

# Konvejer za rasuti teret s promjenjivim nagibom

---

Tadić, Tea

Undergraduate thesis / Završni rad

2022

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:297162>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-17**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Tea Tadić**

Zagreb, 2022.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Matija Hoić, dipl. ing.

Student:

Tea Tadić

Zagreb, 2022.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradila samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc.dr.sc. Matiji Hoiću na razumijevanju i pomoći pri izradi ovoga rada.

Posebno hvala roditeljima i sestri što su uz mene i u padu i u prolazu.

Tea Tadić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:  
Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 22 – 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 22 -	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Tea Tadić** JMBAG: **0035214338**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konvejer za rasuti teret s promjenjivim nagibom**

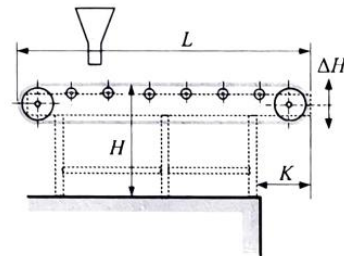
Naslov rada na engleskom jeziku: **Bulk conveyor with variable inclination**

Opis zadatka:

Industrijski pogon puni pijeskom različite tipove teretnih cestovnih vozila. Kako bi se kompenzirala razlika u visini vozila koja bi uzrokovala prosipanje pijeska, potrebno je konstruirati konvejer s promjenjivom visinom točke izlaza primjenom mehanizma za promjenu nagiba konvejera.

Projektne parametre transportne trake su:

- 1) Ukupna dužina trake  $L = 8 \text{ m}$ ;
- 2) Visina vozne trake  $H = 1,5 \text{ m}$ ;
- 3) Mogućnost podešavanja izlazne točke  $\Delta H = \pm 0,5 \text{ m}$ ;
- 4) najmanja duljina konzolnog završetka  $K = 1 \text{ m}$ ;
- 5) Pogon mehanizma za promjenu visine: ručni ili električni;
- 6) Volumenski protok  $I_{\text{vol}} = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ .



Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodno razmatranje o konvejerima s pogonskim trakama;
- 2) Analizu radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja;
- 3) Nekoliko konceptijskih rješenja;
- 4) Izbor optimalne varijante, uz objašnjenje, za zadane projektne zahtjeve;
- 5) Proračun nosive konstrukcije i izbor standardnih komponenti;
- 6) Konstrukcijsko rješenje za zadane ulazne podatke;
- 7) Sklopni crtež prenosila s potrebnim presjecima i detaljima.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. 11. 2021.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Matija Hoić

Datum predaje rada:

1. rok: 24. 2. 2022.
2. rok (izvanredni): 6. 7. 2022.
3. rok: 22. 9. 2022.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 28. 2. – 4. 3. 2022.
2. rok (izvanredni): 8. 7. 2022.
3. rok: 26. 9. – 30. 9. 2022.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE .....	V
POPIS OZNAKA .....	VI
SAŽETAK.....	VIII
SUMMARY .....	IX
1. UVOD.....	1
1.1. Konvejeri.....	1
1.2. Trakasti konvejer.....	2
1.3. Konvejer s promjenjivim nagibom .....	3
2. ANALIZA TRŽIŠTA .....	4
2.1. JINRUI – TD75-800 .....	4
2.2. Xinxiang Baisheng Machinery CO.,LTD. ....	5
2.3. HYTROL Model SBI Incline Slider Bed Conveyor .....	6
2.4. Risel Industries.....	7
2.5. Shanghai Shibang Machinery CO., LTD .....	8
3. KONCEPTI.....	9
3.1. Koncept 1 .....	9
3.2. Koncept 2 .....	11
3.3. Ocjenjivanje koncepata .....	12
3.4. Izbor optimalne varijante .....	13
4. PRORAČUN .....	14
4.1. Zadani podatci.....	14
4.2. Brzina trake .....	15
4.3. Potrebna vučna sila .....	16
4.4. Sile na bubnju.....	20
4.5. Opterećenje vratila uslijed sila na bubnju .....	21
4.6. Dimenzioniranje bubnja .....	21
4.7. Odabir elektromotora s reduktorom za pogonski bubanj.....	22
4.8. Dimenzioniranje vratila bubnja.....	23
4.9. Odabir ležaja vratila bubnja .....	27
4.10. Mehanizam za promjenu nagiba konvejera .....	30
4.11. Nosiva konstrukcija.....	32
4.12. Zavari .....	35
4.12.1. Zavar bubnja .....	35
4.12.2. Zavar ušice noge .....	37
4.13. Proračun osovine kod noge .....	38
5. MODELIRANI KONVEJER S PROMJENJIVIM NAGIBOM .....	39

---

6. ZAKLJUČAK.....	42
LITERATURA.....	43
PRILOZI.....	44

**POPIS SLIKA**

Slika 1.	Trakasti konvejer [3] .....	2
Slika 2.	JINRUI – TD75-800[8] .....	4
Slika 3.	Xinxiang Baisheng Machinety CO.,LTD.[10] .....	5
Slika 4.	HYTROL Model SBI Incline Slider Bed Conveyor,[11].....	6
Slika 5.	Risel Industires[9] .....	7
Slika 6.	Shanghai Shibang Machinery CO., LTD .....	8
Slika 7.	Koncept 1 .....	9
Slika 8.	Korito koncepta 1 .....	9
Slika 9.	Koncept 2 .....	11
Slika 10.	Korito koncepta 2 .....	11
Slika 11.	Zadana skica .....	14
Slika 12.	Raspored sila na traci[3].....	16
Slika 13.	Valjak[13].....	17
Slika 14.	Noseći valjci[12] .....	18
Slika 15.	Sile na bubnju[3] .....	20
Slika 16.	Rezultanta sila[4].....	21
Slika 17.	Sile vratila u vertikalnoj ravnini .....	24
Slika 18.	Grafovi opterećenja u vertikalnoj ravnini .....	24
Slika 19.	Sile vratila u horizontalnoj ravnini .....	25
Slika 20.	Grafovi opterećenja u horizontalnoj ravnini .....	25
Slika 21.	Podatci o ležaju bubnja (1)[14] .....	28
Slika 22.	Podatci o ležaju bubnja(2)[14] .....	29
Slika 23.	Ravnoteža sila na nosaču.....	30
Slika 24.	Profil uzdužnih nosača .....	32
Slika 25.	Profil poprečnih nosača .....	32
Slika 26.	Skica pojednostavljenog modela jednog uzdužnog nosača.....	33
Slika 27.	Zavar na pogonskom bubnju .....	35
Slika 28.	Zavar ušice .....	37
Slika 29.	Presjek osovine kod noge konvejera .....	38
Slika 30.	Nacrt konvejera .....	39
Slika 31.	Izometrija konvejera.....	40
Slika 32.	Natezni sustav.....	40
Slika 33.	Mehanizam za promjenu nagiba i pogonski bubanj.....	41



**POPIS TABLICA**

---

Tablica 1. Ocjenjivanje koncepata .....	12
Tablica 2. Podatci o nosivom i potpornim valjcima[13] .....	18
Tablica 3. Podatci o konstrukciji nosećih valjaka[12] .....	19
Tablica 4. Podatci o elektromotoru bubnja .....	23
Tablica 5. Podatci o mehanizmu s vretenom[15] .....	31
Tablica 6. Elektromotor s reduktorom mehanizma za dizanje .....	31

---

**POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE**

TT-2022-01 KONVEJER S PROMJENJIVIM NAGIBOM

**POPIS OZNAKA**

Oznaka	Jedinica	Opis
$\Delta H$		moгуćnost podešavanja izlazne trake
$\mu$		koeficijent trenja
$A$	$\text{mm}^2$	površina
$B$	m	širina trake
$C$		konstanta ovisna o duljini
$C_1$	kN	dinamička nosivost ležaja
$D$	m	promjer bubnja
$d$	mm	promjer svornjaka
$E$	$\text{N/mm}^2$	modul elastičnosti
$\varepsilon$		eksponent vijeka trajanja ležaja
$F$	N	vućna sila
$f$		koeficijent sveukupnih otpora
$F_1$	N	sila u vućnom ogranku
$F_2$	N	sila u slobodnom ogranku
$F_{A,B}$	N	sile u ležajevima
$F_o$	N	obodna sila
$F_R$	N	rezultantna sila
$g$	$\text{m/s}^2$	ubrzanje sile teže
$g_0$	N/m	jalova težina
$g_0'$	$\text{kg/m}^2$	masa gumene obloge trake
$G_B$		težina bubnja
$G_{EM}$	N	težina elektromotora
$G_{KON}$	N	težina konvejera
$G_T$	kg/m	masa trake
$g_v'$	$\text{kg/m}^2$	masa svih uložaka u traci
$G_{v1}$	kg	masa rotirajućih dijelova nosivih valjaka
$G_{v2}$	kg	masa rotirajućih dijelova povratnih valjaka
$H$	m	visina vozne trake
$I$	$\text{mm}^4$	moment tromosti
$I_m$	t/h	maseni protok
$I_{vol}$	$\text{m}^3/\text{h}$	volumenski protok
$k$		faktor ovisan o nagibu i načinu punjenja konvejera
$L$	m	ukupna dužina trake
$L_{10h\_min}$	h	uobičajni vijek trajanja ležaja
$M$	Nm	moment
$n$	$\text{min}^{-1}$	brzina vrtnje
$P$	W	snaga

---

$P$	N	ekvivalentno dinamičko opterećenje
$s_1$	m	razmak nosivih valjaka
$s_2$	m	razmak povratnih valjaka
$T$	Nm	moment uvijanja
$v$	m/s	brzina trake
$w$	mm	progib
$W$	mm <sup>3</sup>	aksijalni moment otpora
$W_p$	mm <sup>3</sup>	polarni moment otpora
$z$		broj uložaka
$\alpha$	°	kut nagiba konvejera
$\alpha_0$		faktor čvrstoće materijala
$\beta$		obuhvatni kut
$\rho$	t/m <sup>3</sup>	nasipna gustoća materijala
$\sigma_m$	N/mm <sup>2</sup>	vlačna čvrstoća
$\sigma_{red}$	N/mm <sup>2</sup>	reducirano naprezanje
$\sigma_{sav}$	N/mm <sup>2</sup>	savijanje
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	smično naprezanje
$\tau_t$	N/mm <sup>2</sup>	uvijanje

---

**SAŽETAK**

Tema ovog rada je razvoj i konstruiranje konvejera s promjenjivim nagibom. Razvoj je započet detaljnim pretraživanjem tržišta te se na osnovu rezultata analize tržišta došlo do konceptata. Dva koncepta se ponajprije razlikuju po načinu podešavanja te broju traka. Nakon toga koncepti su vrednovani prema tablici s kriterijima i ponderiranim ocjenama na način da se svakom kriteriju dodijelio težinski faktor prema važnosti. Zatim se, po definiranju konačnog koncepta, kreće u proračun kritičnih i nosivih komponenti konstrukcije. U fazi koja je slijedila, prema podacima dobivenim u proračunu te ulaznim podacima zadatka, napravljen je model uređaja u programskom paketu Solidworks. Zadnja faza je izrada tehničke dokumentacije u već navedenom programskom paketu koja je priložena ovom radu.

Ključne riječi: konvejer, razvoj proizvoda, uređaji neprekidne dobave, konvejer s nagibom, trakasti konvejer

---

**SUMMARY**

The topic of this thesis is the development and design of conveyor with variable inclination. The development started with a detailed search of the market and based on the results of the market analysis, the concepts were reached. The two concepts differ primarily in the way they are set up and the number of belts. Thereafter, the concepts were evaluated according to a table of criteria and preference factor in such a way that each criterion was assigned a preference factor according to importance. Then, after defining the final concept, calculation of critical and load-bearing components of the structure were enumerated. In the following phase, according to the data obtained in the calculation and the input task data, a model of the device in the software package Solidworks was made. The last phase is the preparation of technical documentation in the already mentioned software package which is attached to this paper.

**Key Words:** conveyor, product developmen, devices with continous motion, inclined conveyor, belt conveyor

## 1. UVOD

Transportni uređaji su uređaji za prijenos tereta s jednog mjesta na drugo. Imaju široku primjenu u industriji s međusobno različitim konstrukcijama, pogonom, upravljanjem, namjenom i vrstom tereta za prijenos. Prema dobavnim postupcima dijele su u dvije velike grupe : sredstva prekidne dobave i sredstva neprekidne dobave.

U sredstva prekidne dobave spadaju uređaji kod kojih se materijal prenosi u određenim intervalima ovisno o kapacitetu nosivosti. U tu grupu spadaju: granici, dizalice, liftovi i industrijska vozila.

U sredstva neprekidne dobave spadaju uređaji sa kontinuiranom prijenosom materijala bez prekida između zahvata i odlaganja materijala.

### 1.1. Konvejeri

Sredstva neprekidne dobave rade većinom dulje vrijeme bez prekida, s praktički nepromjenljivim opterećenjem i konstantom brzine. Prenose sipki ili komadni materijal duž unaprijed zadane transportne putanje, koja se ne mijenja u odnosu na nosivu konstrukciju. Stoga se takva sredstva nazivaju prenosilima ili konvejerima. Dijelev se prema principu njihova djelovanja na mehanička prenosila s vlačnim elementom, mehanička prenosila bez vlačnog elementa, pneumatika i hidraulička prenosila.

Osnovni projektni parametri konvejera su:

Dobavni protok materijala: t/h , m<sup>3</sup>/h, kom/h

Geometrijski parametri

Brzina transportiranja

Pogonski parametri

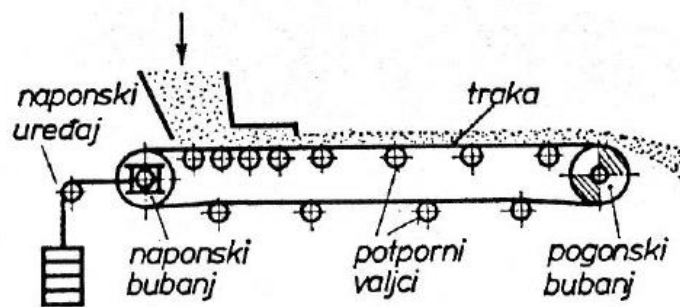
Vrsta i svojstva transportiranog materijala

Način prihvaćanja i odlaganja materijala [2]

Trakasti konvejer spada u mehanička prenosila s vlačnim elementom.

## 1.2. Trakasti konvejer

Konvejer se sastoji od beskonačne trake, pogonskog i povratnog ili naponskog bubnja, potpornih valjaka te naponskog uređaja.



Slika 1. Trakasti konvejer [3]

Bubanj koji pokreće traku naziva se pogonski bubanj i u većini se slučajeva nalazi na istovaru. Osigurava prijenos obodne sile na traku pomoću trenja. Naponski bubanj s naponskim uređajem na drugom kraju konvejera je odgovoran za pravilan hod trake te osigurava da traka neprekidno dodiruje pogonski bubanj. Ključna komponenta trakastog konvejera je traka koja je odgovorna za prijenos materijala od prihвата do istovara. Za potporu trake služe potporni valjci koji su smješteni duž nosive konstrukcije. Utovar materijala je obično na stražnjem, a istovar na prednjem kraju trake.

Prednost ove vrste konvejera je prilagodljivost različitim radnim uvjetima gdje se zbog transporta na traci može postaviti na teren bilo koje vrste. Imaju visoku učinkovitost, jeftino i jednostavno održavanje. Mane su skupa izvedba konvejera s malom duljinom i teža raspodjela tereta.



---

**1.3. Konvejer s promjenjivim nagibom**

Trakasti konvejeri se mogu koristiti i sa promjenom kuta do  $30^\circ$  od horizontale. Kut ponajprije ovisi o karakteristikama materijala koji se prenosi (vrsta materijala, nasipni kut, vlažnost...), brzini transportne trake i trenju između njih. Kod konvejera s usponom istovar tereta odvija se pod relativno nižim kutovima kako bi se izbjeglo kretanje tereta niz kosinu. Izlijevanje tereta može nastati ako se pod dovoljno velikim nagibom npr. kamenja pijeska počnu kotrljati niz kosinu. Kako bi se osigurao siguran transport bez nepotrebnog gubitka tereta, transportna traka ima proreze cijelom duljinom.

Svi konvejeri koji rade pod nagibom koji može u slučaju prekida pogona izazvati povratno kretanje materijala moraju imati kočnicu protiv povratnog kretanja.[3]

## 2. ANALIZA TRŽIŠTA

Razvojna faza započinje pregledom proizvoda na tržištu. Da bi se bolje stekao uvid u idejna rješenja te ponudu već postojećih proizvoda potrebno je napraviti analizu tržišta. U daljnjem tekstu prikazano je nekoliko verzija izvedbi nagibnih konvejera različitih proizvođača.

### 2.1. JINRUI – TD75-800

TD75-800 uređaj služi za prijenos suhog pijeska. Sastoji se od pogonskog bubnja pogonjenog elektromotorom s reduktorom, naponskog bubnja, prijenosnih valjaka, valjaka za usmjerenje, traka, uređaja za zatezanje te potpornih elemenata. Osnovne značajka ovog uređaja su: prilagodljivost terenu (mijenjanje nagiba linije), jednostavnost konstrukcije, visoka pouzdanost i učinkovitost. Širina trake je 800 mm , raspon brzina 0,8 – 2 m/s, a kapacitet 70-289 t/h.



Slika 2. JINRUI – TD75-800[8]

## 2.2. Xixiang Baisheng Machinery CO.,LTD.

Prikazani konvejer je prijenosni trakasti konvejer namijenjen za prijenos pijeska, kamena ugljena i sličnog tereta, a također je pogonjen motorom. Širina trake je 400-650 mm, a brzina 0,8 m/s za ravne valjke i 1,6 m/s za valjke s prorezima.

Snaga varira od 0,4kW do 22 kW što ovisi o samom kapacitetu utora koji ovisi direktno o korisniku. Gabaritne dimenzije uređaja su: 16340x1460x1884 mm. Visina na koju se teret prenosi je 1,85 m.

Na čeličnu konstrukciju su ugrađena 4 kotača (par kotača s većim promjerom na istovaru, a par s manjim promjerom na prednjem dijelu) što omogućava ovom proizvodu da bude prilagodljiv raznim radnim uvjetima. Sama konstrukcija uređaja prigušuje vibracije i osigurava tiši rad bubnja i valjaka.



Slika 3. Xixiang Baisheng Machinery CO.,LTD.[10]

### 2.3. HYTROL Model SBI Incline Slider Bed Conveyor

Uređaj služi za prijenos tereta pod nagibom " od poda do poda" . Zanimljivost ovog uređaja je podesiva dvostruka remenica na istovaru koja osigurava stabilan prijenos tereta s nagnutog na vodoravni dio krajnjeg dijela konvejera. Kut nagiba se može podesiti do 30°. Kapacitet koji uređaj može prenijeti je 150 kg/m, brzina je konstanta i iznosi 0,33 m/s. Konvejer je reverzibilan i za pogon koristi motor s kočnicom.



Slika 4. HYTROL Model SBI Incline Slider Bed Conveyor,[11]

## 2.4. Risel Industries

"Grasshopper" konvejer je također prijenosni trakasti konvejer koji na podnožju konstrukcije ima dva kotača. Oni osiguravaju mobilnost samog uređaja s jednog mjesta na drugo, za što je usprkos njima potreban viličar na koji se pričvršćuje prednji dio konvejera. Uređaj može dostići duljinu od 26 m, visinu i nagib od 4 do 11 m podesivu pomoću hidrauličkog cilindra. Na dovodu se nalazi spremnik za dovod tereta, a kapacitet uređaja je 800 t/h.



Slika 5. Risel Industries[9]

## 2.5. Shanghai Shibang Machinery CO., LTD

Prikazani konvejer se sastoji od okvira, transportne trake, valjaka, uređaja za zatezanje i za sami prijenos. Okvir je od čelika te je konstruiran s visinskom razlikom između prednjih i stražnjih nogu tako da je cijela konstrukcija pod određenim kutom. Za pogon i transport gumene trake koriste se bubnjevi na krajevima i valjci koji su raspoređeni duž uređaja. Pogonski bubanj pogonjen je elektromotorom. Širina trake je 500 mm, brzina 0,8-0,2 m/s, a kapacitet uređaja je 78-191 t/h. Odnos duljine trake i snage motora ovisi o željama korisnika i varira između <math><12\text{ m}/3\text{ kW}</math>, <math>12\text{-}30\text{ m}/4\text{ kW}</math> i <math>20\text{-}30/5,5\text{ kW}</math>.



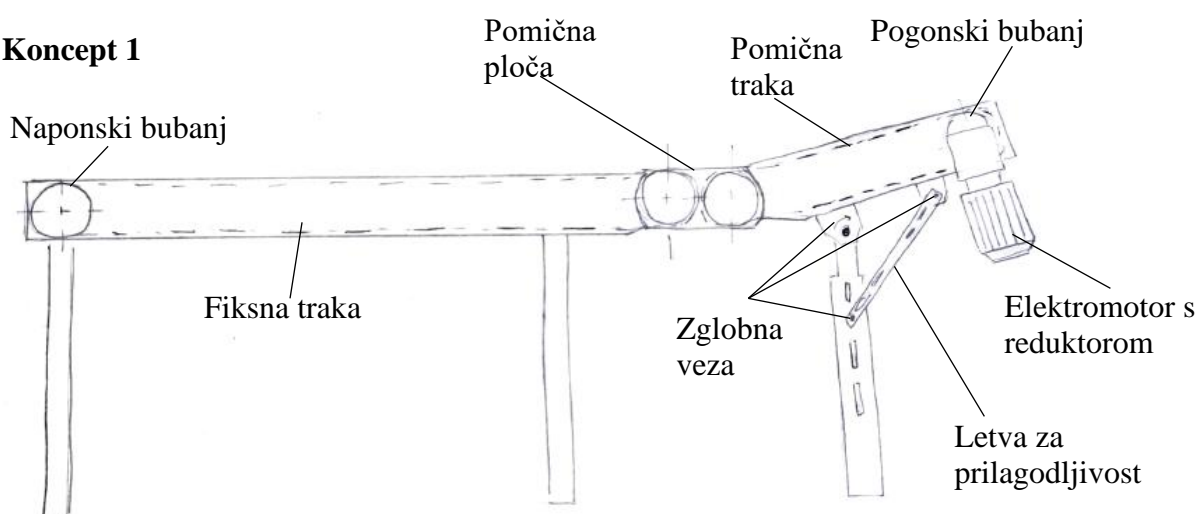
Slika 6. Shanghai Shibang Machinery CO., LTD[16]

### 3. KONCEPTI

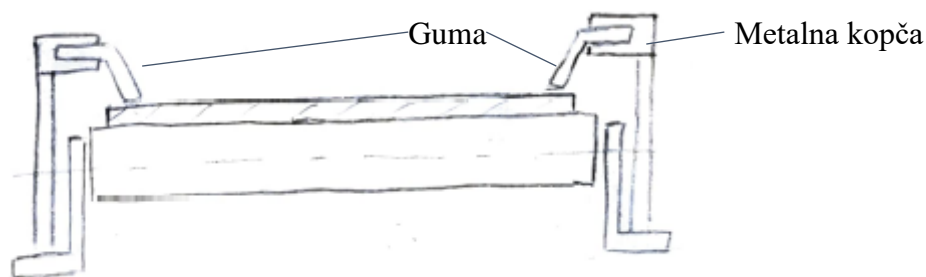
U sljedećoj fazi razvoja proizvoda napravljena su dva koncepta uređaja. U oba koncepta mehanizam za prijenos materijala radi po istom principu tj. mehanizam se sastoji od pogonskog bubnja na istovaru, naponskog na dovodu materijala te trake. Tekstom je detaljno objašnjen mehanizam potreban za promjenu kuta nagiba i potporni valjci s prikazom korita s različitim načinima sprječavanja rasipanja materijala. U oba navedena koncepta za razvoj je predviđena traka s naborima.

Nakon objašnjenja svakog koncepta slijedi ocjenjivanje prema postavljenim kriterijima.

#### 3.1. Koncept 1



Slika 7. Koncept 1



Slika 8. Korito koncepta 1

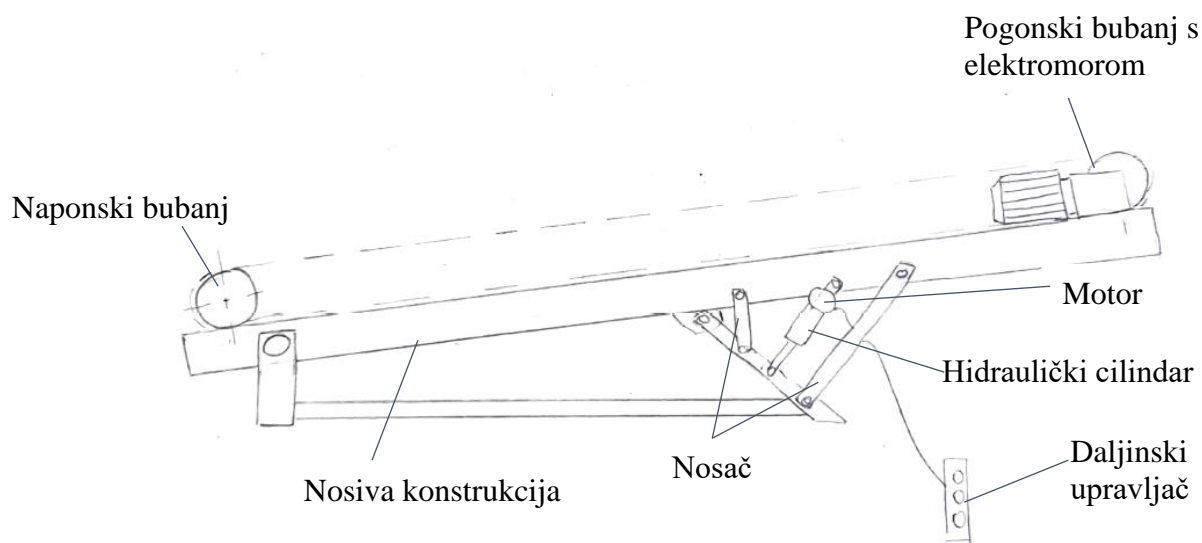
Koncept 1 prikazuje konvejer sa promjenom nagiba pomoću letve koja se ručno montira na nogu nosive konstrukcije.

Konstrukcija uređaja se sastoji od horizontalnog fiksnog okvira i okvira koji ima promjenjiv nagib. Navedena dva okvira zajedno su povezana pomičnom pločom. Na istovaru se nalazi pogonski bubanj koji je pogonjen elektromotorom s reduktorom pričvršćenim na čelični pomični okvir. Konvejer ima dvostruke gumene transportne trake, gdje je horizontalna fiksna, dok druga mijenja svoj nagib zajedno s pokretnim okvirom. Izlazni bubanj prve trake i ulazni bubanj druge trake vezani su na pomičnu ploču. Obe trake su vođene pomoću sklopa ravnog valjka koji su raspoređeni duž cijelog uređaja. Pokretni dio čeličnog okvira stvara najveći pozitivni kut s horizontalom kada letva za prilagodbu s vertikalnom nogom stvara najmanji dopušteni kut, a najveći negativni kada je kut između najveći.

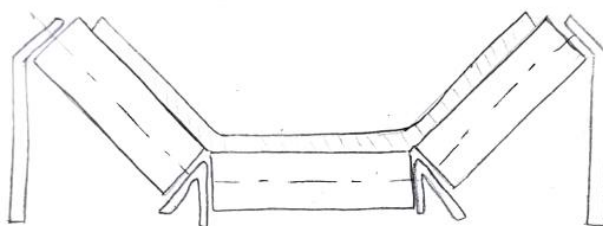
Teret se kreće pomoću ravne trake koja vođena jednim ravnim valjkom. Valjci su smješteni duž cijelog nosača konvejera. Rasipanje pijeska je smanjeno pomoću bočnih gumenih pregrada koje su povezane za nosač pomoću metalnih kopči. Valjci su za nosač povezani L čeličnim profilima.



### 3.2. Koncept 2



Slika 9. Koncept 2



Slika 10. Korito koncepta 2

Koncept 2 prikazuje princip rada konvejera koji osigurava pokretljivost dijelova pomoću električne energije koja može pogoniti hidrauliku (što je prikazano na slici 9.), aktuator ili navojno vreteno

Sustav prikazanog koncepta je hidraulika povezana s daljinskim upravljačem pomoću kabela gdje korisnik može sam izabrati kut bez približavanja samom uređaju. Time je dobivena dodatna vrijednost uređaja s obzirom da se u slučaju opasnosti može isključiti sa sigurne udaljenosti. Za stabilnost promjene nagiba služe još i dva para čeličnih nosača koja su zglobno vezana na nogu i na pokretni dio konvejera. Hidraulički cilindar je također zglobno vezan. Pogonski bubanj na istovaru je pogonjen elektromotorom s reduktorom. Gumena traka se kreće preko sustava valjaka za vođenje koji se sastoji od centralnog horizontalno postavljenog valjka i po jedan valjak postavljen s bočne strane centralnog valjka pod kutom od 45°. Sam položaj

valjaka utječe na dubinu korita koja sprječava nepotrebno rasipanje pijeska. Za razliku od Koncepta 1, u ovom konceptu je cijela konstrukcija prilagodljiva promjeni nagiba.

### 3.3. Ocjenjivanje koncepata

Sljedeći korak, nakon pretraživanja postojećih proizvoda na tržištu i izrade koncepata, je ocjenjivanje koncepata. Kriteriji su definirani na način da obuhvate sve bitne značajke koje ovakav uređaj mora zadovoljiti.

Koncepti su ocjenjivani ocjenama od 1 do 5 prema navedenim kriterijima, ocjene su zatim pomnožene težinskim faktorom i zatim podijeljene s 100 čime su dobivene ponderirane ocjene koncepata. Ponderirane ocjene za svaki kriterij pojedinog koncepta su zbrojene, a koncept s najvišom ocjenom je temelj za daljnji razvoj proizvoda.

**Tablica 1. Ocjenjivanje koncepata**

Kriterij	Težinski faktor %	Koncept 1		Koncept 2	
		Ocjena	Ponderirana ocjena	Ocjena	Ponderirana ocjena
Jednostavnost promjene nagiba	30	3	0,9	5	1,5
Prilagodljivost uvjetima rada	20	3	0,6	5	1
Sprječavanje rasipanja materijala	15	5	0,75	4	0,45
Jednostavnost konstrukcije	15	3	0,45	5	0,3
Potrošnja energije	5	4	0,2	1	0,05
Cijena	10	5	0,5	4	0,4
Tehnička izvedivost	5	3	0,15	4	0,2
Ukupna ocjena			3,55		3,9

### 3.4. Izbor optimalne varijante

Nakon ocjenjivanja koncepata Tablica 1. je pokazala da koncept 2 ima veću ocjenu.

Za promjenu nagiba koncept 2 nudi kao rješenje mehanizme pogonjene električnom energijom koje je najjednostavniji način prilagodbe visine bez potrebe za direktnom ljudskom pomoći, te je tako izbjegnuta opasnost od potencijalne ozljede na radu. Položaj motora je na konceptu prikazan simbolično te je moguća izmjena u daljnjem razvoju proizvoda ukoliko se pokaže da se na neku drugu poziciju u konstrukciji bolje uklapa.

Korito koncepta 1 određeno je jednim ravnim potpornim valjkom što nije pogodno za zadržavanje materijala na samoj traci zbog mogućnosti lakšeg proklizavanja materijala na pokretnom dijelu konstrukcije konvejera. Rasipanje materijala s bočne strane je spriječeno gumom i metalnom kopčom, ali zbog kretanja materijala i trenja koje se javlja između može doći do trošenja same gume te stvaranja proreza kroz koje dijelovi materijala mogu prodrijeti ispod trake i tako oštetiti dijelove stroja. Koncept 2 nudi relativno dobro i jeftino rješenje s koritom od 3 valjka koji svojim oblikom imaju dvojaku funkciju: voditi traku i spriječiti rasipanje materijala.

Cijela nosiva konstrukcija ima prilagodljiv kut nagiba, a čelični profili za konstrukciju okvira, noge i drugih dijelova će se odrediti u proračunu koji slijedi.

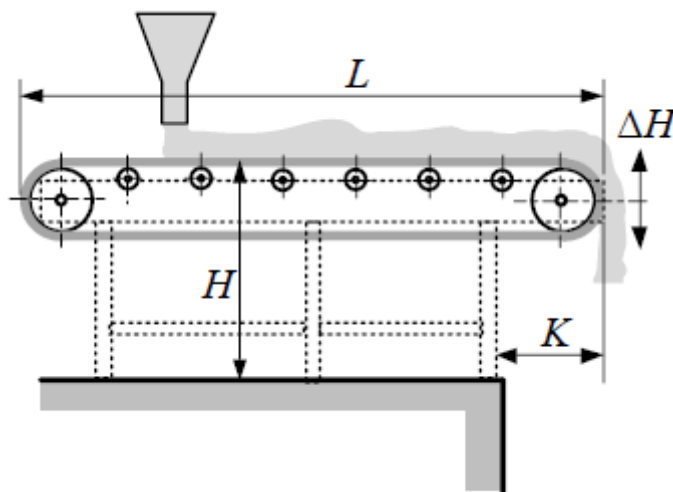
## 4. PRORAČUN

Proračunom su obuhvaćene kritične komponente uređaja definiranog u konceptualnoj fazi. Osim proračuna kritičnih komponenti, proračun služi za dimenzioniranje komponenti te za odabir standardnih dijelova.

### 4.1. Zadani podatci

Ulazni podaci određeni su prema tekstu zadatka i služe kao polazna točka proračuna. Prema ulaznim podacima dimenzioniraju se ostale komponente.

- Ukupna dužina trake  $L = 8 \text{ m}$
- Visina vozne trake  $H = 1,5 \text{ m}$
- Mogućnost podešavanja izlazne trake  $\Delta H = \pm 0,5 \text{ m}$
- Najmanja duljina konzolnog završetka  $K = 1 \text{ m}$
- Volumenski protok  $I_{\text{vol}} = 60 \text{ m}^3/\text{h}$
- Pogon mehanizma za promjenu visine ručni ili električni



Slika 11. Zadana skica

## 4.2. Brzina trake

Brzina trake se računa preko formule za volumenski protok konvejera s koristastom trakom kuta  $30^\circ$  :

$$I_v = 545 \cdot v \cdot (0,9 \cdot B - 0,02)^2 \cdot k \quad (4.1)$$

$$v = \frac{I_v}{545 \cdot (0,9 \cdot B - 0,02)^2 \cdot k} \quad (4.2)$$

gdje je  $B$  širina trake čija je odabrana vrijednost  $B = 500$  mm, a faktor  $k$  predstavlja faktor ovisan o nagibu i načinu punjenja konvejera i te je jednak:

$$k = k_1 \cdot k_2 \quad (4.3)$$

gdje je  $k_1 = 0,8 \dots 1$ , a  $k_2$  je ovisan o kutu nagiba, te prema [3], Tablici 2 iznosi 0,99

Kut nagiba određen je jednadžbom:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{\Delta H}{L}\right) = \arctg\left(\frac{0,5}{8}\right) = 3,57^\circ \quad (4.4)$$

pa tako  $k$  onda iznosi:

$$k = 0,9 \cdot 0,99 = 0,891 \quad (4.5)$$

Brzina trake računa se prema izrazu:

$$v = \frac{60}{545 \cdot (0,9 \cdot 0,5 - 0,02)^2 \cdot 0,891} \quad (4.6)$$

$$v = 0,668 \text{ m/s} \quad (4.7)$$

Izraz za maseni protok glasi:

$$I_m = I_v \cdot \rho \quad (1.8)$$

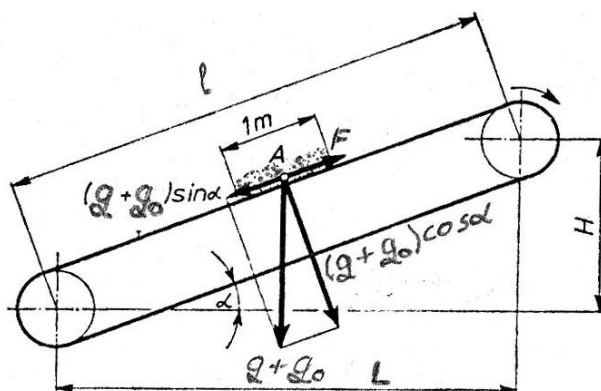
$\rho = 1,16 \text{ t/m}^3$  – nasipna gustoća materijala [7]

Maseni protok iznosi:

$$I_m = 60 \cdot 1,16 \quad (4.9)$$

$$I_m = 99 \text{ t/h} \quad (4.10)$$

### 4.3. Potrebna vučna sila



Slika 12. Raspored sila na traci[3]

Težinu materijala koji se prenosi trakom, duljine 1 m, reduciramo u točku A, gdje djeluju sile težine korisnog tereta  $g$  i jalova težina  $g_0$  (težina trake i težina okretnog dijela valjka).

Komponenta težine okomita na traku uzrokuje otpore kotrljanja i trenja dok komponenta paralelna s trakom nastoji povući materijal prema donjem dijelu konvejera. [3]

Izraz za potrebnu vučnu silu:

$$F = C \cdot f \cdot L \cdot (q_0 + \frac{I_m}{v} \cdot g) \pm \frac{I_m}{v} \cdot g \cdot H \quad (4.11)$$

$C = 5.1$  – konstanta ovisna o duljini,  $L = 8 \text{ m}$  [3] str.8, DIN 22101

$f = 0,02$  – koeficijent sveukupnih otpora

$g = 9,81 \text{ m}^2/\text{s}$  – ubrzanje sile teže

$g_0$  – jalova težina

$$g_0 = 2 \cdot G_T + \frac{G_{V1}}{s_1} + \frac{G_{V2}}{s_2} \quad (4.12)$$

$G_T$  – masa trake [kg/m]

$G_{V1}$  – masa rotirajućih dijelova nosivih valjaka [kg]

$s_1 = 0,6 \text{ m}$  – razmak nosivih valjaka

$G_{v2}$  – masa rotirajućih dijelova povratnih valjaka [kg]

$s_2 = 1,7$  m – razmak povratnih valjaka

Izraz za masu trake  $G_T$ :

$$G_T = B \cdot (g_v' + g_o') \quad (4.13)$$

$g_v' = 4,6$  kg/m<sup>2</sup> – masa svih uložaka u traci [7] , tablica 12 (Tip trake EP 125, 4 uložka)

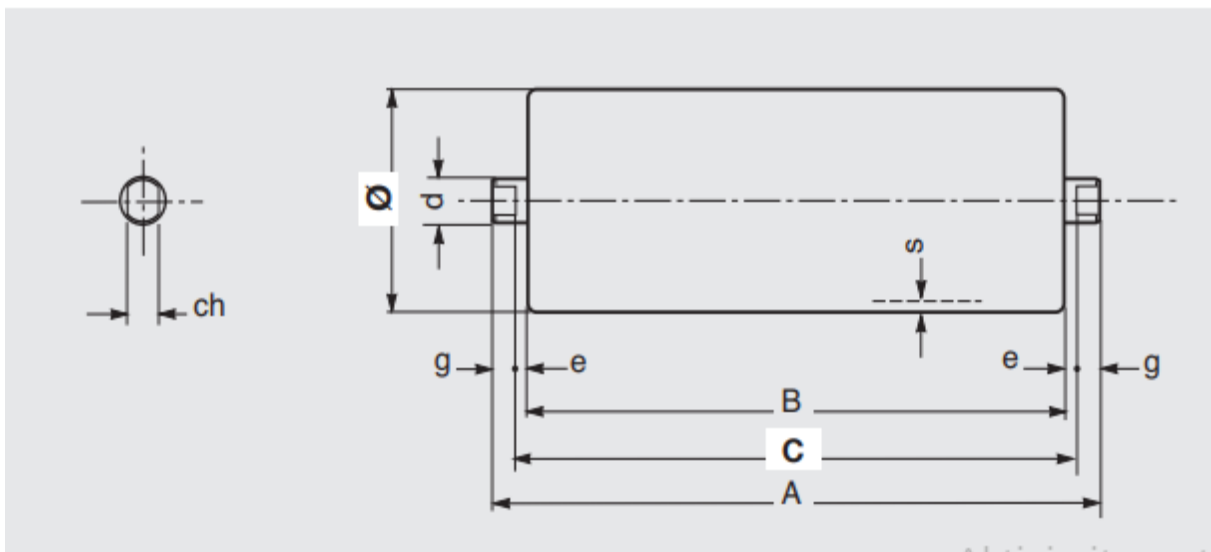
$g_o' = 5,65$  kg/m<sup>2</sup> – masa gumene obloge trake [7] kvaliteta gumene oblike , tablica 14  
(Kvaliteta gumene obloge N)

Masa trake :

$$G_T = 0,5 \cdot (4,6 + 5,65) = 5,125 \text{ kg/m} \quad (4.14)$$

Valjci:

Odabrani su standardni valjci tvrtke Rulmec :




Slika 13. Valjak[13]

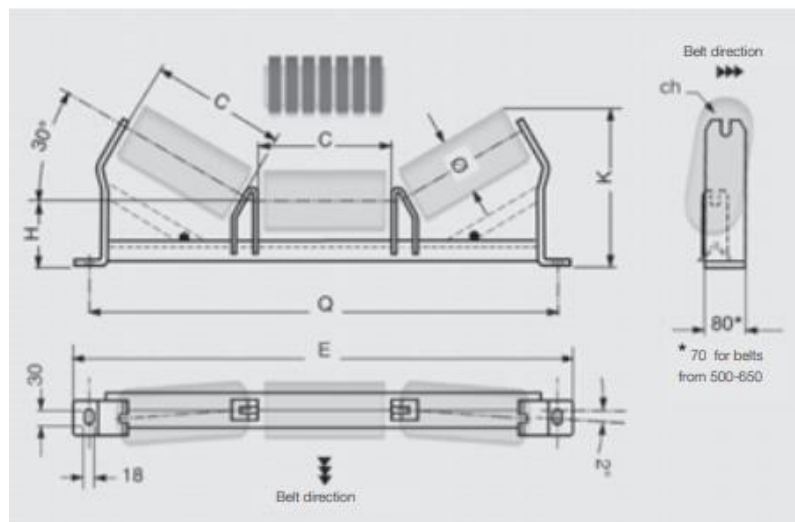
Tablica 2. Podatci o nosivom i potpornim valjcima[13]

Ø 89 N

Bearing 6204  
(20 X 47 X 14)d = 20  
ch = 14  
s = 3  
e = 4  
g = 9

belt		roller											
width mm		dimensions mm			weight Kg		load capacity daN						
arrangements 		B	C		A	rotating parts		belt speed m/s					
						parts	total	0.5	1	1.5	2	2.5	3
400		160	168	186		1.7	2.2	226	179	157	142	132	124
300	500	200	208	226		2.0	2.5	226	179	157	142	132	124
400	650	250	258	276		2.3	3.0	226	179	157	142	132	124
500	800	315	323	341		2.7	3.6	226	179	157	142	132	124
300	650	1000	380	388	406	3.1	4.1	226	179	157	142	132	124
800	1200		465	473	491	3.7	4.9	226	179	157	142	132	124
400			500	508	526	3.9	5.2	226	179	157	142	132	124
	1400		530	538	556	4.1	5.5	226	179	157	142	132	124
500	1000		600	608	626	4.6	6.1	204	179	157	142	132	124
	1200		700	708	726	5.2	7.0	173	173	157	142	132	124

Konstrukcija za nosive valjke, Tip A3 M 1/3A , prema [12]



Slika 14. Noseći valjci[12]



Tablica 3. Podatci o konstrukciji nosećih valjaka[12]

order codes	belt width mm	roller			transom					weight without rollers Kg	
		Ø mm	C	ch	capacity Kg	H mm	K <sub>max</sub>	Q	E		
<b>transom</b> <b>A3 M-30°</b>	A3 M 1/3A	500	89 - 90 - 108 - 110	14 - 30	208	247	135	292	740	800	6.0
	A3 M 1/3E	650			258	205	135	317	890	950	6.7
	A3 M /22					354	135	317	890	950	8.1
	A3 M 1/3K	800			323	289	140	354	1090	1150	10.7
	A3 M /24					460	140	354	1090	1150	13.3
	A3 M 1/3P	1000			388	244	140	387	1290	1350	12.2
	A3 M /28					388	140	387	1290	1350	15.1
	A3 M 1/3J	1200			473	204	140	429	1540	1600	14.0
	A3 M /32					325	140	429	1540	1600	17.4

Izraz za masu rotirajućih dijelova nosivih  $G_{v1}$  i potpornih valjaka  $G_{v2}$  :

$$G_{v1} = m_{vn} \cdot n_n = 8,2 \cdot 12 = 98,4 \text{ kg} \quad (4.15)$$

$$G_{v2} = m_{vp} \cdot n_p = 4,6 \cdot 5 = 23 \text{ kg} \quad (4.16)$$

$n_n$  označava broj nosivih valjaka duž konvejer. Trodijelni valjci su raspoređeni svakih 0,61 m na duljinu konvejera od 8 m, tj. duž nosive konstrukcije bit će 12 valjaka koji svaki ima masu  $m_{vn}$  od 8,2kg.

$n_p$  označava broj potpornih valjaka duž konvejera. Jednoredni valjci raspoređeni svaka 1,7 m te ih tako na duljini od 8 m ima 5 sa masom od 4,6 kg .

Jalova težina  $g_0$ :

$$g_0 = 2 \cdot 5,125 + \frac{94,4}{0,6} + \frac{23}{1,7} = 181,11 \text{ kg/m} \quad (4.17)$$

potrebna vučna sila kada je konvejer u usponu iznosi:

$$F = 5,1 \cdot 0,02 \cdot 8 \cdot \left( 181,11 + \frac{27,5}{0,668} \cdot 9,81 \right) + \frac{27,5}{0,668} \cdot 9,81 \cdot 0,5 = \quad (4.18)$$

$$F=679,25 \text{ N} \quad (4.19)$$

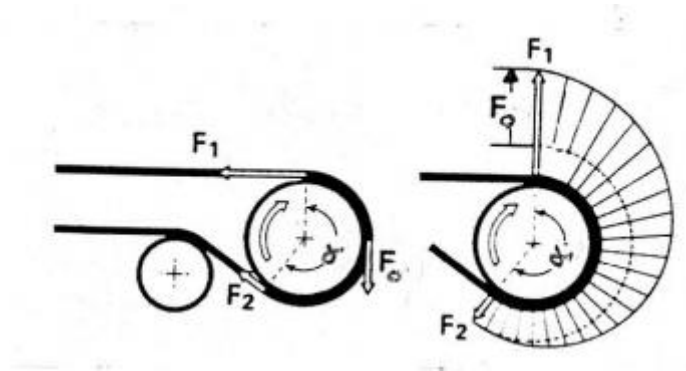
potrebna vučna sila kada je konvejer u spužtanju:

$$F = 5,1 \cdot 0,02 \cdot 8 \cdot \left( 181,11 + \frac{27,5}{0,668} \cdot 9,81 \right) - \frac{27,5}{0,668} \cdot 9,81 \cdot 0,5 = \quad (4.20)$$

$$F=275,4 \text{ N}$$

(4.21)

#### 4.4. Sile na bubnju



Slika 15. Sile na bubnju[3]

$F_0$ - najveća obodna sila

$F_1$  – sila u vučnom ogranku

$F_2$  – sila u slobodnom ogranku

Najveća obodna sila na bubnju :

$$F_0 = F = 679,4 \text{ N} \quad (4.22)$$

Iz statike dobiveni odnos sila u vučnom i slobodnom ogranku:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\beta} \quad (2)$$

Iz sume momenta oko ishodišta bubnja slijedi:

$$F_0 = F_1 - F_2 \quad (4.24)$$

Sustavom jednažbi (4.23) i (4.24) dobijemo izraze za sile u vučnom graniku:

$$F_1 = F_0 \cdot \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (4.25)$$

$\mu=0,3$  – koeficijent trenja

$\beta=180^\circ = \pi$  rad – obuhvatni kut

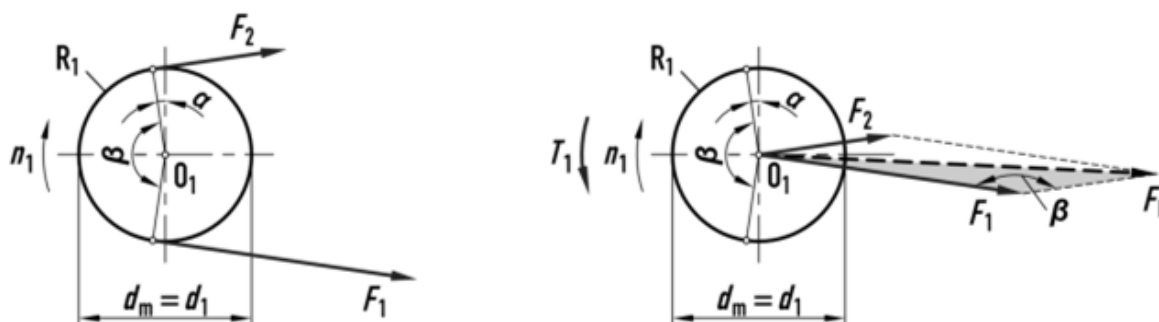
Sila u vučnom ogranku iznosi:

$$F_1 = 645,5 \cdot \frac{e^{0,3 \cdot \pi}}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} = 1113,2 \text{ N} \quad (4.26)$$

Iz (4.24) sila u slobodnom ogranku iznosi:

$$F_2 = 1113,2 - 679,4 = 433,75 \text{ N} \quad (4.27)$$

#### 4.5. Opterećenje vratila uslijed sila na bubnju



Slika 16. Rezultanta sila[4]

Iz kosinusovog poučka slijedi izraz za rezultantu silu  $F_R$ :

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \beta} \quad (4.28)$$

Rezultanta sila iznosi:

$$F_R = \sqrt{1113,2^2 + 433,75^2 - 2 \cdot 1113,2 \cdot 433,75 \cdot \cos(\pi)} = 1547 \text{ N} \quad (4.29)$$

#### 4.6. Dimenzioniranje bubnja

Odabir promjera bubnja  $D$  se određuje se prema uvjetu: [6]

$$D > (0,125 - 0,18) \cdot z \quad (4.30)$$

$z$ - broj uložaka

Prema [6]:

$$z = \frac{F_{\max} \cdot k}{B \cdot \sigma_m} \quad (4.31)$$

$F_{\max} = F_1 = 1113,2 \text{ N}$  – maksimalna sila koja djeluje na os bubnja

$k=11$  – koeficijent sigurnosti za broj uložaka 3 do 5, [6]

$\sigma_m=20\,000\text{ N/m}^2$  - vlačna čvrstoća [1]

Broj uložak po izrazu (4.31):

$$z = \frac{1113,2 \cdot 11}{0,5 \cdot 20\,000} = 1,22 \quad (3.32)$$

Odabrani broj uložaka: 4

Proračunski promjer bubnja iznosi:

$$D = 0,125 \cdot 4 = 0,5\text{ m} = 500\text{ mm} \quad (4.33)$$

Za širinu trake  $B=500\text{ mm}$ , duljina bubnja prema [7] iznosi:  $l_B=600\text{ mm}$

Kako bi zadovoljili uvjet izraza odabrani promjer bubnja je **500 mm**. Bubanji će biti izrađeni iz bešavne cijevi  $\varnothing 508 \times 12,5$ . [1]

Pogonski i naponski bubanj imaju iste dimenzije.

#### 4.7. Odabir elektromotora s reduktorom za pogonski bubanj.

Potrebna snaga na vratilu pogonskog bubnja ;

$$P = F \cdot v = 679,4 \cdot 0,665 = 451\text{ W} \quad (4.34)$$

Uzimajući u obzir učinkovitost ležaja bubnja  $\mu_o=0,98$  snaga motora iznosi:

$$P_{mot} = \frac{P}{\mu_o} = \frac{451}{0,98} = 460\text{ W} \quad (4.35)$$

Brzina vrtnje bubnja:

$$n = \frac{v}{D \cdot \pi} = \frac{0,668}{0,5 \cdot \pi} = 0,425\text{ s}^{-1} = 25,52\text{ min}^{-1} \quad (4.36)$$

Moment na izlazu iz reduktora:

$$M_b = \frac{P}{2\pi \cdot n} = \frac{451}{2\pi \cdot 0,425} = 164,03\text{ Nm} \quad (4.37)$$

Odabrani motor: SGA 455S 3C L80-06F-TH-TF-BR30 (Watt Drive)

Tablica 4. Elektromotor bubnja

Snaga elektromotora	$P_{EM} = 2,2 \text{ Kw}$
Brzina vrtnje elektromotora	$n_{EM} = 945 \text{ min}^{-1}$
Prijenosni omjer reduktora	$i_{red} = 35,45$
Moment na izlaznom vratilu reduktora	$M_{red} = 171 \text{ Nm}$
Brzina vrtnje izlaznog vratila	$n_{red} = 27 \text{ min}^{-1}$
Moment kočnice	$M_{koč} = 30 \text{ Nm}$

Provjera kočnice:

Moment na vratilu elektromotora u kočnom stanju iznosi:

$$M_{EM,k} = \frac{F \cdot \eta_o}{i_{uk}} = \frac{F \cdot \eta_o \cdot v}{\omega_{EM}} = \frac{679,4 \cdot 0,98 \cdot 0,668}{15,75} = 27,8 \text{ Nm} \quad (4.38)$$

$$M_{EM,k} = 27,6 \text{ Nm} < M_{koč} = 30 \text{ Nm} \text{ UVIJET ZADOVOLJAVA}$$

#### 4.8. Dimenzioniranje vratila bubnja

Sile koje djeluju na vratilo bubnja:

$G_{EM}=270\text{N}$  – težina elektromotora

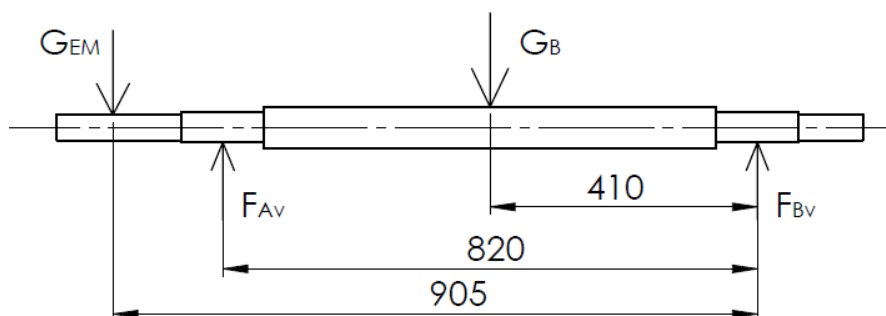
$G_B= 810 \text{ N}$  – težina bubnja

$F_R= 1541 \text{ N}$  – rezultanta sila

$F_A$  - sila na čvrstom ležajnom mjestu A

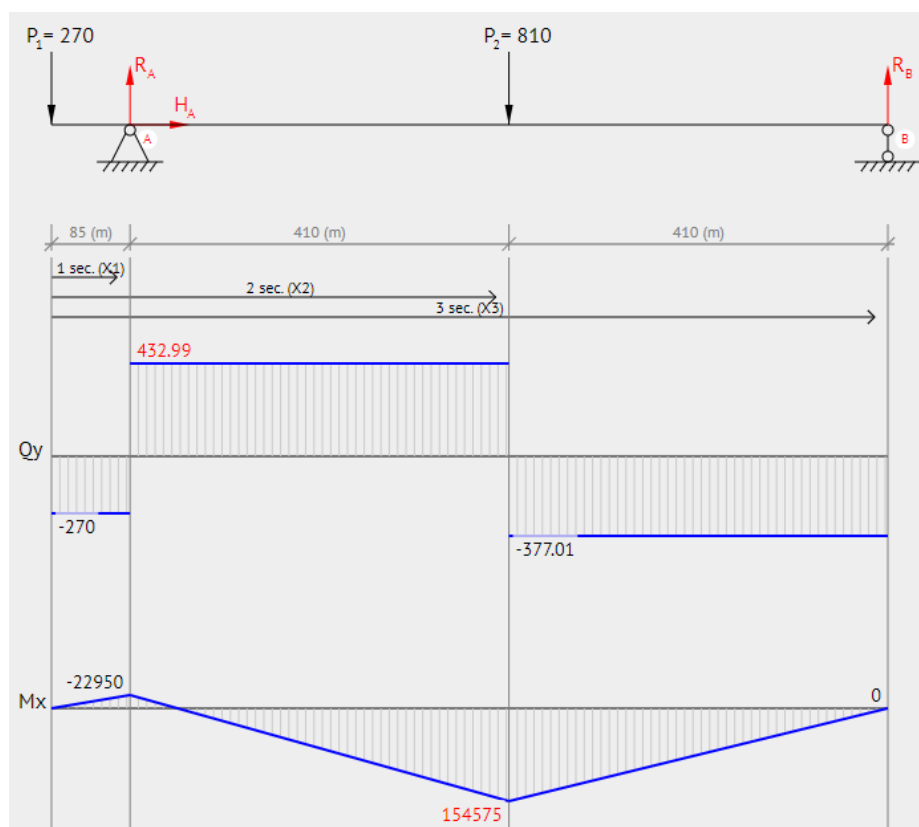
$F_B$  – sila na slobodnom ležajnom mjestu B

Opterećenje na vratilu bubnja u vertikalnoj ravnini:



Slika 17. Sile vratila u vertikalnoj ravnini

Prikaz grafova sila i momenta savijanja vratila u vertikalnoj ravnini:



Slika 18. Grafovi opterećenja u vertikalnoj ravnini

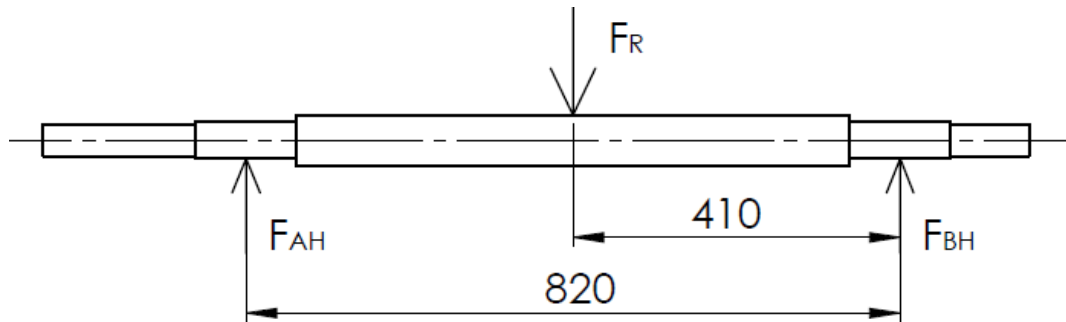
Sile u ležajevima i moment savijanja u vertikalnoj ravnini očitano iz slike 18:

$$F_{AV} = 703 \text{ N} \quad (4.39)$$

$$F_{BV} = 377 \text{ N} \quad (4.40)$$

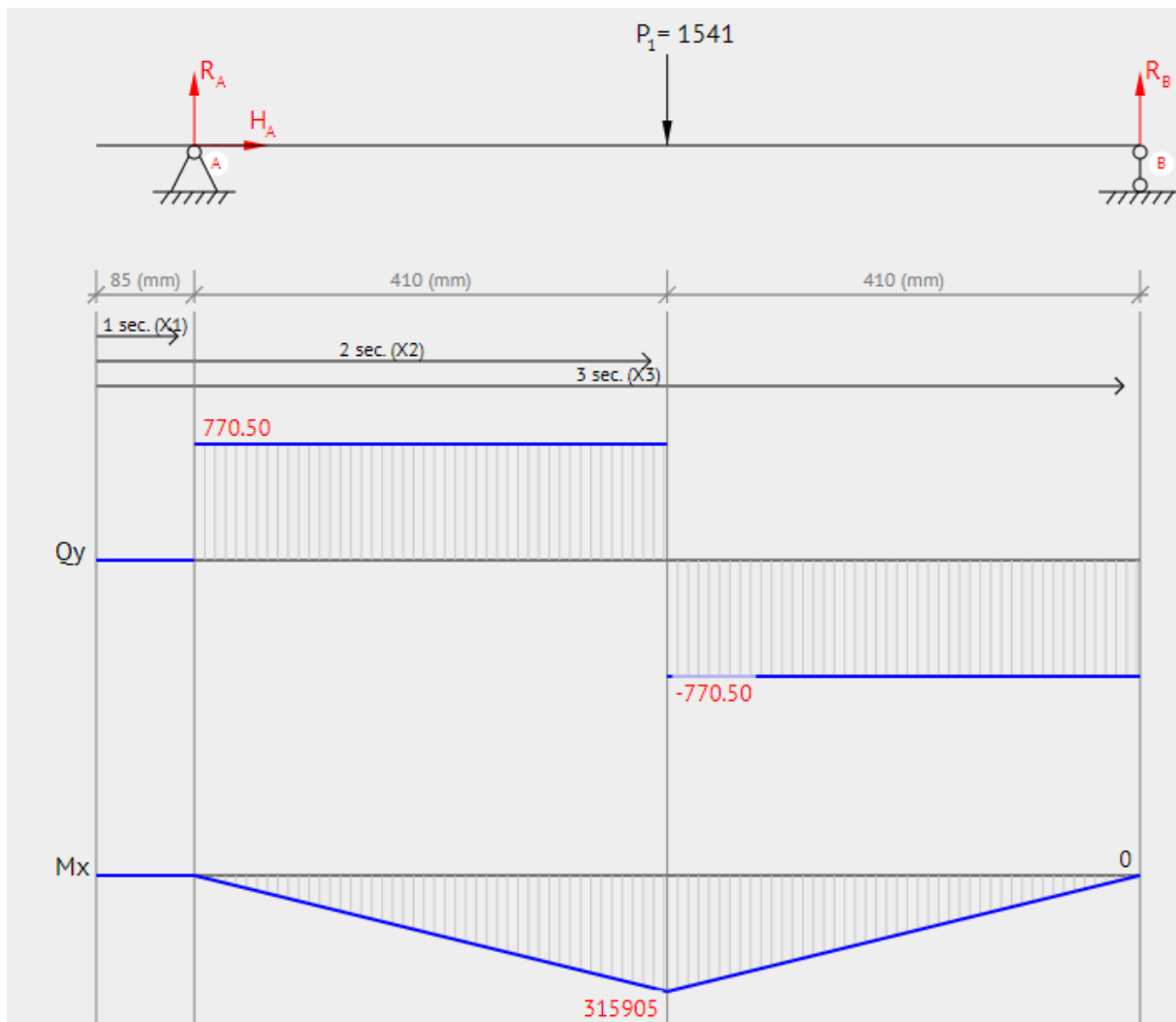
$$M_{SV} = 154575 \text{ Nmm} = 154,575 \text{ Nm} \quad (4.41)$$

Prikaz opterećenja vratila u horizontalnoj ravnini:



Slika 19. Sile vratila u horizontalnoj ravnini

Prikaz grafova sila i momenta savijanja vratila u horizontalnoj ravnini:



Slika 20. Grafovi opterećenja u horizontalnoj ravnini

Sile u ležajevima i moment savijanja u horizontalnoj ravнини očitano iz slike 20.

$$F_{AV} = 770,5 \text{ N} \quad (4.42)$$

$$F_{BV} = 770,5 \text{ N} \quad (4.43)$$

$$M_{SH} = 315905 \text{ Nmm} = 315,905 \text{ Nm} \quad (4.44)$$

Rezultante sile u ležajevima iznose:

$$F_A = \sqrt{F_{AV}^2 + F_{AH}^2} = \sqrt{703^2 + 770,5^2} = 1043 \text{ N} \quad (4.45)$$

$$F_B = \sqrt{F_{BV}^2 + F_{BH}^2} = \sqrt{377^2 + 770,5^2} = 857,8 \text{ N} \quad (4.46)$$

Rezultanti moment savijanja iznosi:

$$M_S = \sqrt{M_{SV}^2 + M_{SH}^2} = \sqrt{154,6^2 + 315,905^2} = 351,7 \text{ Nm} \quad (4.47)$$

Moment uvijanja vratila:

$$T = M_b = 164 \text{ Nm} \quad (4.48)$$

Reducirano naprežanje računamo preko reduciranog momenta [4]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot (\alpha_o \cdot \tau_t)^2} = \sqrt{\left(\frac{M_S}{W}\right)^2 + 3 \cdot \left(\alpha_o \cdot \frac{T}{W_p}\right)^2} \quad (4.49)$$

Pretpostavka: polarni moment otpora presjeka jednak dvostrukom aksijalnom:

$$W_p = 2 \cdot W \quad (4.50)$$

$\alpha_o$ - faktor čvrstoće materijala [5],  $\sigma_{fDN} = 280 \text{ N/mm}^2$ ,  $\tau_{tDI} = 220 \text{ N/mm}^2$ , za čelik Č0645

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{280}{\sqrt{3} \cdot 220} = 0,735 \quad (4.51)$$

$W = 0,1 \cdot d^3$  – aksijalni moment otpora [4]

Tada je reducirano naprežanje:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{W} \sqrt{M_S^2 + 0,75 \cdot (\alpha_o \cdot T)^2} = \frac{1}{W} \cdot \sqrt{338,5^2 + 0,75(0,735 \cdot 164)^2} \quad (4.52)$$

$$\sigma_{red} = \frac{354,2}{0,1 \cdot d^3} = \frac{3542,3}{d^3} \quad (4.53)$$



Uvjet:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{f,dop} \quad (4.54)$$

$\sigma_{f,dop} = 70 \text{ N/mm}^2$  – dopušteno naprezanje kod savijanja, [5], tablica 2

Promjer vratila:

$$d = \sqrt[3]{\frac{3542,3 \cdot 1000}{70}} = 37 \text{ mm} \quad (4.55)$$

Odabrani promjer vratila:  $d = 40 \text{ mm}$

#### 4.9. Odabir ležaja vratila bubnja

Proračun ležaja se vrši prema opterećenju ležajnog mjesta A na vratilu bubnja preko dinamičke nosivosti  $C_1$ , te mora vrijediti uvjet:  $C_1 < C$ . ( $C$  – dinamička nosivost odabranog ležaja)

Izraz na dinamičku nosivost  $C_1$ :

$$C_1 = P \cdot \left( \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h\_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \quad (4.56)$$

$L_{10h\_min} = 50\,000 \text{ h}$  – uobičajeni vijek trajanja ležaja prema [4]

$P = F_A = 1043 \text{ N}$  – ekvivalentno dinamičko opterećenje

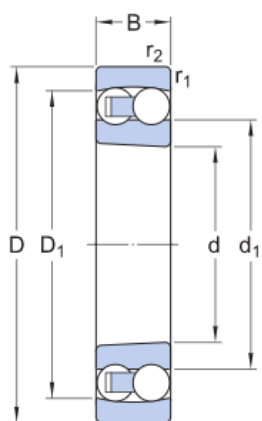
$\varepsilon = 10/3$  – eksponent vijeka trajanja za ležajeve s teorijskim dodirom u liniji

Dinamičku nosivost  $C_1$  iznosi:

$$C_1 = 10167 \cdot \left( \frac{60 \cdot 25 \cdot 50000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 3\,809 \text{ N} \quad (4.57)$$

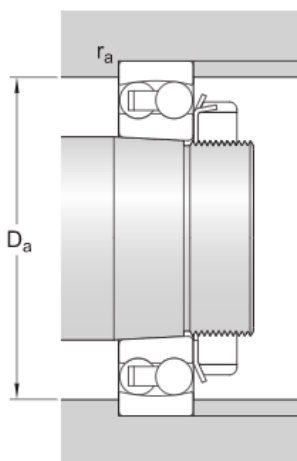
Odabrani ležaj: 1208 EKTN9

$C = 19,9 \text{ kN} > C_1 = 3,55 \text{ kN}$  – uvjet zadovoljava



## DIMENSIONS

d	40 mm	Bore diameter
D	80 mm	Outside diameter
B	18 mm	Width
$d_1$	$\approx 53.85$ mm	Shoulder diameter inner ring
$D_1$	$\approx 67.5$ mm	Shoulder diameter outer ring
$r_{1,2}$	min. 1.1 mm	Chamfer dimension
Tapered bore, taper 1:12		



## ABUTMENT DIMENSIONS

$D_a$	max. 73 mm	Abutment diameter housing
$r_a$	max. 1.1 mm	Fillet radius

Slika 21. Podatci o ležaju bubnja (1)[14]

## CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	19.9 kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	6.95 kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	0.355 kN
Reference speed		18 000 r/min
Limiting speed		11 000 r/min
Permissible angular misalignment	$\alpha$	2.5 °
Calculation factor	k <sub>r</sub>	0.04
Calculation factor	e	0.22
Calculation factor	Y <sub>0</sub>	2.8
Calculation factor	Y <sub>1</sub>	2.9
Calculation factor	Y <sub>2</sub>	4.5

**Slika 22. Podatci o ležaju bubnja(2)[14]**

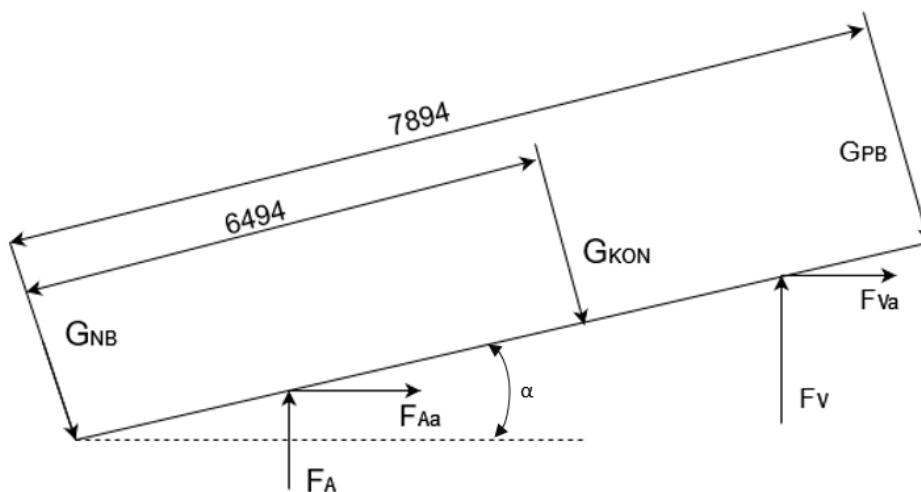
#### 4.10. Mehanizam za promjenu nagiba konvejera

Iako odabrani koncept 2 na slici 9 prikazuje promjenu nagiba pomoću hidraulike, za daljnji razvoj proizvoda koristi se navojno vreteno s elektromotorom, što rezultira u jednostavnijoj i jeftinijoj instalaciji i konstrukciji.

Slika 23 prikazuje ravnotežu sila na konvejeru, te računajući moment oko točke A, dobivamo iznose sila za dizanje:

$$F_V = 6\,420\text{ N} \quad (4.58)$$

$$F_A = 5\,606\text{ N} \quad (4.59)$$



Slika 23. Ravnoteža sila na nosaču

Izabrani mehanizam: CMT0025-C00110L-1424-FB00-CF00 (tvrтка : Power Jacks)

**Tablica 5. Podatci o mehanizmu s vretenom[15]**

Maksimalno opterećenje	25 kN
Maksimalna ulazna snaga	1,5 kW
Maksimalni ulazni moment pri punom opterećenju	59,4 Nm
Maksimalna ulazna brzina vrtnje	1800 min <sup>-1</sup>
Prijenosni omjer	6:1

Maksimalno potrebno dizanje puža h:

$$\frac{x}{L_p} = \frac{H + \Delta H}{L} \quad (4.60)$$

L<sub>p</sub>= 6000 mm – pretpostavljena udaljenost puža od početne točke konvejera

$$\frac{x}{6000} = \frac{2 + 0,5}{8000} \quad (4.61)$$

$$x = 1,875 \text{ mm} \quad (4.62)$$

$$h = x - H = 1,875 - 1,5 = 0,375 \text{ m} = 375 \text{ mm} \quad (4.63)$$

Uzimajući u obzir podatke iz tablice 4. i jednadžbu (4.63) biramo elektromotor s reduktorom: K0033-11P-100L-02E-TH-T

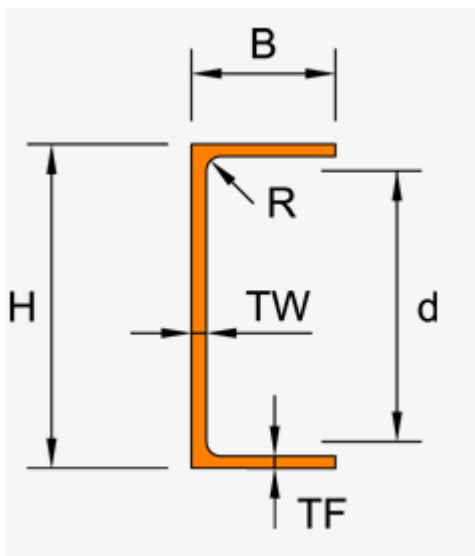
**Tablica 6. Elektromotor s reduktorom mehanizma za dizanje**

Snaga elektromotora	$P_{EM} = 2,2 \text{ Kw}$
Brzina vrtnje elektromotora	$n_{EM} = 2870 \text{ min}^{-1}$
Prijenosni omjer reduktora	$i_{red} = 13,81$
Moment na izlaznom vratilu reduktora	$M_{red} = 101 \text{ Nm}$
Brzina vrtnje izlaznog vratila	$n_{red} = 208 \text{ min}^{-1}$
Moment kočnice	$M_{koč} = 8 \text{ Nm}$

#### 4.11. Nosiva konstrukcija

Nosiva konstrukcija konvejera se sastoji od pomičnog dijela na kojem se nalaze bubnjevi i valjci, te od fiksnog dijela : 2 čelične noge i 2 mehanizma za dizanje.

Nosiva konstrukcija se sastoji od sljedećih čeličnih profila:



Slika 24. Profil uzdužnih nosača

Uzdužni nosač:

$$m = 12,3 \text{ kg/m}$$

$$H = 140 \text{ mm}$$

$$B = 65 \text{ mm}$$

$$TW = 5 \text{ mm}$$

$$TF = 9 \text{ mm}$$

$$R = 12 \text{ mm}$$

$$d = 98 \text{ mm}$$

Kod naponskog bubnja

$$m = 7,90 \text{ kg/m}$$

$$H = 80 \text{ mm}$$

$$B = 50 \text{ mm}$$

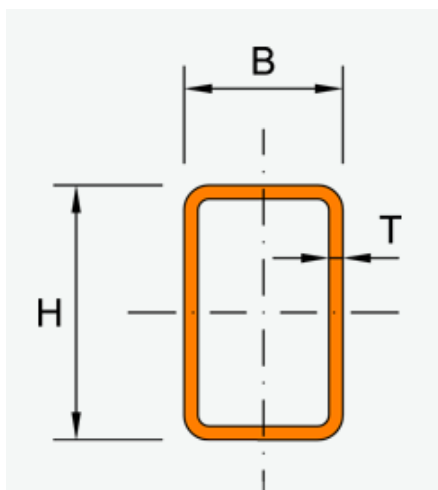
$$TW = 4 \text{ mm}$$

$$TF = 7 \text{ mm}$$

$$R = 10 \text{ mm}$$

$$d = 46 \text{ mm}$$

Poprečni nosač:



Slika 25. Profil poprečnih nosača

$$H = 70 \text{ mm}$$

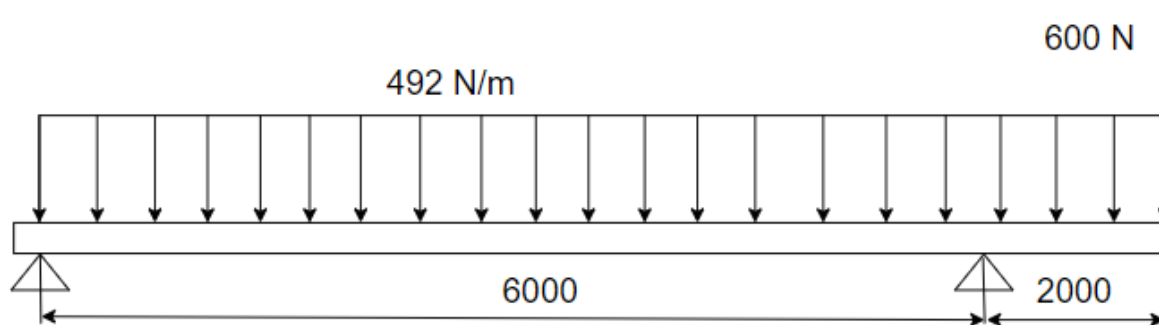
$$T = 3 \text{ mm}$$

$$B = 40 \text{ mm}$$

$$m = 4,7 \text{ kg/m}$$

## Progib nosača:

Progib uzdužnog nosača računati će se prema gotovoj formuli za jednostavnu gredu s pregibom oslonjenu u 2 točke.. Uz to, uračunati ćemo i progib uslijed vlastite težine grede, te naposljetku zbrojiti progibe uslijed ta dva opterećenja. Zanimaraju se aksijalne sile zbog neznatnog utjecaja na točnost rezultata. Progib se računa na mjestu pogonskog bubnja gdje je najveće opterećenje.



Slika 26. Skica pojednostavljenog modela jednog uzdužnog nosača

Progib grede koncentriranom silom na kraju računa se prema:

$$w_{II,F} = \frac{F \cdot l \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{600 \cdot 8\,000 \cdot 1400^2}{3 \cdot 210\,000 \cdot 6558161} = 2,27 \text{ mm} \quad (4.64)$$

$E = 210\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  – modul elastičnosti čelika

$I = 6558181 \text{ mm}^4$  - moment tromosti presjeka uzdužnog nosača (očitano iz CAD alata)

Progib grede opterećene kontinuiranom silom računa se prema:

$$w_{II,q} = \frac{q \cdot l^4}{24 \cdot E \cdot I} \cdot \left( 3 - 8 \frac{a}{l} + 6 \frac{a^2}{l^2} - \frac{a^3}{l^3} \right) = \quad (4.65)$$

$$w_{II,q} = \frac{492 \cdot 10^{-3} \cdot 8\,000^4}{24 \cdot 210\,000 \cdot 6558161} \cdot \left( 3 - 8 \cdot \frac{6\,000}{8\,000} + 6 \cdot \frac{6\,000^2}{8\,000^2} - \frac{6\,000^3}{8\,000^3} \right) \quad (4.66)$$

$$w_{II,q} = 2,1 \text{ mm} \quad (4.67)$$

Zbog odnosa razmaka oslonaca i duljine samog nosača vlastita težina grede u ovom slučaju zapravo smanjuje ukupni progib.

Ukupni progib kod pogonskog bubnja:

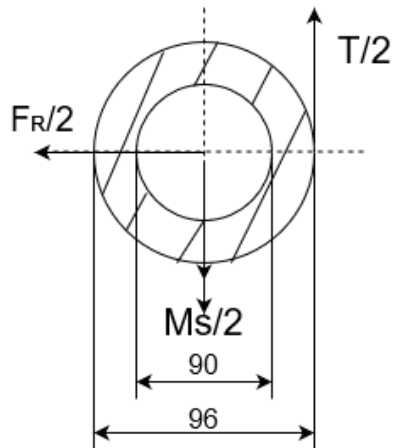
$$w_{II} = w_{II,F} + w_{II,q} = 2,27 - 2,1 = 0,17 \text{ mm} \quad (4.67)$$

$$\frac{w_{II}}{L} = 0,0002 < \frac{f_{dop}}{L} = (0,3 \dots 0,35)10^{-3} [4] \quad \text{uvijet zadovoljava} \quad (4.68)$$



## 4.12. Zavari

### 4.12.1. Zavar bubnja



Slika 27. Zavar na pogonskom bubnju

Karakteristike zavara:

$$A = 877 \text{ mm}^2$$

$$W = 19\,762 \text{ mm}^3$$

$$W_t = 39\,525 \text{ mm}^3$$

Opterećenja koja djeluju na zavar:

$$F_R = 1547 \text{ N}$$

$$T = 151 \text{ Nm}$$

Moment savijanja

$$M_S = \frac{F_R \cdot l_B}{2} = \frac{1547 \cdot 600}{2} = 464100 \text{ Nmm} \quad (4.69)$$

Naprezanja:

$$\tau_{II} = \frac{\frac{F_R}{2}}{\frac{A}{2}} = \frac{773,2}{438,5} = 1,765 \text{ N/mm}^2 \quad - \text{ smik} \quad (4.70)$$

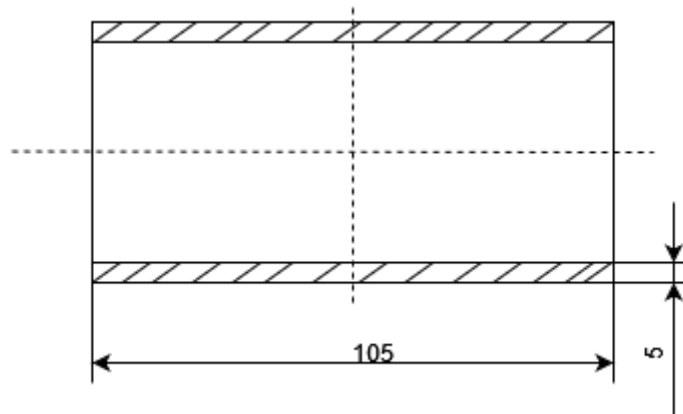
$$\sigma_S = \frac{\frac{M_S}{2}}{W} = \frac{202095}{19\,762} = 11,7 \text{ N/mm}^2 \quad - \text{ savijanje} \quad (4.71)$$

$$\tau_t = \frac{\frac{T}{2}}{W_t} = \frac{75500}{39\,525} = 2 \text{ N/mm}^2 \quad - \text{ uvijanje} \quad (4.72)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_S^2 + 3 \cdot (\tau_t \cdot \tau_{II})^2} = \sqrt{11,7^2 + 3(2 \cdot 1,765)^2} = 13,2 \text{ N/mm}^2 \quad (4.73)$$

$$\sigma_{ekv} = 13,2 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2 \quad - \text{ uvijet zadovoljava} \quad (4.74)$$

## 4.12.2. Zavar ušice noge



Slika 28. Zavar ušice

Naprezanje:

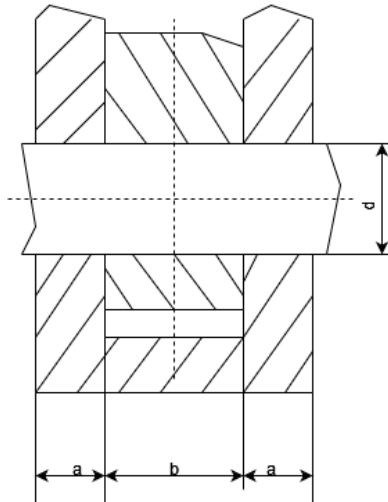
$F_A = 5606$  N (slika 23.)

$$\sigma_t = \frac{F_A}{A} = \frac{F_A}{\sum a \cdot l} = \frac{5606}{2 \cdot 5 \cdot 105} = 5,33 \text{ N} \quad (4.75)$$

Ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{ekv} = 5,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ – uvijet zadovoljava} \quad (4.76)$$

### 4.13. Proračun osovine kod noge



Slika 29. Presjek osovine kod noge konvejera

Bočni tlak:

$$p_u = p_v = \frac{F_A}{b \cdot d} = \frac{5606}{35 \cdot 30} = 4,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{\text{dop}} = 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad [2] \quad (4.77)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F_A \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,5 \cdot 5606 \cdot 0,5 \cdot 35}{0,1 \cdot 30^3} = \quad (4.78)$$

$$\sigma_f = 18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{f,\text{dop}} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad [2] \quad (4.79)$$

Naprezanje na odrez:

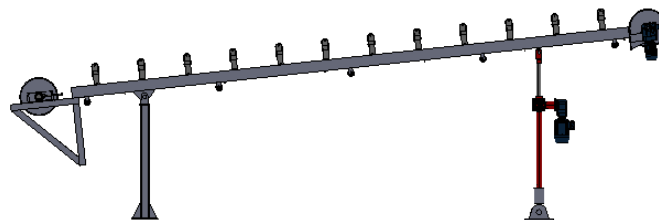
$$\tau_a = \frac{F}{2A} = \frac{5606}{2 \cdot \frac{30^2 \pi}{4}} = 3,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{a,\text{dop}} = 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad [2] \quad (4.80)$$

## 5. MODELIRANI KONVEJER

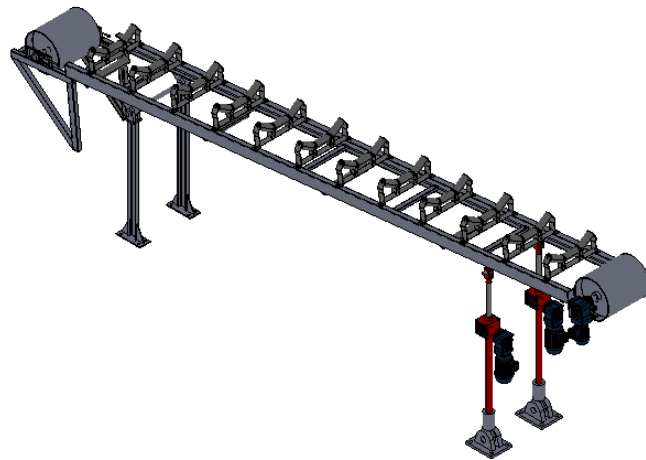
Prikazani model konvejera napravljen u programskom paketu Solidworks ima transportnu jedinicu sa valjcima i bubnjevima na uzdužnim čeličnim nosačima koji su zglobno vezani za dvi čelične noge. Čelične noge su drugim dijelom vezane čvrsto za pologu. Sama rotacija je omogućena mehanizmom s navojnim vretenom pogonjenim elektromotorom s reduktorom. Zbog promjene nagiba trake veza konstrukcije s nogama kao i s navojnim vretenima je zglobna kako bi se omogućila pokretljivost. Transportnu traku vodi 12 nosivih valjaka, a za njeno zatezanje je odgovoran naponski bubanj zajedno sa zateznim sustavom. Uzdužna pokretljivost naponskog bubnja omogućena je nateznom šipkom koja je vezana za ležaj bubnja koji klizi vodilicama samog zateznog sustava. Kontroliranjem natezne šipke regulira se osni razmak između naponskog i pogonskog bubnja, čime se postiže zatezanje trake u slučaju labavljenja. Predimenzioniranost uređaja, vidljiva u proračunu, je posljedica potrebe za velikim dimenzijama uređaja i jednostavnosti konstruiranja koristeći već kupljene komponente.

Gabariti: 8558x1035x max.2063(min. 1063) mm

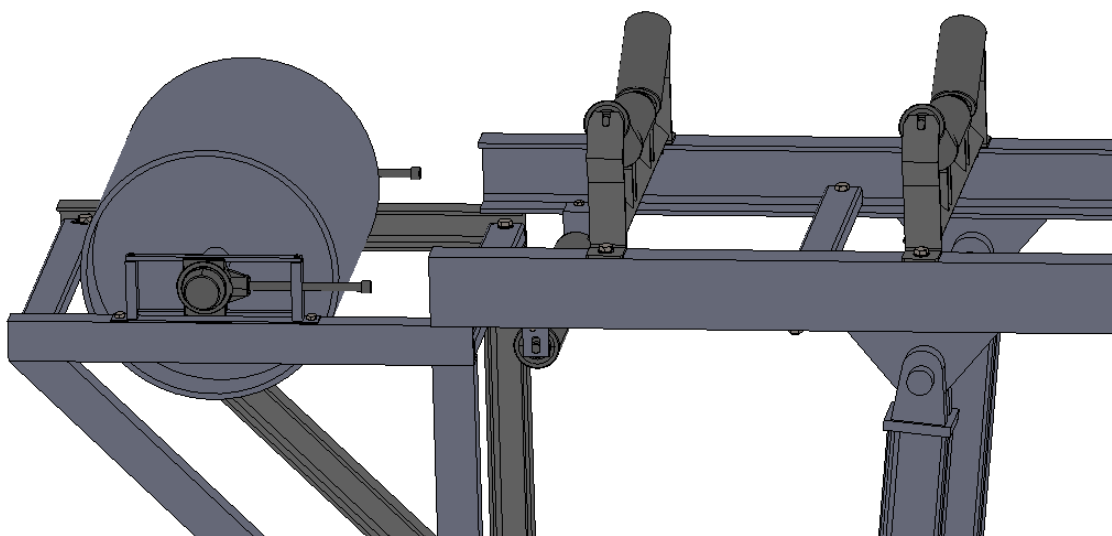
Masa: 1337 kg



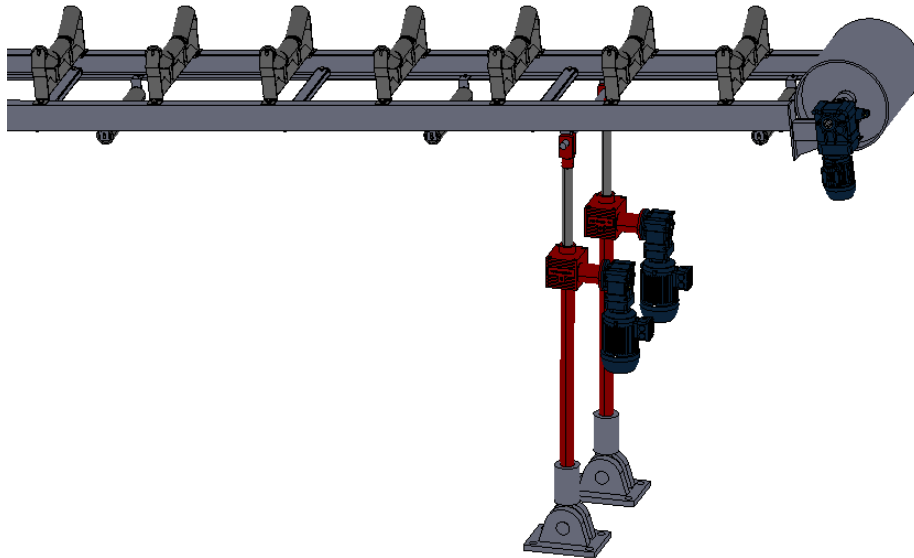
Slika 30. Nacrt konvejera



Slika 31. Izometrija konvejera



Slika 32. Natezni sustav



**Slika 33. Mehanizam za promjenu nagiba i pogonski bubanj**

---

## 6. ZAKLJUČAK

Konvejer je kao transportno sredstvo neprekidne dobave primjenjiv u raznim industrijama. Premda se konstrukcijske značajke mijenjaju s obzirom na svrhu upotrebe, vrstu i težinu tereta, tok razvoja proizvoda ostaje nepromijenjen.

Konvejeri s promjenjivim nagibom, za razliku od klasičnih konvejera, imaju nešto složeniju konstrukciju i veći broj komponenti, ali prednost im je lagana prilagodba različitim radnim uvjetima. Upotreba im je različita; od prijenosa paketa u uredima do kilometarskih konvejera koji u rudnicima prenose kamenje.

Konvejeri koji služe za prijenos sipkog tereta susreću se s problemom prosipanja istog. U ovom je radu taj problem riješen oblikom korita.

Dok većina uređaja na tržištu nagib podešava uz pomoć hidrauličkih cilindara uređaj razvijen u ovom radu koristi navojno vreteno pogonjeno elektromotorom. Razlog odabira takvog načina podešavanja bila je mogućnost postizanja potrebne sile mehaničkim putem uz pomoć električne energije bez potrebe da se u sustav uvodi hidraulički pogon koji zahtijeva relativno velik broj komponenti. Navojna vretena ujedno služe kao i noge koje prilikom rada uređaja povećavaju stabilnost.

Kao i kod većine proizvoda na tržištu, pogonski bubanj nalazi se na istovaru i pogonjen je elektromotorom, dok je naponski bubanj na utovaru. Slično kao i kod gonjene remenice remenskog prijenosa, svrha naponskog bubnja je zatezanje trake, njeno vođenje i prijenos sila.

Iako je proračunom pokazano da ostaje dosta mjesta za optimizaciju konstrukcije, ona se obično ne vrši na ovakvim uređajima pošto se nosiva konstrukcija radi od gotovih čeličnih profila, a većina komponenti je kupljena, standardnih dimenzija. Objašnjenje toga leži u činjenici da kod ovakvih konstrukcija cijena kao faktor ima prednost nad smanjenjem mase.



---

**LITERATURA**

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Transportni uređaji:, uvodno predavanje
- [3] Mađarević, B., nadopune i izmjene Ščap, D.:Praktičar, 3.dio, Školska knjiga, Zagreb, 1972.
- [4] Krešimir Vučković: podloge za predavanje
- [5] Opalić M., Rakamarić P.: Reduktor
- [6] Trešćec, I. Teorija, proračun i primjena transportera s gumenom trakom, Zavod za produktivnost Zagreb, 1983.
- [7] Korman T. , Vježbe proračun transportera s beskonačnom trakom, Zagreb: Sveučilište u Zagrebu, Rudarsko-geološko-naftni fakultet, 2014.
- [8] <http://www.beltconveyormachine.com/sale-12717653-dry-sand-mining-inclined-belt-conveyor-fully-enclosed-70-278-ton-per-hour.html>
- [9] <http://www.risel.tn/en/produit/mobile-grasshopper-conveyors>
- [10] <https://www.baishengconveyor.com/discount-price-apron-conveyor-belt-mobile-belt-conveyor-system-for-sand-stone-and-corn-baisheng-products/>
- [11] <https://www.condrives.com/product/hytrol-model-sbi-incline-slider-bed-belt-conveyor/>
- [12] [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/Upper\\_transom\\_A3M\\_30.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/Upper_transom_A3M_30.pdf)
- [13] [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/PSV\\_rollers.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/PSV_rollers.pdf)
- [14] <https://www.skf.com/ph/products/rolling-bearings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/productid-1208%20EKTN9>
- [15] <https://powerjacks.com/perch/resources/DS/powerjacks-ds-screwjack-c-series-msj-25kn-2.pdf>
- [16] <https://shshibang.en.made-in-china.com/product/RqoQBKFrHJUL/China-Sbm-Low-Price-High-Quality-Long-Belt-Conveyor.html>

---

**PRILOZI**

I. Tehnička dokumentacija

