати да усвојени линеарни актуатор задовољава све услове.

Као што се може видети на слици 8.2.1 са горње стране актуатора налази се гумена заштита која спречава продукте хабања приликом рада машине да допру до навојног вретена и навртке са куглицама унутар актуатора и нижег је нивоа од носеће плоче актуатора па приликом рада не долази до трења између гуме и носеће плоче машине за коју се актуатор везује.



Слика 8.2.1 Усвојени линеарни актуатор

Што се тиче начина остваривања споја актуатора и постоља машине, спој је изведен са чест завртњева ознаке *ISO 4762 M20×60*.

Када је у питању прорачун ових завртњева, оптерећење на њима одговара прорачунатој сили потребној за покретање машине која износи:

$$F = 6049.1984N$$

На основу тога, добија се јединично оптерећење по једном завртњу  $F_1 = \frac{F}{6} = \frac{6049.1984}{6} = 1008.1997N$  и врши се прорачун носивости једног завртња:

#### Подаци:

Максимална аксијална сила:  $F_a = 0N$

Максимална трансверзална сила:  $F_t = 1008N$

Број завртњева: 1

Пречник дела завртња са навојем:  $d = 20mm$

Корак навоја:  $p = 2mm$

Минимални пречник завртња:  $d_{min} = 17.546mm$

Затезна чврстоћа:  $S_y = 689MPa$

Фактор сигурности:  $k_a = 3$

Дозвољено оптерећење навоја:  $p_a = 40MPa$

Модул еластичности:  $E = 206700MPa$

#### Резултати:

Максимална сила:  $F_{max} = 3780.749N$

Напон савијања:  $\sigma_r = 15.636MPa$

Напон увијања:  $T_k = 21.520MPa$

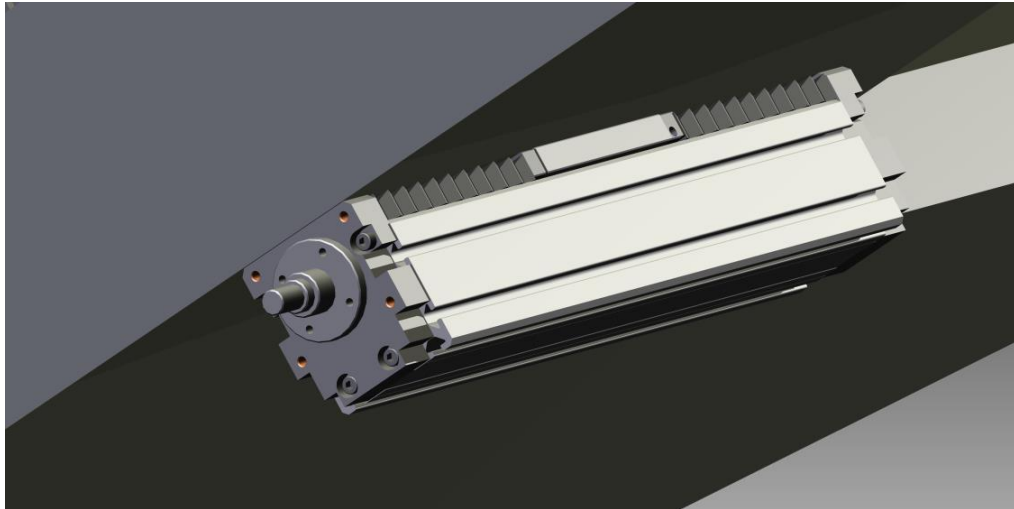
Редуковано оптерећење:  $\sigma_{red} = 40.420MPa$

Напон услед максималне силе:  $\sigma_{max} = 15.636MPa$

Оптерећење навоја:  $p_c = 7.346MPa$

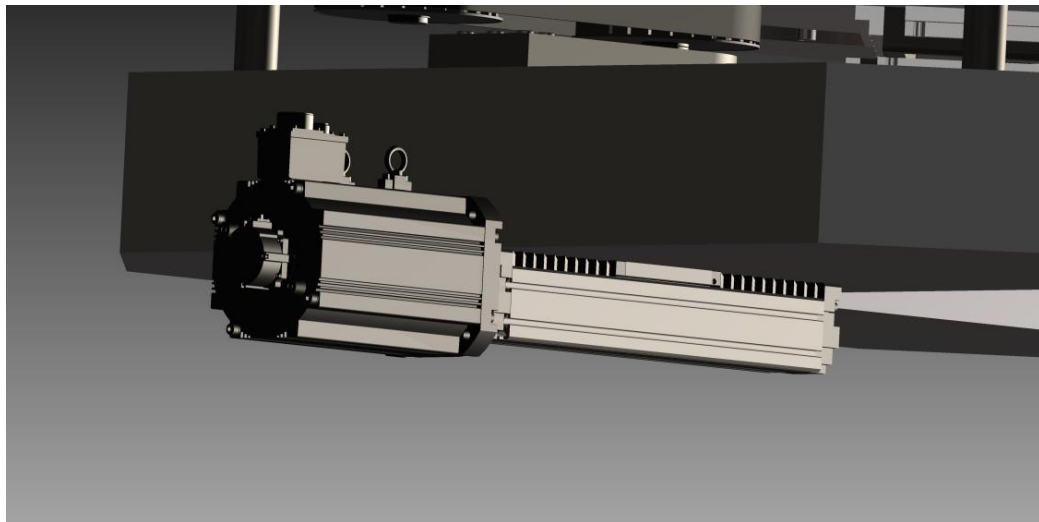
На основу резултата прорачуна завртањске везе у Autodesk Inventoru, завртањ може да пренесе задату силу и прорачун је позитиван.

На слици 8.2.2 види се улазно вратило актуатора које се везује на излазно вратило усвојеног серво мотора. На чеоној површини актуатора налазе се отвори за завртњеве којима се актуатор у циљу смањења вибрација везује за серво мотор или евентуално за неку другу непокретну подлогу која ће фиксирати његов положај у простору. Наравно могуће је и фиксирање актуатора и за подлогу његовом доњом страном и све то зависи од просторних услова у којима се врши експлоатација машине.



*Слика 8.2.2 Везивање линеарног актуатора и носеће плоче*

На слици 8.2.3 приказан је склоп погонског сервомотора за транслаторно покретање машине и линеарног актуатора.



*Слика 8.2.3 Склоп серво мотора и линеарног актуатора*

### 8.3 Усвајање линеарног вођења машине

Сада, потребно је усвојити ослањање читаве машине на елементе за линеарно вођење. Критеријум за то је носивост усвојених линеарних вођица која мора бити већа од тежине конструкције машине. С обзиром да је укупна маса машине  $m = 4320.856\text{kg}$  добија се да је тежина машине:

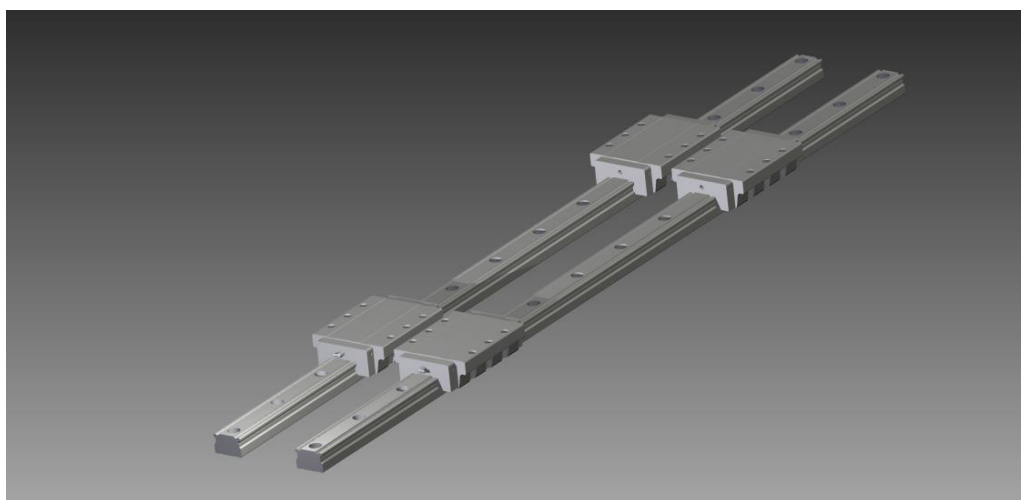
$$G = 42387.597\text{N} = 42.388\text{kN}.$$

С обзиром да је конструкционо усвојено четири линеарне вођице са по два носача, укупну тежину машине потребно је поделити на четири дела како би се добило оптерећење по једној вођици:

$$g = \frac{G}{4} = \frac{42.388}{4} = 10.597\text{kN}$$

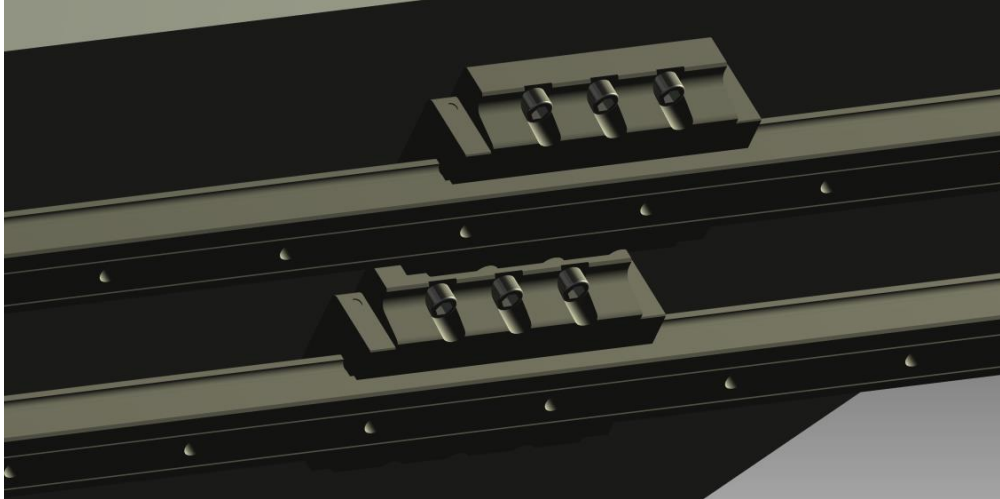
На основу прорачунатог оптерећења по једној вођици врши се усвајање одговарајућих линеарних вођица. Усвајају се линеарне вођице са кугличним вођењем компаније ТНК, модел SHS 15C, динамичке носивости  $C = 14.2\text{kN}$  и статичке носивости  $C_o = 24.2\text{kN}$ .

С обзиром да је динамичка носивост усвојених линеарних вођица већа од јединичног оптерећења машине по једној вођици, може се констатовати да усвојене линеарне вођице задовољавају све услове са аспекта носивости.

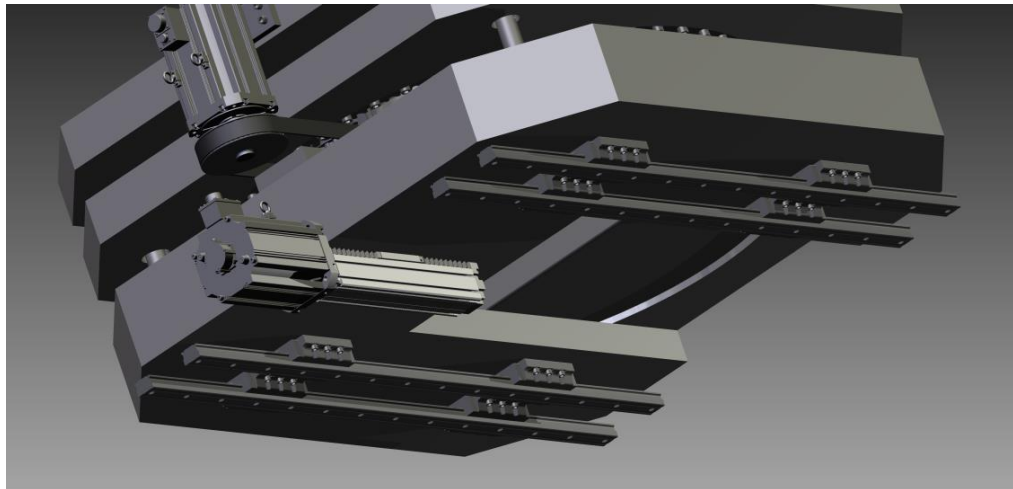


**Слика 8.3.1** Усвојене линеарне вођице

На слици 8.3.2 може се видети склоп линеарних вођица и постоља машине. Веза се остварује са шест завртњева ознаке *ISO 4762 M16×60* по једном клизачу. С обзиром да укупно постоји осам клизача, укупан број завртњева потребан за спајање вођица и постоља износи 48.



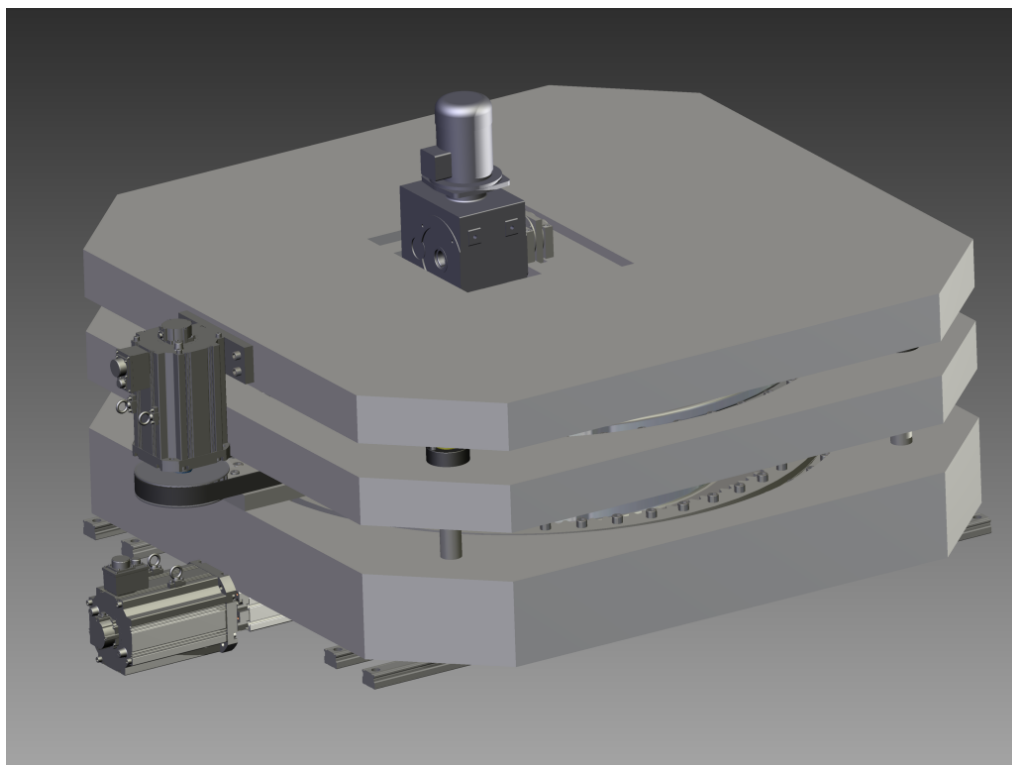
*Слика 8.3.2 Начин везивања линеарних вођица и носеће плоче*



*Слика 8.3.3 Склоп машине са механизма за транслаторно кретање и линеарно вођење*

## 9. Изглед склопа маказа

Коначно, на слици 8.3.3 може се видети комплетна конструкција машине чији је процес конструисања испраћен у овом раду.



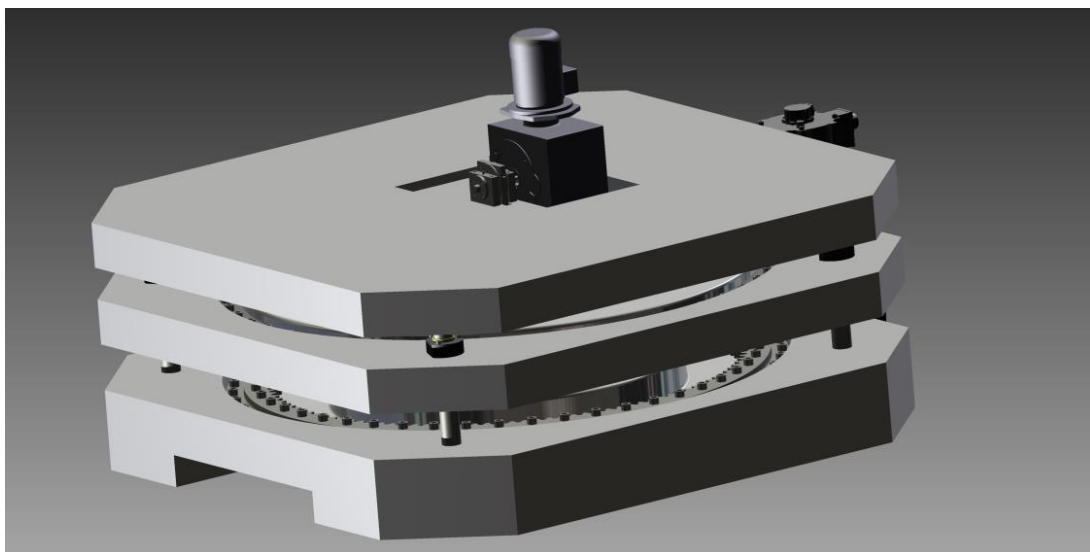
**Слика 8.3.3** Финални изглед машине за попречно сечење трансформаторских лимова

Конструкцију машине чине три одвојена погона:

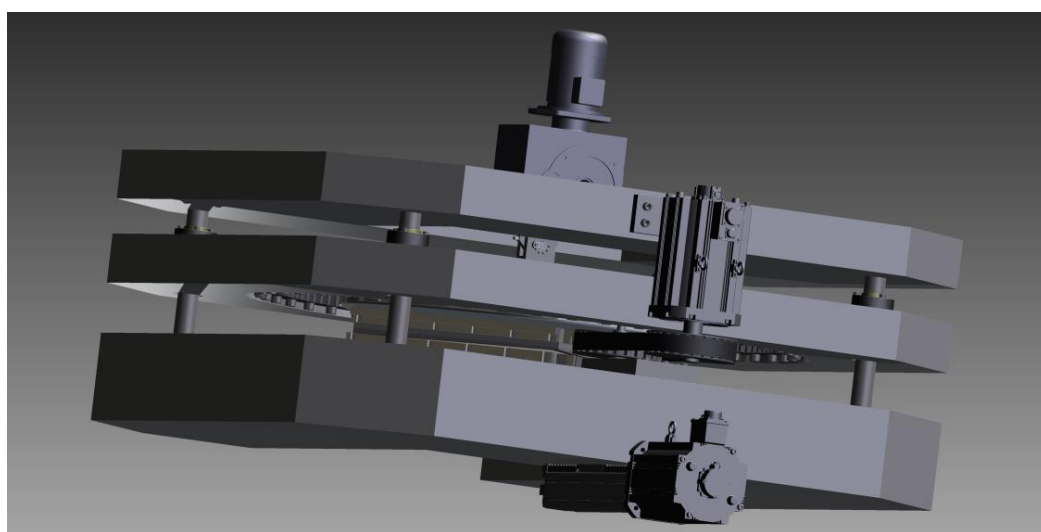
- погон за сечење лима,
- погон за ротацију маказа,
- погон за транслаторно покретање машине.

Комбинацијом ове три врсте кретања омогућено је да машина у потпуности задовољи све техничке захтеве дефинисане задатком и на тај начин конструисање нове машине је успешно приведено крају.

На сликама 8.3.4 и 8.3.5 дати су различити углови конструкције како би се стекао увид у комплетан изглед.



*Слика 8.3.4 Коначна форма маказа*



*Слика 8.3.5 Финални изглед машине*

## 10. Закључак

У оквиру рада, приказан је процес конструисања машине за попречно сечење трансформаторских лимова за Е-језгро трансформатора. Финална конструкција машине у потпуности одговара свим техничким и технолошким захтевима претходно дефинисаним. Пројектована машина у стању је да врши све потребне операције сечења применом једног погона сечења са могућношћу једне ротације и једне транслације. Када су у питању габаритне димензије, дужина линије сечења, једноставност конструкције и цена ова машина у поређењу са свим својим претходницама има боље оцене. Укупна маса маказа је 4300 килограма и уклапа се у захтеве по питању масе дефинисане задатком. Једини недостатак у поређењу са другим линијама за сечење је брзина сечења. Конкретно у овом случају, машина је способна да одради до сто двадесет операција сечења у оквиру временског интервала од шездесет секунди. То говори да је у поређењу са другим машинама које имају способност брзине сечења и до сто седамдесет операција сечења по минути ова конструкција у благом заостатку. Међутим, када се узме у обзир да је након сечења лимова потребно извршити паковање одсечених лимова у Е-језгро, а да се у већини фирми тај процес врши механички од стране радника и да тај процес траје пуно дуже од процеса сечења, ова машина са тог аспекта може задовољити потребе већине фирми које се баве производњом трансформатора а заузима много мање простора у поређењу са другим производним линијама, економски је приступачнија и једноставнија за монтажу. Још једна предност ове конструкције је та што су сви механизми погона и преноса приступачни и може се брзо и једноставно вршити замена дотрајалих делова.

Што се тиче техничке документације она због обимности није дата у целости, већ су у прилогу дати само цртежи склопа и подсклопова.

Део рада у вези развоја идеје за производом и конструкције алата за сечење одрађен је у сарадњи са инжењерима фирме Assema.doo из Крагујевца. Поједини делови који су коришћени у раду усвојени су на основу њихових савета и препорука.

Што се тиче стандардних делова као што су погонски мотори и елементи за линеарно вођење, њихови модели су скинути са званичних сајтова произвођача на основу чијих каталога је вршено усвајање.

## 11. Литература

Књиге:

- [1] проф. др Ненад Марјановић. Методе конструисања. Крагујевац: Машински факултет, 1999.
- [2] Милорад Јовановић, Драган Адамовић, Вукић Лазић, Нада Ратковић. Машински материјали. Крагујевац: Машински факултет, 2003.
- [3] Вера Николић. Машински елементи: теорија и примери. Крагујевац, 1995.

Интернет странице:

- [4] <http://www.fibro.de/en/standard-parts/product-groups/d-guide-elements.html>, - приступљено јуна 2015.
- [5] <http://www.skf.com/uk/index.html?switch=y>, - приступљено јуна 2015.
- [6] <http://www.custompartnet.com/wu/sheet-metal-shearing>, - приступљено маја 2015.
- [7] <http://www.image2punch.com/Calculation-for-Punching-Force>, - приступљено маја 2015.
- [8] <http://www.nsk.com/products/precisionmachine/linearguide/>, - приступљено јуна 2015.
- [9] <http://www.ina.de/content.ina.de/en/>, - приступљено јуна 2015.