



ICES
VIŠJA STROKOVNA ŠOLA

Diplomsko delo višješolskega strokovnega študija

Program: Strojništvo

Modul: Orodjarstvo

**PRERAČUN ZOBNIŠKE DVOJICE
ROČNEGA POGONA ZOBNIŠKEGA
PRENOSNIKA DVIGA**

Mentor: mag. Slavko Božič, univ. dipl. inž. str.

Kandidat: Jaka Korošec

Lektorica: Ana Peklenik, prof. slov.

Ljubljana, februar 2020

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentorju mag. Slavku Božiču za svetovanje.

Hvala sodelavcu projektantu inženirju Robertu Mikliču iz podjetja Litostroj Power za nesebično pomoč in nasvete pri izdelavi diplomskega dela.

Hvala podjetju Litostroj Power za vso pomoč in zakladnico znanja, iz katere sem lahko črpal.

IZJAVA

Študent Jaka Korošec izjavljam, da sem avtor tega diplomskega dela, ki sem ga napisal pod mentorstvom mag. Slavka Božiča, univ. dipl. inž. str.

Skladno s 1. odstavkom 21. člena Zakona o avtorski in sorodnih pravicah dovoljujem objavo tega diplomskega dela na spletni strani šole.

Dne _____

Podpis: _____

POVZETEK

Diplomska naloga obravnava preračun zobniške dvojice ročnega pogona šeststopenjskega zobniškega prenosnika/reduktorja. Na začetku naloge je grobi prikaz zobniške dvojice skupaj s kotnim zobniškim prenosnikom. Sledita določitev mer zobniške dvojice, kot so modul, število zob, delilni premeri, mera čez zobe, in določitev kotnega zobniškega prenosnika, kakršnega se dobi na trgu. Določitvi osnovnih mer sledi trdnostni preračun vseh gredi upoštevajoč okoliščine obratovanja. Ko so znani končni premeri in obremenitve, so določeni ležaji zobniške dvojice. Temu sledi določitev gredne vezi pastorka ročnega pogona s kotnim zobniškim prenosnikom in posledično določitev mozniških zvez. Diplomski nalogi so dodane tehnične risbe posameznih delov ter sestava zobniške dvojice.

KLJUČNE BESEDE

- zobniški prenosnik
- zobnik
- pastorek
- ročni pogon
- dvig

ABSTRACT

Diploma thesis presents the conversion of a manual gearbox of a six speed gearbox/reducer. Initially, there is a rough outline of the gear pair, along with the angular gearbox. This is followed by the determination of the dimensions of the gear pair such as the module, number of teeth, pitch diameter, dimension across the teeth, and the determination of the angular gearbox. The determination of the basic dimensions is followed by a solid calculation of all shafts taking into account the operating conditions. When the final diameters and loads are known, the gear pair bearings are determined. This is followed by the determination of the shaft-hub connection with the gearbox and consequently the determination of the round end key. Diploma thesis contains technical drawings of the individual parts and the assembly drawing of the gear pair.

KEYWORDS

- Gearbox
- Gear
- Pinion
- Manual drive
- Lift

KAZALO VSEBINE

1	UVOD.....	1
1.1	Predstavitve problema.....	1
1.2	Cilji naloge.....	1
1.3	Metode dela	2
1.3.1	Raziskovanje.....	2
1.3.2	Konstruiranje.....	2
1.3.3	Delavniška dokumentacija.....	2
2	SPOSOBNOST ČLOVEKA	2
3	PRERAČUN ZOBNIKOV.....	4
3.1	Izkustvena določitev mer zobnikov	4
3.1.1	Osnovni podatki	4
3.1.2	Moči, prestave, vrtljaji.....	5
3.1.3	Modul	5
3.1.4	Določitev števila zob	6
3.1.5	Izračun delilnih premerov	7
3.2	Sile na zobnikih	7
3.3	Izračun kontrolnih mer	7
3.3.1	Zgornji odstopke čez zobe	8
3.3.2	Spodnji odstopke čez zobe	9
3.3.3	Glavični premer zobnika.....	9
3.3.4	Glavični premer pastorka	9
4	PRERAČUN GREDI.....	10
4.1	Preračun reakcij v podporah pastorka ročnega pogona.....	10
4.2	Kontrolni preračun reakcij v podporah obstoječega pastorka 1. stopnje zobniškega prenosnika.....	15
4.3	Preračun reakcij v podporah zobnika ročnega pogona	18
4.4	Določitev in kontrola napetosti v kritičnih prerezih	21
4.4.1	Določitev upogibnih momentov pastorka ročnega pogona	22
4.4.2	Določitev upogibnih momentov zobnika na pastorku 1. stopnje zobniškega prenosnika	29
4.4.3	Določitev upogibnih momentov pastorka 1. stopnje zobniškega prenosnika	30
5	DOLOČITEV LEŽAJEV	38
5.1	Določitev ležajev pastorka ročnega pogona	38
5.1.1	Določitev ležaja pastorka ročnega pogona v podpori A	39
5.1.2	Določitev ležaja pastorka ročnega pogona v podpori B	40
5.2	Določitev ležajev pastorka 1. stopnje zobniškega prenosnika skupaj z zobnikom ročnega pogona	41
5.2.1	Določitev ležaja pastorka z zobnikom v podpori A.....	41

5.2.2	Določitev ležaja pastorka z zobnikom v podpori B.....	43
6	DOLOČITEV MOZNIŠKIH ZVEZ.....	44
6.1	Določitev moznika zobnika na pastorku 1. stopnje zobniškega prenosnika	45
7	DOLOČITEV TOGE GREDNE VEZI.....	46
8	ZOBNIŠKI KOTNI PRENOSNIK.....	47
9	ZAKLJUČEK	48
	LITERATURA.....	50
	PRILOGE	51

KAZALO SLIK

Slika 1: Tabela človekovih zmožnosti	3
Slika 2: Skica ročnega pogona	4
Slika 3: Skica zobniške dvojice	10
Slika 4: Shema obremenitve pastorka v ravnini x–z.....	12
Slika 5: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–z	12
Slika 6: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–z	13
Slika 7: Shema obremenitev pastorka v ravnini x–y.....	14
Slika 8: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–y	15
Slika 9: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–y	15
Slika 10: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–z	16
Slika 11: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–z.	17
Slika 12: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–y	18
Slika 13: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–y	18
Slika 14: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–z	19
Slika 15: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–z	20
Slika 16: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–y	21
Slika 17: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–y	21
Slika 18: Skica točk preverjanja napetosti na pastorku	23
Slika 19: Izvedba prehoda z žlebom E1 × 0,4 DIN 509 v točki 1.....	24
Slika 20: Skica izvedbe prehoda s polmerom v točki 2	25
Slika 21: Skica karakteristik prereza v točki 3	26
Slika 22: Skica izvedbe prehoda z polmerom v točki 4	27
Slika 23: Izvedba prehoda z žlebom E1x0,4 DIN 509 v točki 5	28
Slika 24: Skica točk preverjanja napetosti na pastorku 1. stopnje zobniškega prenosnika skupaj z zobnikom ročnega pogona	32
Slika 25: Skica karakteristik prereza v točki 5	36
Slika 26: Skica mozniške zveze.....	45
Slika 27: Skica gredne vezi po katalogu proizvajalca.....	47
Slika 28: Kataloški podatki o gredni vezi.....	47
Slika 29: Skica kotnega zobniškega prenosnika KG	48
Slika 30: Kataloški podatki kotnega zobniškega prenosnika KG 22	48

1 UVOD

V diplomski nalogi so predstavljeni preračun ter izris delavniških risb oz. konstruiranje ročnega pogona zobniškega prenosnika dviga.

Gre za dvig polarnega mostnega dvigala, ki se nahaja v reaktorski zgradbi jedrske elektrarne. Dvigalo je namenjeno prenosu jedrskega goriva ter vzdrževanju reaktorja in ostale opreme v reaktorski zgradbi. Njegova prva naloga je bila postavitve vse opreme ob izgradnji reaktorja, zadnja naloga pa bo razgradnja reaktorja ob izteku njegove življenjske dobe.

Ker je jedrska elektrarna zelo kompleksno energetska postrojenje z zelo resnimi posledicami ob morebitni nesreči, kar nazorno kažeta nesreči v Černobilu in Fukušimi, mora elektrarna z vso svojo opremo zadostiti zelo strogim varnostnim ukrepom. K tovrstni opremi sodi tudi polarno mostno dvigalo. To mora delovati zanesljivo in varno v vseh predvidenih še obvladljivih neugodnih okoliščinah. Ena najbolj neugodnih okoliščin je izpad električne energije, kar je sicer zelo malo verjetno, a žal ne izključeno. Zaradi te verjetnosti je naročnik zahteval zmožnost obratovanja dvigala, torej tudi dvig, v primeru izpada vira napajanja dvigala – električne energije.

Naročnikove zahteve so bile jasne. Izredni pogon dviga ne sme imeti kot vir napajanja goriva na osnovi fosilnih goriv ali električne energije iz baterij. Zato je kot edina možnost ostalo ročno vrtenje izrednega pogona z ustreznim vmesnim reduktorjem v skrajnem možnem primeru.

1.1 Predstavitev problema

Zagotoviti je treba ustrezno prestavno razmerje, ki bo omogočalo ročno poganjanje zobniškega prenosnika dviga, obremenjeno z nazivnim bremenom 400 t.

Vse potrebne dele ročnega pogona je treba umestiti v obstoječi zobniški prenosnik dviga s čim manj predelavami na obstoječi maček mostu. Tega ravno tako ni možno predelovati oz. povečevati, potrebujemo pa dovolj prostora, s katerega bo uporabnik ročnega pogona zmožen vrteti ročico pogona. Uporaba pogonov na fosilna goriva ali baterije odpade.

1.2 Cilji naloge

Prvi cilj naloge je raziskati in določiti ustrezen zobniški prenos oz. prestavno razmerje, s pomočjo katerega je zmožna povprečna odrasla oseba vsaj 0,5 ure poganjati. Povprečna odrasla oseba proizvede približno 0,05 kW moči. Pri izračunu je ta moč upoštevana kot vhodna moč ročnega pogona $P_1 = 0,05 \text{ kW}$.

Drugi cilj naloge je rešiti težavo vgradnje izrednega ročnega pogona zaradi velike omejitve prostora znotraj obstoječega ohišja zobniškega prenosnika dviga RME kot tudi prostora, s katerega bi določena oseba lahko poganjala oz. upravljala pogon, če bi bilo to potrebno.

1.3 Metode dela

1.3.1 Raziskovanje

Na prvem mestu je bilo treba dobro proučiti zahteve naročnika na podlagi razpisa. Seznaniti smo se morali z okoliščinami obratovanja izrednega ročnega pogona, zmožnostmi delovanja povprečne odrasle osebe v konkretnem delovnem okolju ter možnostjo nakupa čim večjega dela opreme za izredni ročni pogon na trgu v smislu standardiziranih sklopov ali delov, kar bi pomenilo ponastavitev izdelave ter znižanje cene.

Temelje za začetek določitve osnovnih mer zobniške dvojice gre iskati predvsem v izkušnjah projektanta oz. konstruktorja.

1.3.2 Konstruiranje

Temelj, na katerem smo gradili, so bogate izkušnje projektanta ter drugi strokovnjakov s področja industrijske opreme. Upoštevali smo osnovno obstoječo dokumentacijo dvigala ter pripadajoče izračune, saj gre v tem primeru za večjo nadgradnjo obstoječega dvigala, izdelanega v osemdesetih letih. Pri preračunu zobniške dvojice so osnovni vir predstavljali enačbe iz strokovne literature in standardi.

1.3.3 Delavniška dokumentacija

Delavniška dokumentacija je bila izdelana v programu za risanje strojnih elementov DraftSight CAD 2D Software. Izdelani sta bili risba zobnika ter pastorka ročnega pogona. Izdelali smo tudi risbo pastorka I. stopnje zobniškega prenosnika, ki je v manjši meri predelana osnovna risba obstoječega pastorka. Pastorek in zobnik ročnega pogona pa sta na novo izrisana kosa.

2 SPOSOBNOST ČLOVEKA

Zobniški prenosnik bo ročno poganjal človek. Zato je treba določiti moč dejavne osebe, ki bo kot vhodna moč osnova za nadaljnje konstruiranje.

Ker smo si ljudje različni po zgradbi, moči, višini itd., smo se odločili za človeka določenih zmožnosti oz. njegovo povprečno moč.

Na spletu smo odkrili članek, ki odrasle ljudi razvršča v štiri skupine ter dvanajst podskupin po telesni pripravljenosti, izraženi v moči: telesno slabo pripravljen, telesno srednje pripravljen, dobro telesno pripravljen človek ter atlet. Izbrali smo skupino srednje pripravljenega človeka ter nižjo podskupino, izraženo z močjo 50 W. Nižjo vrednost moči smo izbrali tudi zaradi visokih temperatur v reaktorski zgradbi v vsakdanjih pogojih.

The Limits of Human Power

For average humans, why bicycle technology fails

Common Upright Bike Speed and Headwind

assumes 27 speed modified for extra low gearing* Speed km/h (mph)

		Wind Speed in km/h (mph)						
		0	10 (6.2)	20 (12.4)	30 (18.6)	40 (25.0)	50 (31.1)	
	Watts							
	- 20W	7.4 (4.6)	4.8 (2.9)					
Unfit human	30W	9.8 (6.1)	6.5 (4.0)					
	- 40W	11.7 (7.3)	7.9 (4.9)	5.1 (3.2)				
	- 50W	13.2 (8.2)	9.1 (5.7)	6.0 (3.7)				
Average fit human	75W	16.3 (10.1)	11.6 (7.2)	8.0 (5.0)	5.5 (3.4)			
	- 100W	18.7 (11.6)	13.7 (8.3)	9.8 (6.1)	6.9 (4.3)	4.9 (3.0)		
	- 150W	22.3 (13.9)	17.0 (10.6)	12.6 (7.8)	9.3 (5.8)	6.8 (4.2)	5.1 (3.2)	
Very fit human	200W	25.2 (15.7)	19.7 (12.2)	15.0 (9.3)	11.3 (7.0)	8.5 (5.3)	6.4 (4.0)	
	- 250W	27.5 (17.1)	21.9 (13.6)	17.0 (10.6)	13.1 (8.1)	10.0 (6.2)	7.7 (4.8)	
	- 350W	31.4 (19.5)	25.6 (15.9)	20.5 (12.7)	16.2 (10.1)	12.8 (8.0)	10.0 (6.2)	
Athlete	400W	33.1 (20.6)	27.2 (16.9)	22.0 (13.7)	17.6 (10.9)	14.0 (8.7)	11.1 (6.9)	
	- 450W	34.6 (21.5)	28.6 (17.8)	23.4 (14.5)	18.9 (11.7)	15.1 (9.4)	12.1 (7.5)	

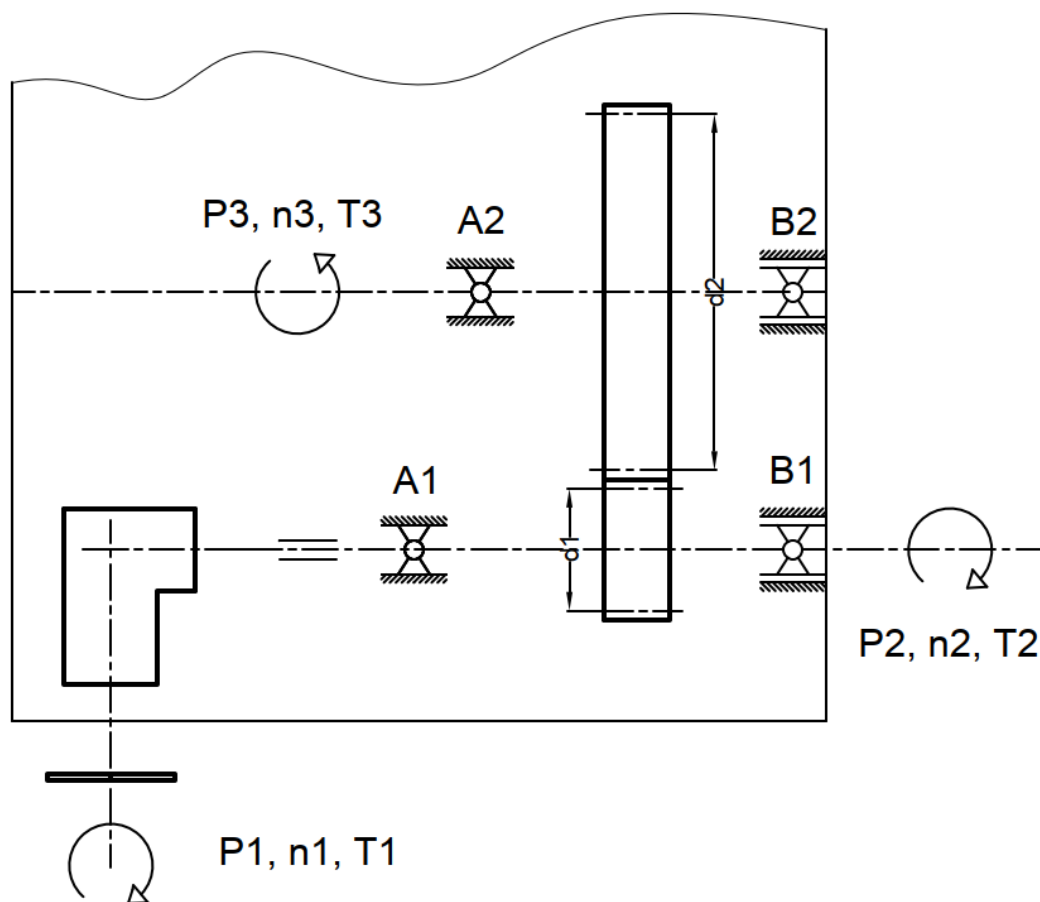
Slika 1: Tabela človekovih zmožnosti
(Vir: *The Limits of Human Power*, 2020)

3 PRERAČUN ZOBNIKOV

3.1 Izkustvena določitev mer zobnikov

3.1.1 Osnovni podatki

Shematsko so osnovni podatki prikazani na sliki 2.



Slika 2: Skica ročnega pogona
(Lastni vir)

Povprečne zmožnosti odraslega človeka:

$$P_1 = 0,05 \text{ kW}$$

$$n_1 = 30 \text{ min}^{-1}$$

$$t = 30 \text{ min} \rightarrow \text{največ toliko}$$

Kotni prenosnik KG22-SMR100Ld4 Strojna Maribor v primeru človeškega pogona:

$$P_1 = 0,05 \text{ kW}$$

$$n_1 = 30 \text{ min}^{-1} \rightarrow \text{upoštevajoč, da se prenosnik poganja preko kolesa } r = 200 \text{ mm}$$

$$M_1 = 15,19 \text{ Nm}$$

$$n_2 = 4,243 \text{ min}^{-1}$$

$$M_2 = 114,554 \text{ Nm}$$

$$i_1 = 7,07$$

3.1.2 Moči, prestave, vrtljaji

$$M_1 = \frac{P_1 \times 9545}{n_1} = \frac{0,05 \times 9549}{30} = 15,19 \text{ Nm}$$

$$M_3 = \frac{P_3 \times 9545}{n_3}$$

$$M_3 = \frac{50 \times 9549}{990} = 482,272 \text{ Nm}$$

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_1}$$

$$n_2 = \frac{30}{7,07} = 4,243 \text{ min}^{-1}$$

$$i_2 = 4,21 / \text{izberemo izkustveno}$$

$$i_2 = \frac{M_3}{M_2} \rightarrow M_2 = \frac{M_3}{i_2}$$

$$M_2 = \frac{482,273}{4,21} = 114,554 \text{ Nm}$$

$$i_2 = \frac{n_2}{n_3} \rightarrow n_3 = \frac{n_2}{i_2}$$

$$n_3 = \frac{4,243}{4,21} = 1,008 \text{ min}^{-1}$$

3.1.3 Modul

$$Y_F = 2,22$$

$$K_A = 1,35$$

$$M_2 = 114,554 \text{ Nm}$$

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

$$\sigma_{Flim1} = A_2 \times X + B_2 = 0 \times X + 258 = 258$$

$$S_F = 1,7$$

$$\left(\frac{b}{d_1}\right) = 0,9$$

$$z_1 = 17$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$a = 180 / \text{izkustveno določeno}$$

Geometrijska vrsta R10

Kvaliteta ozobja 8 za dvigala

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{Y_F}{z_1^2} \times \frac{10^3 \times 2 \times K_A \times M_2}{\left(\frac{b}{d_1}\right) \times \frac{\sigma_{Flim1}}{1,7}}}$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2,22}{17^2} \times \frac{10^3 \times 2 \times 1,35 \times 114,554}{0,9 \times \frac{258}{1,7}}} = 2,591 \approx 3$$

3.1.4 Določitev števila zob

$$a = \frac{d_1 + d_z}{2} = \frac{m \times (z_1 + z_2)}{2 \times \cos \beta} \rightarrow z = \frac{2 \times a}{m}$$

$$\sum z = \frac{2 \times a}{m} = \frac{2 \times 180}{3} = 120 \text{ zob}$$

$$i_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sum z - z_1}{z_1} = \frac{\sum z}{z_1} - 1 \rightarrow$$

$$z_1 = \frac{\sum z}{i_2 + 1} = \frac{120}{4,21 + 1} = 23 \text{ zob}$$

$$z_2 = \sum z - z_1 = 120 - 23 = 97 \text{ zob}$$

Preverimo medosno razdaljo

$$z_z = i_2 \times z_1 = 4,21 \times 23 = 96,83$$

$$d_z = z_z \times m = 96,83 \times 3 = 290,49 \text{ mm}$$

$$a = \frac{d_1 + d_z}{2} = \frac{96 + 290,49}{2} = 179,745$$

Preverimo

$$i_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{97}{23} = 4,21 / \text{vredu}$$

Korekcija

X_1 in $X_2 = \emptyset$, ker je določena točna mera medosne razdalje.

3.1.5 Izračun delilnih premerov

$$d_1 = m \times z_1 = 3 \times 23 = 69 \text{ mm}$$

$$d_2 = m \times z_2 = 3 \times 97 = 291 \text{ m}$$

3.2 Sile na zobnikih

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \times M_2}{d_1} = \frac{2 \times 114,554}{69 \times 10^{-3}} = 3320,405 \text{ Nm} = 3,320 \text{ kN}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{ti} \times \tan \alpha = 3320,405 \times \tan 20^\circ = 1078,865 \text{ N} = 1,078 \text{ kN}$$

3.3 Izračun kontrolnih mer

Tu preverjamo bočno zračnost med parom po standardu DIN 3967 za industrijska gonila.

$$j_{n \min} = 0,16 \rightarrow 0,18$$

$$j_{n \max} = 0,23 \rightarrow 0,26$$

$$j_n = j_{n1} + \left(\frac{L + L_1}{L_1} \right) \times (j_{n1} - j_{n0})$$

$$j_{zg} = 0,16 + \frac{5 - 12}{12} \times (0,16 - 0,18) = 0,171$$

$$j_{sp} = 0,23 + \frac{5 - 12}{12} \times (0,23 - 0,26) = 0,247$$

$$A_{sne} = \frac{j_{nzg}}{\cos \alpha} = \frac{0,171}{\cos 20^\circ} = 0,179$$

Polji 3 in 4 v tabeli DIN 3967

Prvo območje

$$cd: \frac{70 + 130}{1000} = 0,2$$

Drugo območje

$$d: \frac{60 + 110}{1000} = 0,17$$

Ker je seštevek, izberemo območje d.

3.3.1 Zgornji odstopek čez zobe

S podatki iz izbranega polja izračunamo A_{sne} za pastorek in zobnik.

Pastorek

$$W_{1zg} = A_{sne1} \times \cos \alpha = \frac{60}{1000} \times \cos 20^\circ = 0,056$$

Zobnik

$$W_{2zg} = A_{sne2} \times \cos \alpha = \frac{110}{1000} \times \cos 20^\circ = 0,103$$

$$T_{sne} = \frac{j_{sp} - j_{zg}}{\cos \alpha} = \frac{0,247 - 0,171}{\cos 20^\circ} = 0,081$$

Polji 3 in 4 v tabeli DIN 3967

Prvo območje

$$25: \frac{40 + 60}{1000} = 0,1$$

Drugo območje

$$24: \frac{25 + 40}{1000} = 0,065$$

Ker je seštevek, izberemo območje 24.

$$T_{sn} \geq 2 \times R_s$$

$$T_{sn1} = 0,025; R_{s1} = 2 \times R_{s1} = 2 \times 0,022 = 0,044 < 0,081$$

$$T_{sn2} = 0,040; R_{s2} = 2 \times R_{s2} = 2 \times 0,032 = 0,064 < 0,081$$

Oznaka d24 – pogoju zadoščeno!

3.3.2 Spodnji odstop ek čez zobe

Pastorek

$$W_{1sp} = (A_{sne1} + T_{sn2}) \times \cos \alpha = (0,06 + 0,025) \times \cos 20^\circ = 0,081$$

Zobnik

$$W_{2sp} = (A_{sne2} + T_{sn2}) \times \cos \alpha = (0,11 + 0,04) \times \cos 20^\circ = 0,142$$

3.3.3 Glavični premer zobnika

$$d_a = d_0 + 2 \times h_a = 291 + 2 \times 3 = 297 \text{ mm}$$

$$h_a = m \rightarrow h_a = 3$$

$$d_f = d_0 - 2 \times h_f = 291 - 2 \times 2,25 = 286,5$$

$$h_f = m \times c_p = 3 \times 0,75 = 2,25$$

$$c_p = 0,025 \times m = 0,25 \times 3 = 0,75$$

3.3.4 Glavični premer pastorka

$$d_a = d_0 + 2 \times h_a = 69 + 2 \times 3 = 75 \text{ mm}$$

$$h_a = m \rightarrow h_a = 3$$

$$d_f = d_0 - 2 \times h_f = 69 - 2 \times 2,25 = 64,5$$

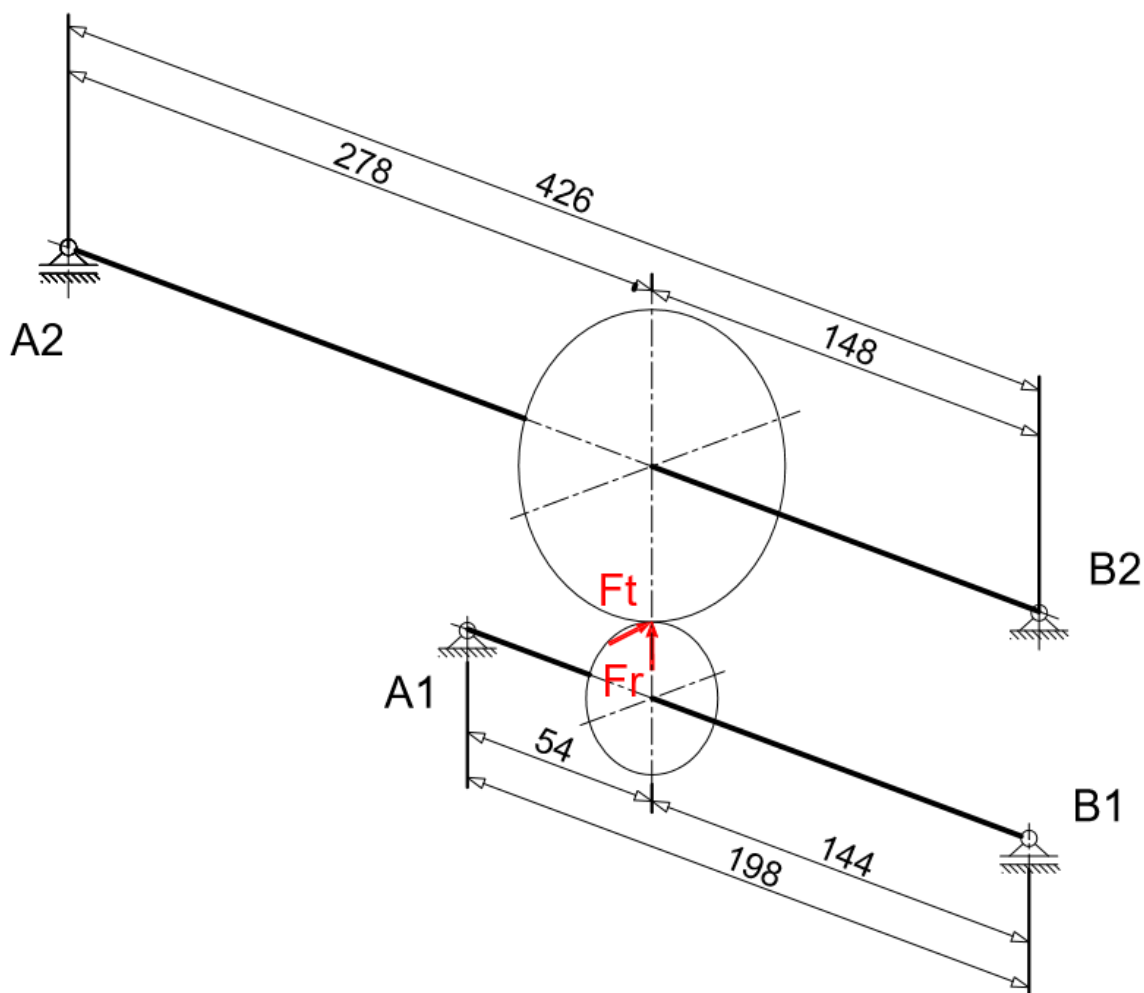
$$h_f = m \times c_p = 3 \times 0,75 = 2,25$$

$$c_p = 0,025 \times m = 0,25 \times 3 = 0,75$$

Mero zoba smo določili s pomočjo programa ZOB2, ravno tako smo s pomočjo programa preverili varnost ozobja.

4 PRERAČUN GREDI

Slika 3 prikazuje zobniško dvojico, način vpetja v posamezni podpori ter sile, ki nastanejo kot posledica ubiranja zob.



Slika 3: Skica zobniške dvojice

Za lažje računanje smo zgornji sistem razdelili na dva ločena obremenitvena primera. Pastorek obravnava poglavje 4.1, gred pa poglavje 4.2.

4.1 Preračun reakcij v podporah pastorka ročnega pogona

V predstavljenem primeru delujejo obremenitve v dveh glavnih smereh. To sta smeri x in z , zaradi česar smo izračun razdelili na ravnini $x-z$ ter $x-y$. Na vsaki so z ravnotežnimi enačbami statike izračunane reakcije v podporah. Te so naknadno združene za potrebe preračuna ležajev. Ravnina $x-z$ na sliki 4 prikazuje obremenitve in reakcije v tej ravnini.

Ravnina x–z

$$\Sigma F_{iz} = \emptyset \rightarrow A_z = F_A = \emptyset$$

$$\Sigma F_{ix} = \emptyset \rightarrow A_{1x} - F_r + B_{1x} = \emptyset$$

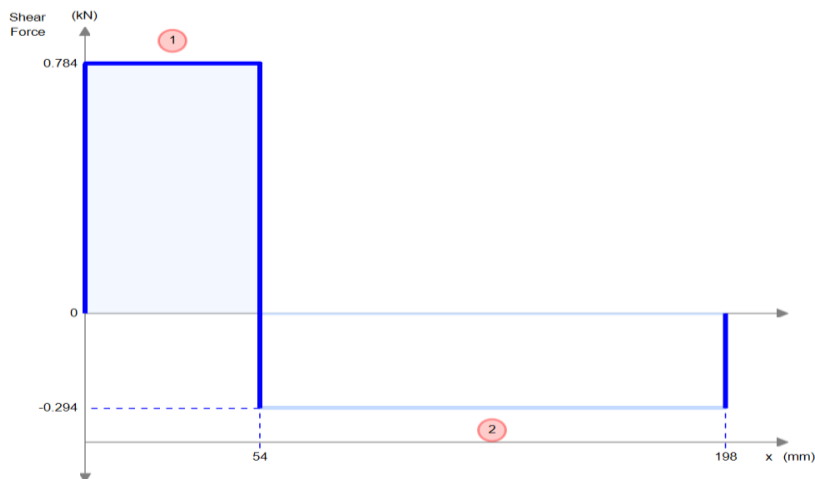
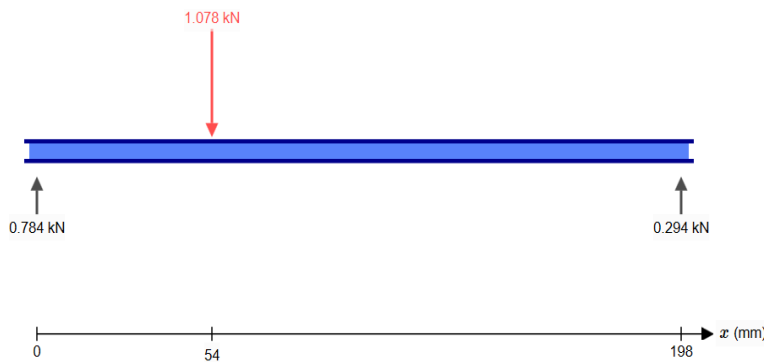
$$A_{1x} = F_r - B_{1x} = 1078,865 - 294,236$$

$$A_{1x} = 784,629 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = \emptyset \rightarrow A_{1x} \times \emptyset + F_r \times (0,054 - B_{1x} \times 0,198) = \emptyset$$

$$B_{1x} = \frac{F_r \times 0,054}{0,198} = \frac{1078,865 \times 0,054}{0,198}$$

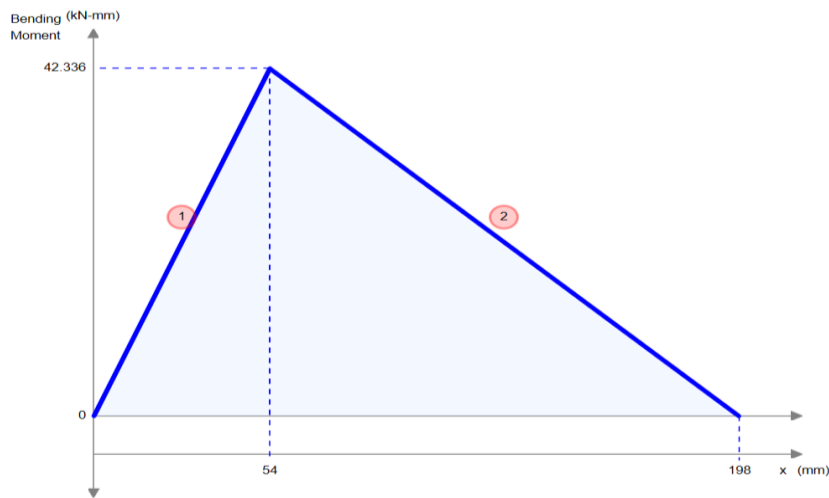
$$B_{1x} = 294,236 \text{ N}$$



Shear Force Equations

$$V_1(x) = 0.784$$

$$V_2(x) = -0.294$$



Bending Moment Equations

$$M_1(x) = 0,784x$$

$$M_2(x) = -0,294x + 58,212$$

Slika 4: Shema obremenitve pastorka v ravnini x–z

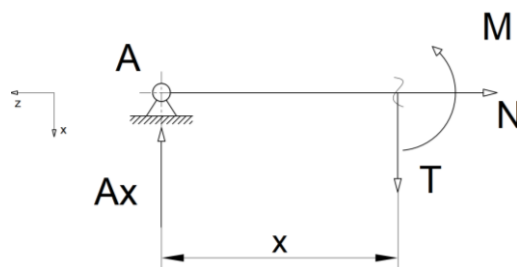
1. polje

$$N = \emptyset$$

$$A_{1x} = T = 784,629 \text{ N}$$

$$M_0 = A_{1x} \times X = 784,629 \times \emptyset = \emptyset$$

$$M_{0,054} = A_{1x} \times X = 784,629 \times 0,054 = 42,367 \text{ Nm}$$



Slika 5: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–z

2. polje

$$N = \emptyset$$

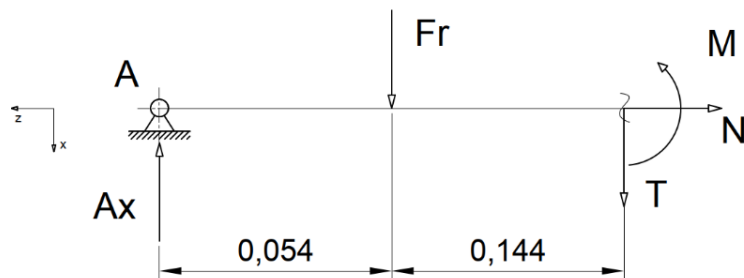
$$A_{1x} - F_r - T = \emptyset \rightarrow$$

$$T = A_{1x} - F_r = 784,629 - 1078,865 = -294,236 \text{ N}$$

$$M - A_{1x} \times (0,054 + X) + F_r \times X = \emptyset \rightarrow M = A_{1x} \times (0,054 + X) - F_r \times X$$

$$M_0 = 784,629 \times (0,054 + \emptyset) - 1078,865 \times \emptyset = 42,369 \text{ Nm}$$

$$M_{0,144} = 784,629 \times (0,054 + 0,144) - 1078,865 \times 0,144 = \emptyset$$



Slika 6: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–z

Reakcije in obremenitve v ravnini x–y računamo po enakem postopku kot pri ravnini x–z. Na slikah 7 in 8 so prikazane sile v poljih ravnine x–y.

Ravnina x–y

$$\Sigma F_{iy} = \emptyset \rightarrow F_A = \emptyset$$

$$\Sigma F_{ix} = \emptyset \rightarrow A_{1x} - F_t + B_{1x} = \emptyset$$

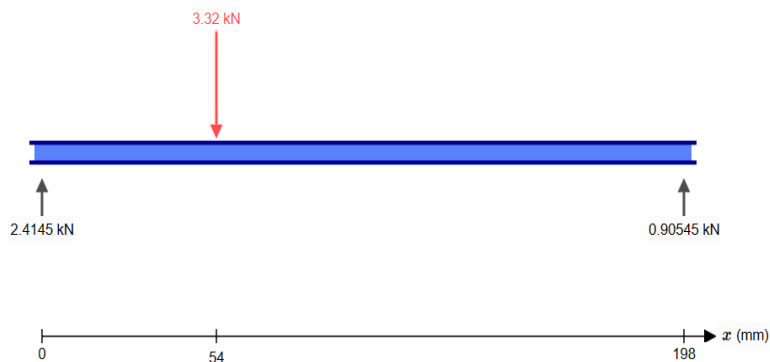
$$A_{1x} = F_t - B_{1x} = 3320,405 - 905,565$$

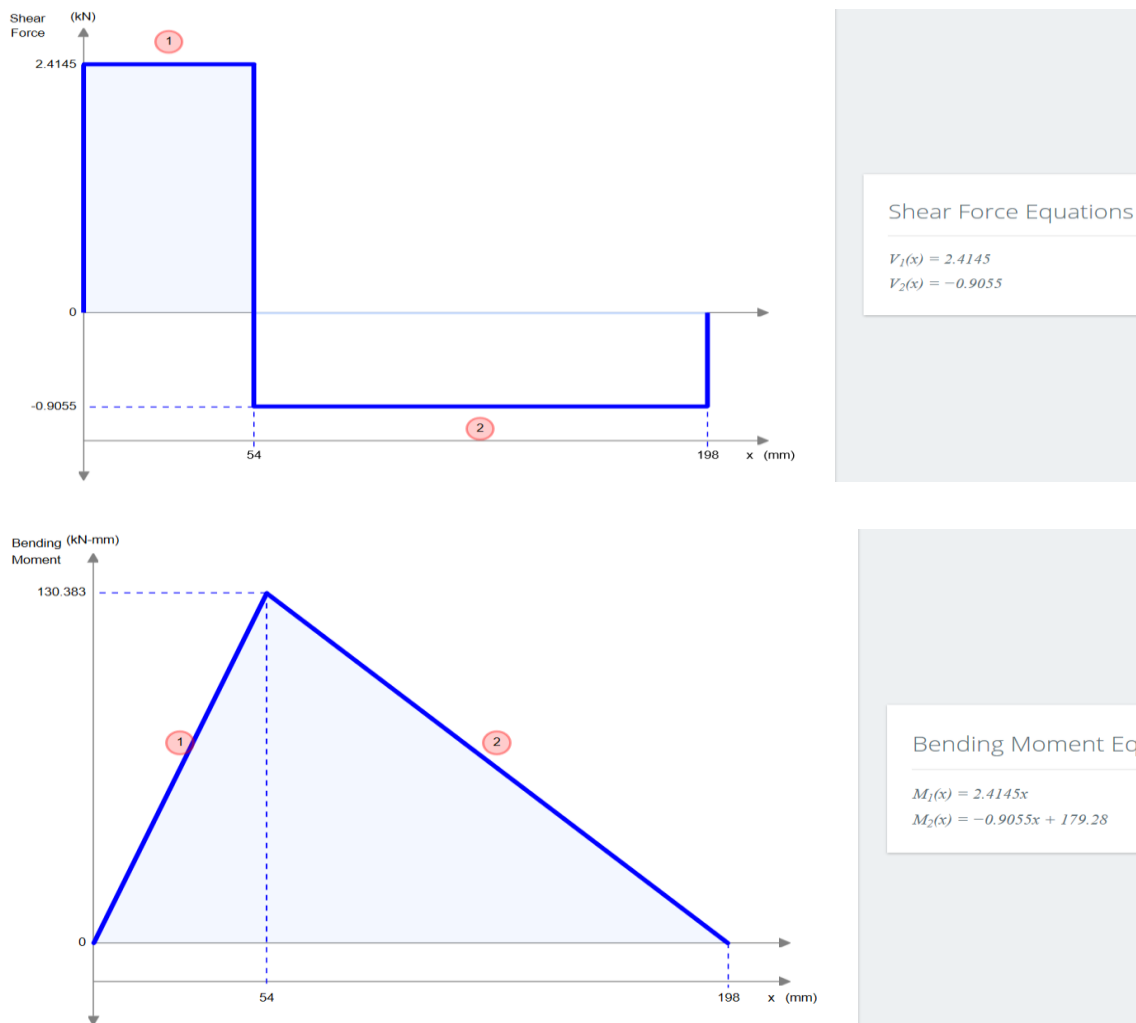
$$A_{1x} = 2414,84 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = \emptyset \rightarrow A_{1x} \times \emptyset + F_t \times 0,054 - B_{1x} \times (0,054 + 0,198) = \emptyset$$

$$B_{1x} = \frac{F_t \times 0,054}{0,198} = \frac{3320,405 \times 0,054}{0,198}$$

$$B_{1x} = 905,565$$





Slika 7: Shema obremenitev pastorka v ravnini x–y

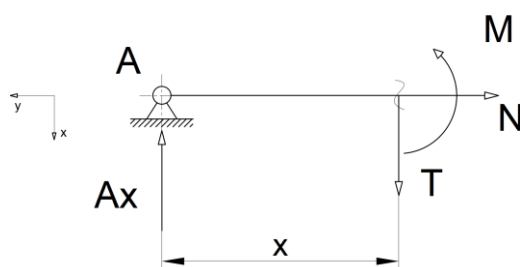
1. polje

$$N = \emptyset$$

$$A_{1x} = T = 2414,84 \text{ N}$$

$$M_0 = A_{1x} \times X = 2414,84 \times \emptyset = \emptyset$$

$$M_{0,054} = A_{1x} \times X = 2414,84 \times 0,054 = 130,401 \text{ Nm}$$



Slika 8: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–y

2. polje

$$N = \emptyset$$

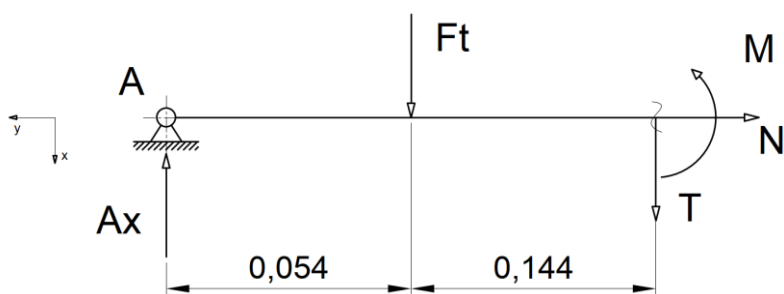
$$A_{1x} - F_t - T = \emptyset \rightarrow$$

$$T = A_{1x} - F_t = 2414,84 - 3320,405 = -905,56 \text{ N}$$

$$M - A_{1x} \times (0,054 + X) + F_t \times X = \emptyset \rightarrow M = A_{1x} \times (0,054 + X) - F_t \times X$$

$$M_0 = 2414,84 \times (0,054 + \emptyset) - 3320,405 \times \emptyset = 130,401 \text{ Nm}$$

$$M_{0,144} = 2414,84 \times (0,054 + 0,144) - 3320,405 \times 0,144 = \emptyset$$



Slika 9: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–y

4.2 Kontrolni preračun reakcij v podporah obstoječega pastorka 1. stopnje zobniškega prenosnika

Preračunali smo obstoječi pastorek 1. stopnje zobniškega prenosnika, na katerega smo nasadili zobnik. Ta ubira oz. je del ročnega pogona zobniškega prenosnika (pred 1. stopnjo zob. prenosnika).

Sile na obstoječem pastorku

$$F_r = 3792 \text{ N}$$

$$F_t = 9450 \text{ N}$$

$$F_a = 2028 \text{ N}$$

Ravnina x-z

$$\Sigma F_{iz} = \emptyset \rightarrow A_{3z} = F_A = \emptyset = 2028 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{ix} = \emptyset \rightarrow A_{3x} - F_r + B_{3x} = \emptyset$$

$$A_{3x} = F_r - B_{3x} = 3792 - 495,472$$

$$A_{3x} = 3296,528 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = \emptyset \rightarrow A_{3x} \times \emptyset + F_r \times 0,083 - F_a \times 0,051117 - B_{3x} \times 0,426 = \emptyset$$

$$B_{3x} = \frac{F_r \times 0,083 - F_a \times 0,051}{0,426} = \frac{3792 \times 0,083 - 2028 \times 0,051}{0,426}$$

$$B_{3x} = 495,472 \text{ N}$$

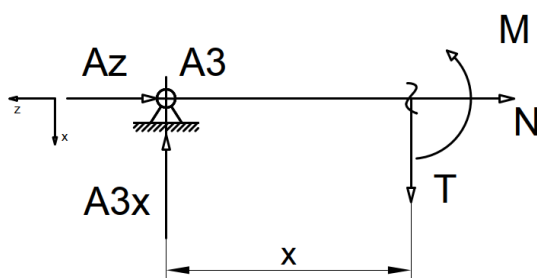
1. polje

$$N = -A_z = -2028 \text{ N}$$

$$T = A_{3x} = 3296,528 \text{ N}$$

$$M_0 = A_{3x} \times X = 3296,528 \times \emptyset = \emptyset$$

$$M_{0,083} = A_{3x} \times X = 3296,528 \times 0,083 = 273,612 \text{ Nm}$$



Slika 10: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x-z

2. polje

$$N = F_a - A_z = 2028 - 2028 = \emptyset$$

$$A_{3x} - F_r - T = \emptyset \rightarrow$$

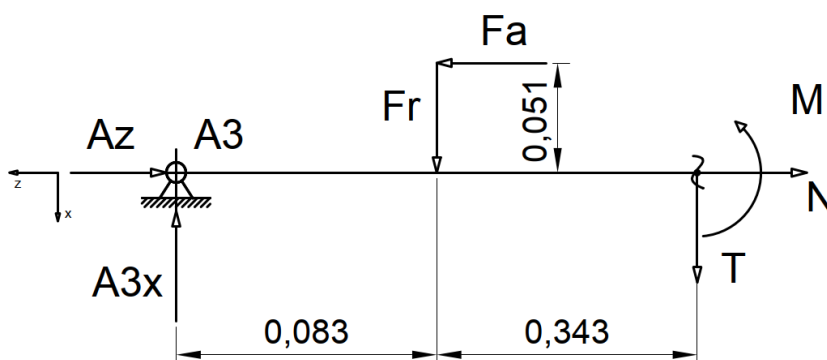
$$T = A_{3x} - F_r = 3296,528 - 3792 = -495,472 \text{ N}$$

$$M + A_{3x} \times (0,083 + X) - F_r \times X - F_a \times 0,051 = 0 \rightarrow$$

$$M = -A_{3x} \times (0,083 + X) + F_r \times X + F_a \times 0,051$$

$$M_0 = -3296,528 \times (0,083 + 0) + 3792 \times 0,343 + 2028 \times 0,051 = 1130,473 \text{ Nm}$$

$$M_{0,343} = -3296,528 \times (0,083 + 0,343) + 3792 \times 0,343 + 2028 \times 0,051 = 0$$



Slika 11: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–z.

Ravnina x–y

$$\Sigma F_{iy} = 0 \rightarrow A_{3y} = F_A = 0 = 2028 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{ix} = 0 \rightarrow A_{3x} - F_t + B_{3x} = 0$$

$$A_{3x} = F_t - B_{3x} = 9450 - 1841,197$$

$$A_{3x} = 7608,803 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0 \rightarrow A_{3x} \times 0 + F_t \times 0,083 - F_a \times 0 - B_{3x} \times 0,426 = 0$$

$$B_{3x} = \frac{F_t \times 0,083}{0,426} = \frac{9450 \times 0,083}{0,426}$$

$$B_{3x} = 1841,197 \text{ N}$$

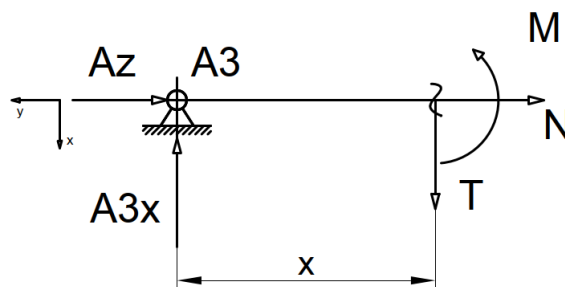
1. polje

$$N = -A_y = -2028 \text{ N}$$

$$T = A_{3x} = 7608,803 \text{ N}$$

$$M_0 = A_{3x} \times X = 7608,803 \times 0 = 0$$

$$M_{0,083} = A_{3x} \times X = 7608,803 \times 0,083 = 631,531 \text{ Nm}$$



Slika 12: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–y

2. polje

$$N = F_a - A_y = 2028 - 2028 = \emptyset$$

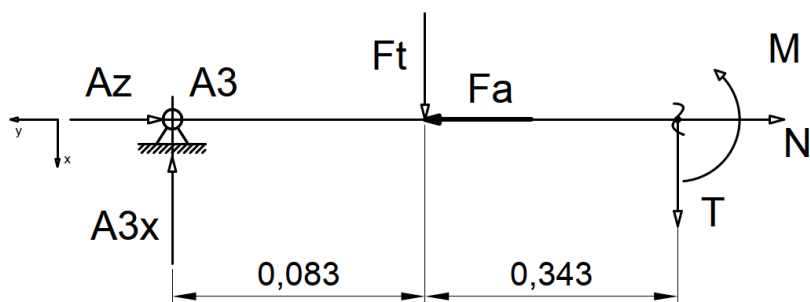
$$A_{3x} - F_t - T = \emptyset \rightarrow$$

$$T = A_{3x} - F_t = 7608,803 - 9450 = -1841,197 \text{ N}$$

$$M + A_{3x} \times (0,083 + X) - F_t \times X - F_a \times \emptyset = \emptyset \rightarrow M = -A_{3x} \times (0,083 + X) + F_t \times X$$

$$M_0 = -7608,803 \times (0,083 + \emptyset) + 9450 \times \emptyset = -631,531 \text{ Nm}$$

$$M_{0,343} = -7608,803 \times (0,083 + 0,343) + 9450 \times 0,343 = \emptyset$$



Slika 13: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–y

4.3 Preračun reakcij v podporah zobnika ročnega pogona

Zobnik ročnega pogona, ki ubira s pastorkom ročnega pogona, smo dodali na obstoječi pastorek 1. stopnje zobniškega prenosnika. Zaradi nasaditve zobnika na pastorek smo morali ponovno preračunati reakcije v podporah za potrebe določitve

ležajev. Tako smo posamično preračunali pastorek ter zobnik ločeno ter obremenitve na koncu združili za preračun nosilnosti ležajev.

Ravnina x–z

$$\Sigma F_{iz} = \emptyset \rightarrow A_z = F_A = \emptyset$$

$$\Sigma F_{ix} = \emptyset \rightarrow A_{2x} - F_r + B_{2x} = \emptyset$$

$$A_{2x} = F_r - B_{2x} = 1078,865 - 704,045$$

$$A_{2x} = 374,82 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = \emptyset \rightarrow A_{2x} \times \emptyset + F_r \times (0,278 - B_{2x} \times 0,426) = \emptyset$$

$$B_{2x} = \frac{F_r \times 0,278}{0,426} = \frac{1078,865 \times 0,278}{0,426}$$

$$B_{2x} = 704,045 \text{ N}$$

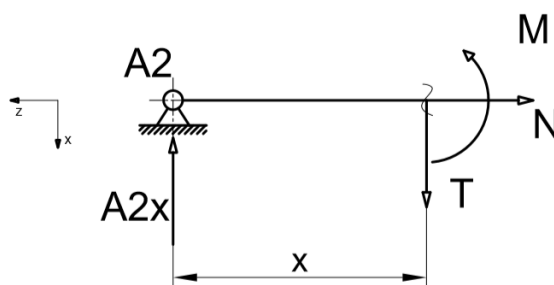
1. polje

$$N = \emptyset$$

$$A_{2x} = T = 374,82 \text{ N}$$

$$M_0 = A_{2x} \times X = 374,82 \times \emptyset = \emptyset$$

$$M_{0,278} = A_{2x} \times X = 374,82 \times 0,278 = 104,199 \text{ Nm}$$



Slika 14: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–z

2. polje

$$N = \emptyset$$

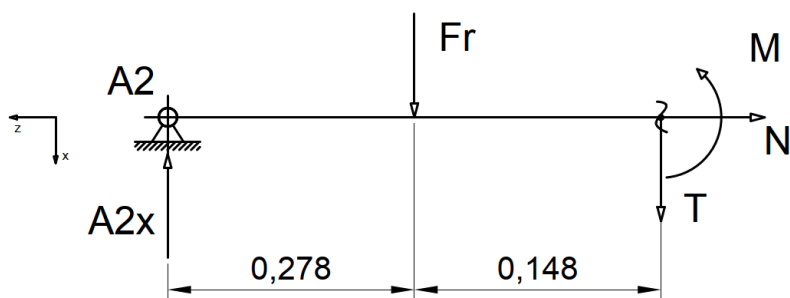
$$A_{2x} - F_r - T = \emptyset \rightarrow$$

$$T = A_{2x} - F_r = 374,82 - 1078,865 = -704,045 \text{ N}$$

$$M - A_{2x} \times (0,278 + X) + F_r \times X = \emptyset \rightarrow M = A_{2x} \times (0,278 + X) - F_r \times X$$

$$M_0 = 374,82 \times (0,278 + \emptyset) - 1078,865 \times \emptyset = 104,199 \text{ Nm}$$

$$M_{0,148} = 374,82 \times (0,278 + 0,148) - 1078,865 \times 0,148 = \emptyset$$



Slika 15: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–z

Ravnina x–y

$$\Sigma F_{iy} = \emptyset \rightarrow F_A = \emptyset$$

$$\Sigma F_{ix} = \emptyset \rightarrow A_{2x} - F_t + B_{2x} = \emptyset$$

$$A_{2x} = F_t - B_{2x} = 3320,405 - 2166,837$$

$$A_{2x} = 1153,568 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = \emptyset \rightarrow A_{2x} \times \emptyset + F_t \times 0,278 - B_{2x} \times (0,278 + 0,426) = \emptyset$$

$$B_{2x} = \frac{F_t \times 0,278}{0,426} = \frac{3320,405 \times 0,278}{0,426}$$

$$B_{2x} = 216,837 \text{ N}$$

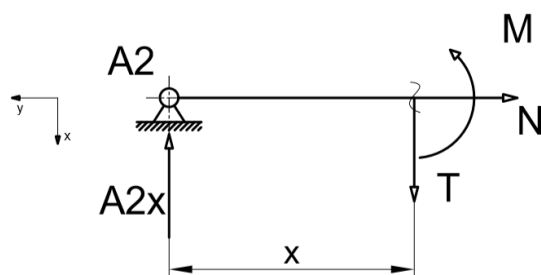
1. polje

$$N = \emptyset$$

$$A_{2x} = T = 1153,568 \text{ N}$$

$$M_0 = A_{2x} \times X = 1153,568 \times \emptyset = \emptyset$$

$$M_{0,278} = A_{2x} \times X = 1153,568 \times 0,278 = 320,692 \text{ Nm}$$



Slika 16: Obremenitvena skica za 1. polje v ravnini x–y

2. polje

$$N = \emptyset$$

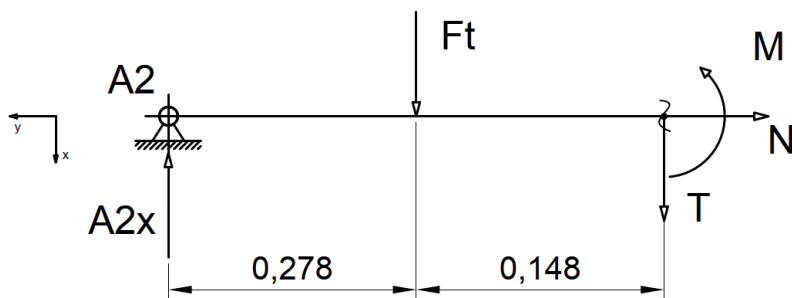
$$A_{2x} - F_t - T = \emptyset \rightarrow$$

$$T = A_{2x} - F_t = 1153,568 - 3320,405 = -2166,837 \text{ N}$$

$$M - A_{2x} \times (0,278 + X) + F_t \times X = \emptyset \rightarrow M = A_{2x} \times (0,278 + X) - F_t \times X$$

$$M_0 = 1153,568 \times (0,278 + \emptyset) - 3320,405 \times \emptyset = 320,691 \text{ Nm}$$

$$M_{0,148} = 1153,568 \times (0,278 + 0,148) - 3320,405 \times 0,148 = \emptyset$$



Slika 17: Obremenitvena skica za 2. polje v ravnini x–y

4.4 Določitev in kontrola napetosti v kritičnih prerezih

Sledi preračun polj, katerih momenti v posameznih točkah, označenih z rdečo piko, so na sliki 17 za vsako ravnino posebej označene vrednosti v grafu. V enačbi 19 sta združena momenta določene ravnine ter na podlagi izračuna rezultante sil moment v posamezni točki.

Rezultate smo nato uporabili za preverjanje napetosti v prerezih na teh točkah. Za potrebe določitve zareznihih učinkov smo upoštevali standard DIN 743-2.

4.4.1 Določitev upogibnih momentov pastorka ročnega pogona

Prerez 1

$$M_{1rad} = A_{Xrad} \times L_1 \times 10^{-3} = 784,629 \times 9 \times 10^{-3} = 7,062 \text{ Nm}$$

$$M_{1tan} = A_{Xtan} \times L_1 \times 10^{-3} = 2414,84 \times 9 \times 10^{-3} = 21,733 \text{ Nm}$$

Prerez 2

$$M_{2rad} = A_{Xrad} \times L_2 \times 10^{-3} = 784,629 \times 29 \times 10^{-3} = 22,754 \text{ Nm}$$

$$M_{2tan} = A_{Xtan} \times L_2 \times 10^{-3} = 2414,84 \times 29 \times 10^{-3} = 70,03 \text{ Nm}$$

Prerez 3

$$M_{3rad} = A_{Xrad} \times L_3 \times 10^{-3} = 784,629 \times 54 \times 10^{-3} = 42,37 \text{ Nm}$$

$$M_{3tan} = A_{Xtan} \times L_3 \times 10^{-3} = 2414,84 \times 54 \times 10^{-3} = 130,401 \text{ Nm}$$

Prerez 4

$$M_{4rad} = B_{Xrad} \times L_4 \times 10^{-3} = 294,236 \times 99 \times 10^{-3} = 29,129 \text{ Nm}$$

$$M_{4tan} = B_{Xtan} \times L_4 \times 10^{-3} = 905,565 \times 99 \times 10^{-3} = 89,651 \text{ Nm}$$

Prerez 5

$$M_{5rad} = B_{Xrad} \times L_5 \times 10^{-3} = 294,236 \times 79 \times 10^{-3} = 23,245 \text{ Nm}$$

$$M_{5tan} = B_{Xtan} \times L_5 \times 10^{-3} = 905,565 \times 79 \times 10^{-3} = 71,539 \text{ Nm}$$

Rezultirajoči momenti prerezov

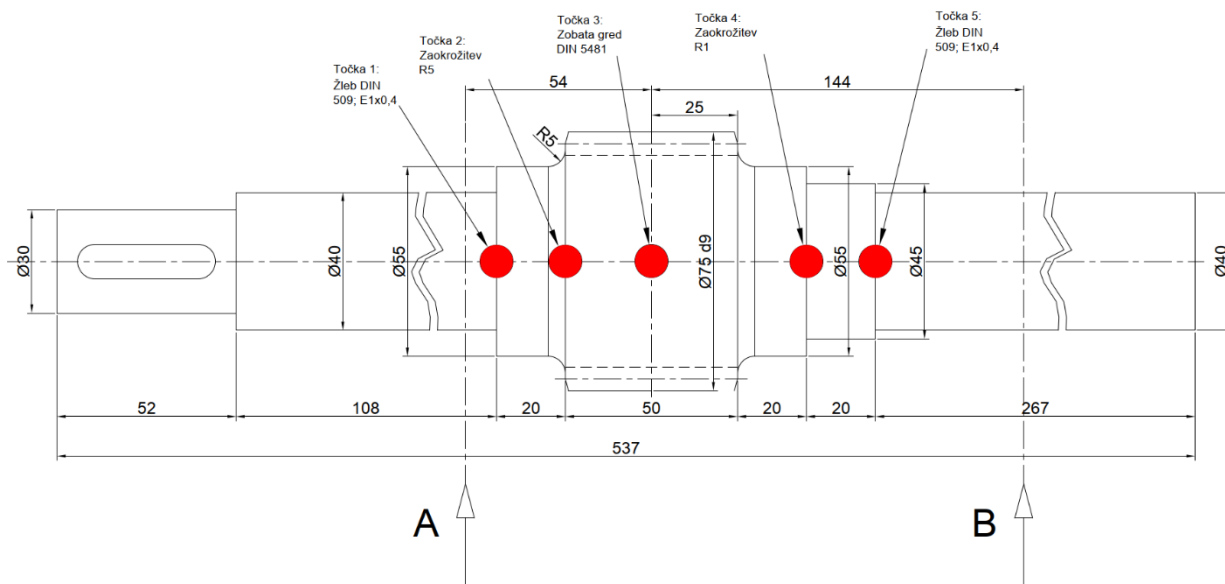
$$M_{u1} = \sqrt{M_{1rad}^2 + M_{1tan}^2} = \sqrt{7,062^2 + 21,733^2} = 22,851 \text{ Nm}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{2rad}^2 + M_{2tan}^2} = \sqrt{22,754^2 + 70,03^2} = 73,634 \text{ Nm}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{3rad}^2 + M_{3tan}^2} = \sqrt{42,37^2 + 130,401^2} = 137,112 \text{ Nm}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{4rad}^2 + M_{4tan}^2} = \sqrt{29,129^2 + 89,651^2} = 94,264 \text{ Nm}$$

$$M_{u5} = \sqrt{M_{5rad}^2 + M_{5tan}^2} = \sqrt{23,245^2 + 71,539^2} = 79,221 \text{ Nm}$$



Slika 18: Skica točk preverjanja napetosti na pastorku

Za preprečitev zarezne učinka je v točki 1 in 5 predviden žleb za iztek obdelave z oznako E1 × 0,4 kot ga določa standard DIN 509. Ta predpisuje obliko in velikost. Žleb tvori mesto zarezne učinka na mestu zaokrožitve ter zmanjša premer gredi zaradi poglobitve za 0,8 mm, kar vpliva na velikost nosilnega prereza.

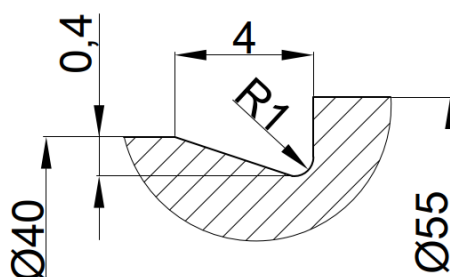
Material: 42CrMo4

Podatke izberemo iz tabele 10.1 za jekla.

$$\sigma_{dop} = 520 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{p02} = 750 \text{ N/mm}^2$$

$$R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$$



Slika 19: Izvedba prehoda z žlebom $E1 \times 0,4$ DIN 509 v točki 1

Kontrola napetosti v prerezu 1

$b_1 = 1,03 \rightarrow$ koeficient velikosti premera izberemo iz tabele 10.4 za $d_1 = 40$ mm

$b_2 = 0,89 \rightarrow$ koeficient kvalitete površine izberemo iz tabele 10.5 za $R_a = 1,6$

$\nu = 1,7$ varnost

Z oblikovnicima faktorjema b_1 in b_2 ter izbrano varnostjo ν smo izračunali dopustno napetost, ki bo služila za primerjavo z dejansko napetostjo v prerezu.

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u1} = \frac{M_{u1}}{W_{u1}} = \frac{22,851 \times 10^3}{6283,185} = 3,637 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u1} = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3,14 \times 40^3}{32} = 6283,182 \text{ mm}^3$$

Formulo za upogibni odpornostni moment prereza 1 izberemo iz tabele 10.3 za gladko os.

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{odop1} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times \nu} = \frac{520 \times 1,03 \times 0,89}{1,775 \times 1,7} = 157,897 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{1,9}{1,07} = 1,775$$

$n_\chi = 1,07 \rightarrow$ dinamični odpornostni koeficient razberemo iz tabele 10.6 za jeklo

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{40} + \frac{2}{1} = 2,05 \text{ gradient napetosti za upogib}$$

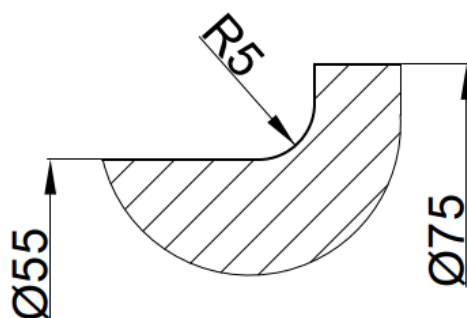
V naslednjem koraku smo primerjali oblikovno dopustno napetost ter izmenično upogibno napetost ter ju med seboj primerjal po velikosti. Izmenična upogibna napetost mora biti manjša od oblikovne dopustne napetosti.

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U1} = 3,637 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{0dop1} = 157,894 \frac{N}{mm^2} \rightarrow \text{PREREZ 1 USTREZA!}$$

Ta način primerjave je bil uporabljen tudi pri ostalih prerezih in pozneje na zobniku, razen pri prerezu 3, kjer je bila uporabljena formulo za upogibni odpornostni moment iz tabele 10.3 za zobato gred.

Kontrola napetosti v prerezu 2



Slika 20: Skica izvedbe prehoda s polmerom v točki 2

$$b_1 = 0,94$$

$$b_2 = 0,89$$

$$v = 1,7$$

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u2} = \frac{M_{u2}}{W_{u2}} = \frac{73,634 \times 10^3}{41417,481} = 1,7778 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u2} = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3,14 \times 75^3}{32} = 41417,148 \text{ mm}^3$$

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop2} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{520 \times 0,94 \times 0,89}{2,056 \times 1,7} = 124,465 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{2,2}{1,07} = 2,056$$

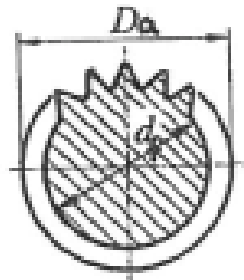
$$n_\chi = 1,07$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{75} + \frac{2}{1} = 2,026$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U2} = 1,7778 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop2} = 124,465 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 2 USTREZA!}$$

Kontrola napetosti v prerezu 3



Zobata gred

Slika 21: Skica karakteristik prereza v točki 3

$$b_1 = 0,94$$

$$b_2 = 0,89$$

$v = 1,7$ varnost

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u3} = \frac{M_{u3}}{W_{u3}} = \frac{137,112 \times 10^3}{30559,888} = 4,487 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$d_a = 75 \text{ mm} \rightarrow \text{glavični premer zob}$$

$$d_f = 61,75 \text{ mm} \rightarrow \text{vznožni krog zob}$$

$$W_{u3} = 0,012 \times (d_a + d_f)^3 = 0,012 \times (75 + 61,56)^3 = 30559,888 \text{ mm}^3$$

Formulo za upogibni odpornostni moment prereza 3 izberemo iz tabele 10.3 za zobato gred.

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop3} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{520 \times 0,954 \times 0,89}{3,398 \times 1,7} = 36,788 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{3,5}{1,03} = 3,398$$

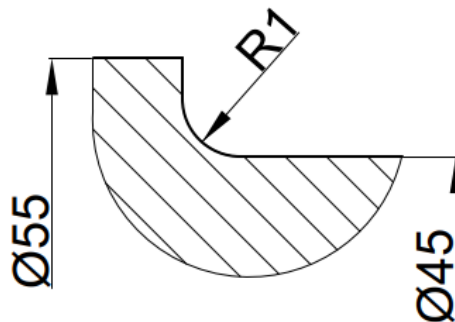
$$n_\chi = 1,03$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{65} + \frac{2}{0,2} = 0,3 \text{ gradient napetosti za upogib}$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U3} = 4,487 \frac{N}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop3} = 36,788 \frac{N}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 3 USTREZA!}$$

Kontrola napetosti v prerezu 4



Slika 22: Skica izvedbe prehoda z polmerom v točki 4

$$b_1 = 0,985$$

$$b_2 = 0,7$$

$$v = 1,7$$

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u4} = \frac{M_{u4}}{W_4} = \frac{94,264 \times 10^3}{8946,176} = 10,536 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u4} = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3,14 \times 45^3}{32} = 8946,176 \text{ mm}^3$$

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop4} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{520 \times 0,985 \times 0,7}{1,682 \times 1,7} = 125,389 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{1,8}{1,07} = 1,682$$

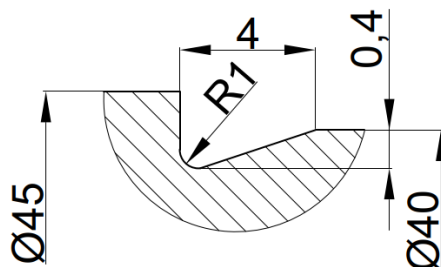
$$n_\chi = 1,07$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{45} + \frac{2}{1} = 2,036$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U4} = 10,536 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop4} = 125,389 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 4 USTREZA!}$$

Kontrola napetosti v prerezu 5



Slika 23: Izvedba prehoda z žlebom E1x0,4 DIN 509 v točki 5

$$b_1 = 1,03$$

$$b_2 = 0,89$$

$$v = 1,7$$

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u5} = \frac{M_{u5}}{W_{u5}} = \frac{79,211 \times 10^3}{6283,185} = 12,607 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u5} = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3,14 \times 40^3}{32} = 6283,182 \text{ mm}^3$$

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop5} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{520 \times 1,03 \times 0,89}{1,308 \times 1,7} = 214,375 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{1,4}{1,07} = 1,308$$

$$n_\chi = 1,07$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{40} + \frac{2}{1} = 2,05$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U5} = 12,607 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop5} = 214,375 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 5 USTREZA!}$$

4.4.2 Določitev upogibnih momentov zobnika na pastorku 1. stopnje zobniškega prenosnika

Na tem mestu smo izračunali upogibne momente zobnika, upoštevajoč njegovo nasaditev na pastorek, ki je del 1. stopnje zobniškega prenosnika. Za potrebe izračuna smo upoštevali mere pastorka kot gred. Pozneje smo momente pastorka in zobnika seštel.

Razdalje L smo upoštevali od leve proti desni.

Prerez 1

$$M_{1rad} = A_{Xrad} \times L_1 \times 10^{-3} = 374,82 \times 13 \times 10^{-3} = 4,872 \text{ Nm}$$

$$M_{1tan} = A_{Xtan} \times L_1 \times 10^{-3} = 1153,568 \times 13 \times 10^{-3} = 14,996 \text{ Nm}$$

Prerez 2

$$M_{2rad} = A_{Xrad} \times L_2 \times 10^{-3} = 374,82 \times 33 \times 10^{-3} = 12,369 \text{ Nm}$$

$$M_{2tan} = A_{Xtan} \times L_2 \times 10^{-3} = 1153,568 \times 33 \times 10^{-3} = 38,067 \text{ Nm}$$

Prerez 3

$$M_{3rad} = A_{Xrad} \times L_3 \times 10^{-3} = 374,82 \times 83 \times 10^{-3} = 31,11 \text{ Nm}$$

$$M_{3tan} = A_{Xtan} \times L_3 \times 10^{-3} = 1153,568 \times 83 \times 10^{-3} = 95,746 \text{ Nm}$$

Razdalje L smo upoštevali od desne proti levi.

Prerez 4

$$M_{4rad} = A_{Xrad} \times L_3 \times 10^{-3} = 704,045 \times 173 \times 10^{-3} = 121,799 \text{ Nm}$$

$$M_{4tan} = A_{Xtan} \times L_3 \times 10^{-3} = 2166,837 \times 173 \times 10^{-3} = 374,863 \text{ Nm}$$

Prerez 5

$$M_{5rad} = A_{Xrad} \times L_2 \times 10^{-3} = 704,045 \times 148 \times 10^{-3} = 104,198 \text{ Nm}$$

$$M_{5tan} = A_{Xtan} \times L_2 \times 10^{-3} = 2166,837 \times 148 \times 10^{-3} = 320,692 \text{ Nm}$$

Prerez 6

$$M_{6rad} = A_{Xrad} \times L_1 \times 10^{-3} = 704,045 \times 13 \times 10^{-3} = 9,152 \text{ Nm}$$

$$M_{6tan} = A_{Xtan} \times L_1 \times 10^{-3} = 2166,837 \times 13 \times 10^{-3} = 28,168 \text{ Nm}$$

4.4.3 Določitev upogibnih momentov pastorka 1. stopnje zobniškega prenosnika

Razdalje L smo upoštevali od leve proti desni.

Prerez 1

$$M_{1rad} = A_{Xrad} \times L_1 \times 10^{-3} = 3296,528 \times 13 \times 10^{-3} = 42,854 \text{ Nm}$$

$$M_{1tan} = A_{Xtan} \times L_1 \times 10^{-3} = 7608,803 \times 13 \times 10^{-3} = 98,914 \text{ Nm}$$

Prerez 2

$$M_{2rad} = A_{Xrad} \times L_2 \times 10^{-3} = 3296,528 \times 33 \times 10^{-3} = 108,785 \text{ Nm}$$

$$M_{2tan} = A_{Xtan} \times L_2 \times 10^{-3} = 7608,803 \times 33 \times 10^{-3} = 251,091 \text{ Nm}$$

Prerez 3

$$M_{3rad} = A_{Xrad} \times L_3 \times 10^{-3} = 3296,528 \times 83 \times 10^{-3} = 273,612 \text{ Nm}$$

$$M_{3tan} = A_{Xtan} \times L_3 \times 10^{-3} = 7608,803 \times 83 \times 10^{-3} = 2631,531 \text{ Nm}$$

Razdalje L smo upoštevali od desne proti levi.

Prerez 4

$$M_{4rad} = A_{Xrad} \times L_4 \times 10^{-3} = 3296,528 \times 173 \times 10^{-3} = 85,716 \text{ Nm}$$

$$M_{4tan} = A_{Xtan} \times L_4 \times 10^{-3} = 7608,803 \times 173 \times 10^{-3} = 318,527 \text{ Nm}$$

Prerez 5

$$M_{5rad} = A_{Xrad} \times L_5 \times 10^{-3} = 3296,528 \times 148 \times 10^{-3} = 73,329 \text{ Nm}$$

$$M_{5tan} = A_{Xtan} \times L_5 \times 10^{-3} = 7608,803 \times 148 \times 10^{-3} = 272,497 \text{ Nm}$$

Prerez 6

$$M_{6rad} = A_{Xrad} \times L_6 \times 10^{-3} = 3296,528 \times 13 \times 10^{-3} = 6,441 \text{ Nm}$$

$$M_{6tan} = A_{Xtan} \times L_6 \times 10^{-3} = 7608,803 \times 13 \times 10^{-3} = 23,935 \text{ Nm}$$

Rezultirajoči momenti prerezov zobnika skupaj s pastorkom 1. stopnje zobniškega prenosnika

$$M_{u1} = \sqrt{\overbrace{(M_{1rad}^2 + M_{1tan}^2)}^{\text{zobnik}} + \overbrace{(M_{1rad}^2 + M_{1tan}^2)}^{\text{pastorek}}} = \rightarrow$$

$$M_{u1} = \sqrt{(4,872^2 + 14,996^2) + (42,854^2 + 98,914)^2} = 108,945 \text{ Nm}$$

$$M_{u2} = \sqrt{(M_{2rad}^2 + M_{2tan}^2) + (M_{2rad}^2 + M_{2tan}^2)} \Rightarrow$$

$$M_{u2} = \sqrt{(12,369^2 + 38,067^2) + (108,785^2 + 251,091)^2} = 276,555 \text{ Nm}$$

$$M_{u3} = \sqrt{(M_{3rad}^2 + M_{3tan}^2) + (M_{3rad}^2 + M_{3tan}^2)} \Rightarrow$$

$$M_{u3} = \sqrt{(31,11^2 + 95,746^2) + (273,612^2 + 631,531)^2} = 695,578 \text{ Nm}$$

$$M_{u4} = \sqrt{(M_{4rad}^2 + M_{4tan}^2) + (M_{4rad}^2 + M_{4tan}^2)} \Rightarrow$$

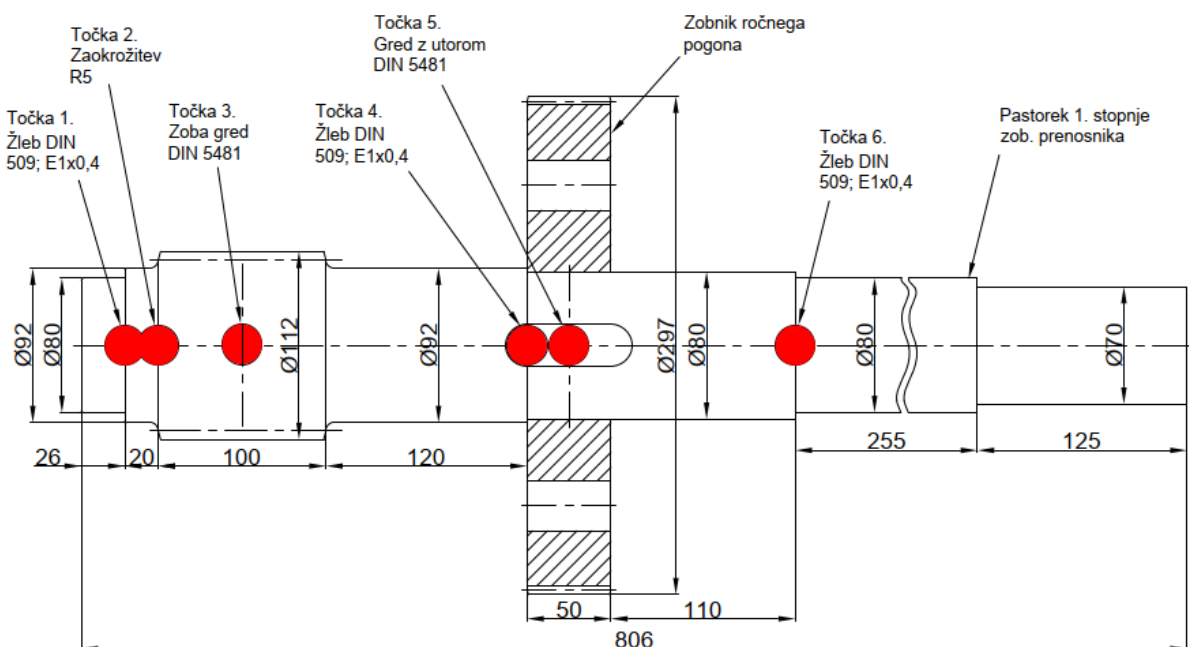
$$M_{u4} = \sqrt{(121,799^2 + 374,863^2) + (121,799^2 + 374,863)^2} = 557,417 \text{ Nm}$$

$$M_{u5} = \sqrt{(M_{5rad}^2 + M_{5tan}^2) + (M_{5rad}^2 + M_{5tan}^2)} \Rightarrow$$

$$M_{u5} = \sqrt{(104,198^2 + 320,692^2) + (73,329^2 + 272,497)^2} = 439,695 \text{ Nm}$$

$$M_{u6} = \sqrt{(M_{6rad}^2 + M_{6tan}^2) + (M_{6rad}^2 + M_{6tan}^2)} \Rightarrow$$

$$M_{u6} = \sqrt{(9,152^2 + 28,168^2) + (6,441^2 + 23,935)^2} = 38,621 \text{ Nm}$$



Slika 24: Skica točk preverjanja napetosti na pastorku 1. stopnje zobniškega prenosnika skupaj z zobnikom ročnega pogona

Podatke izberemo iz tabele 10.1 za jekla.

$$\sigma_{dop} = 400 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{p02} = 590 \text{ N/mm}^2$$

$$R_m = 780 \text{ N/mm}^2$$

Kontrola napetosti v prerezu 1

$$b_1 = 0,94$$

$$b_2 = 1$$

$$v = 1,7 \text{ varnost}$$

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u1} = \frac{M_{u1}}{W_{u1}} = \frac{108,945 \times 10^3}{50265,482} = 2,167 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u1} = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3,14 \times 80^3}{32} = 50265,48 \text{ mm}^3$$

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop1} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{400 \times 0,94 \times 1}{1,25 \times 1,7} = 166,324 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{1,3}{1,04} = 1,25$$

$$n_\chi = 1,04$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{80} + \frac{2}{2,5} = 0,825$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U1} = 2,167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop1} = 166,324 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 1 USTREZA!}$$

Kontrola napetosti v prerezu 2

$$b_1 = 0,92$$

$$b_2 = 0,91$$

$$v = 1,7 \text{ varnost}$$

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u2} = \frac{M_{u2}}{W_{u2}} = \frac{276,555 \times 10^3}{76447,515} = 3,617 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u2} = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3,14 \times 92^3}{32} = 76447,515 \text{ mm}^3$$

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop2} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{400 \times 0,92 \times 0,91}{1,143 \times 1,7} = 172,352 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{1,2}{1,05} = 1,143$$

$$n_\chi = 1,05$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{92} + \frac{2}{5} = 0,422$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U2} = 3,167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop2} = 172,352 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 2 USTREZA!}$$

Kontrola napetosti v prerezu 3

$$b_1 = 0,92$$

$$b_2 = 0,94$$

$$v = 1,7 \text{ varnost}$$

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u3} = \frac{M_{u3}}{W_{u3}} = \frac{695,578 \times 10^3}{104688,06} = 6,644 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u3} = 0,012 \times (D + d)^2 = 0,012 \times (112,53 + 93,33)^2 = 104688,06 \text{ mm}^3$$

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop3} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{400 \times 0,92 \times 0,94}{3,5 \times 1,7} = 58,138 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{3,5}{1} = 3,5$$

$$n_\chi = 1$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{112,53} + \frac{2}{5} = 0,0177$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U3} = 6,644 \frac{N}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop3} = 58,138 \frac{N}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 3 USTREZA!}$$

Kontrola napetosti v prerezu 4

$$b_1 = 0,92$$

$$b_2 = 1$$

$$v = 1,7 \text{ varnost}$$

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u4} = \frac{M_{u4}}{W_{u4}} = \frac{557,417 \times 10^3}{66903,357} = 8,332 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u4} = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3,14 \times 88^3}{32} = 66903,357 \text{ mm}^3$$

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop4} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{400 \times 0,92 \times 1}{1,905 \times 1,7} = 113,633 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{2,4}{1,26} = 1,905$$

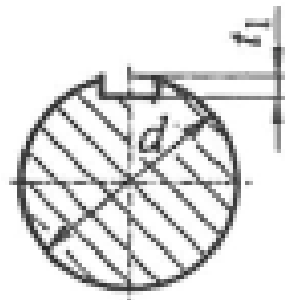
$$n_\chi = 1,26$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{88} + \frac{2}{0,12} = 16,689$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U4} = 8,332 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop4} = 113,633 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 4 USTREZA!}$$

Kontrola napetosti v prerezu 5



Gred z utorom

Slika 25: Skica karakteristik prereza v točki 5

$$b_1 = 0,94$$

$$b_2 = 0,96$$

$$v = 1,7 \text{ varnost}$$

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u5} = \frac{M_{u5}}{W_{u5}} = \frac{439,695 \times 10^3}{55889,556} = 7,867 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u5} = 0,012 \times (2d - t_1)^3 = 0,012 \times (2 \times 88 - 9)^3 = 55889,556 \text{ mm}^3$$

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop5} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{400 \times 0,94 \times 0,96}{3,2 \times 1,7} = 66,353 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{4}{1,25} = 3,2$$

$$n_\chi = 1,25$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{88} + \frac{2}{0,25} = 8,023$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U5} = 7,867 \frac{N}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop5} = 66,353 \frac{N}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 5 USTREZA!}$$

Kontrola napetosti v prerezu 6

$$b_1 = 0,94$$

$$b_2 = 1$$

$$v = 1,7 \text{ varnost}$$

Izmenična upogibna napetost

$$\sigma_{u6} = \frac{M_{u6}}{W_{u6}} = \frac{38,621 \times 10^3}{50265,482} = 0,768 \text{ N/mm}^2$$

Upogibni odpornostni moment

$$W_{u6} = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3,14 \times 80^3}{32} = 50265,482 \text{ mm}^3$$

Oblikovna dopustna napetost

$$\sigma_{0dop6} = \frac{\sigma_D \times b_1 \times b_2}{\beta_{kn} \times v} = \frac{400 \times 0,94 \times 1}{1,12 \times 1,7} = 197,479 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{kn} = \frac{\alpha_{kn}}{n_\chi} = \frac{1,2}{1,07} = 1,12$$

$$n_\chi = 1,07$$

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{p} = \frac{2}{80} + \frac{2}{2,5} = 0,825$$

PRIMERJAVA

$$\sigma_{U6} = 0,768 \frac{N}{\text{mm}^2} < \sigma_{0dop6} = 197,479 \frac{N}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{PREREZ 6 USTREZA!}$$

5 DOLOČITEV LEŽAJEV

Za potrebe vležajenja pastorka ročnega pogona smo s pomočjo naslednjih postopkov določili ustrezne ležaje. Obstoječe ležaje pastorka 1. stopnje zobniškega prenosnika smo morali ustrezno preveriti zaradi dodanega zobnika ročnega pogona.

Nosilnost ležajev smo preverili, tako da smo kot osno obremenitev upoštevali radialno silo F_a , za radialno silo pa smo upoštevali reakcije v posamezni podpori, izračunane po enačbi (27) ter (28). Preračun kotalnih ležajev smo izvedli po knjigi Snovanje in konstruiranje avtorja Ivana Okorna. Naročnik je zahteval, naj ležaj zdrži vsaj 50 000 obratovnih ur. Ležaje izberemo po standardu DIN 625-1.

5.1 Določitev ležajev pastorka ročnega pogona

Za vsako izmed podpor A in B smo sešteli njuni reakciji obeh ravnin, ki smo ju izračunali v poglavju ročnega pogona.

$$F_{Ar} = \sqrt{Ax_{x-z}^2 + Ax_{x-y}^2} = \sqrt{784,629^2 + 2414,84^2} = 2539,113 \text{ N} = 0,253 \text{ kN}$$

(27)

$$F_{Ar} = 2539,113 \text{ N}$$

$$F_{Aa} = \emptyset$$

$$F_{Br} = \sqrt{Bx_{x-z}^2 + Bx_{x-y}^2} = \sqrt{294,236^2 + 905,565^2} = 952,167 \text{ N} = 0,0952 \text{ kN}$$

(28)

$$F_{Br} = 952,167 \text{ N}$$

$$F_{Ba} = \emptyset$$

5.1.1 Določitev ležaja pastorka ročnega pogona v podpori A

Ležaj je bil izbran na podlagi premera po standardu DIN 625-1 iz tabele za kotalne ležaje TB9-1b. Izbrali smo ležaj z oznako 6208 ter na podlagi podatkov iz tabele izračunali življenjsko dobo ležaja v vrtljajih ter urah. Nato smo izračunali statično varnost ležaja ter dejansko dinamično nosilnost, ki smo jo primerjali z dinamično nosilnostjo ležaja 6208 po tabeli TB9-1b.

Kot osnovo vzamemo ležaj **6208** iz tabele **TB9-1b**.

Mere: $\emptyset 40 / 80 \times 21; r = 1,1$

Nosilnost: $C = 29 \text{ kN} / C_{\emptyset} = 18 \text{ kN}$

$P = F_{Ar} = 2539,113 \text{ N}$... dinamična ekvivalenta obremenitve ležaja

Življenjska doba ležaja v vrtljajih.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m = \left(\frac{29}{2,539}\right)^3 = 1490,067 \times 10^6 \text{ vrtljajev}$$

Življenjska doba ležaja v urah.

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60 \times n} = \frac{1490,067 \times 10^6}{60 \times 4,243} = 5853040,302 \text{ ur}$$

Število obratovnih ur ustreza.

Statična varnost ležaja.

$$S_{\emptyset} = \frac{C_{\emptyset}}{P_{\emptyset}} = \frac{18}{2,539} = 7,089$$

Dinamična nosilnost ležaja.

$$C_{min} = \frac{P_{\phi}}{f_9} \times \sqrt[3]{\frac{L_h \times n \times 60}{10^6}} = \frac{2,539}{1} \times \sqrt[3]{\frac{50000 \times 4,243 \times 60}{10^6}} = 5,928 \text{ kN}$$

$$C_{min} = 5,928 \text{ kN} < C = 29 \text{ kN} \rightarrow \text{v redu}$$

Ležaj prenese zahtevane obremenitve.

Ležaj je sicer bistveno manj obremenjen, kot bi lahko bil, vendar smo se želeli izogniti izbiri ležaja z najnižjo dinamično nosilnostjo po standardu DIN 5412, ki nam je dal na izbiro še ležaj za 1 razred nižje po tabeli TB9-1a.

5.1.2 Določitev ležaja pastorka ročnega pogona v podpori B

Ležaj v podpori B smo izbrali na enak način kot ležaj v podpori A, saj je premer na mestu vležajenja enak.

Kot osnovo izberemo ležaj **6208** iz tabele **TB9-1b**.

Mere: $\emptyset 40/80 \times 21$; $r = 1,1$

Nosilnost: $C = 29 \text{ kN}$ / $C_{\phi} = 18 \text{ kN}$

$P = F_{Br} = 952,167 \text{ N}$... dinamična ekvivalentna obremenitve ležaja
Življenjska doba ležaja v vrtljajih.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m = \left(\frac{29}{0,952}\right)^3 = 28267,223 \times 10^6 \text{ vrtljajev}$$

Življenjska doba ležaja v urah.

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60 \times n} = \frac{28267,223 \times 10^6}{60 \times 4,243} = 111034735,6 \text{ ur}$$

Število obratovnih ur ustreza.

Statična varnost ležaja.

$$S_{\phi} = \frac{C_{\phi}}{P_{\phi}} = \frac{18}{0,952} = 18,9$$

Dinamična nosilnost ležaja.

$$C_{min} = \frac{P_{\emptyset}}{f_9} \times \sqrt[3]{\frac{L_h \times n \times 60}{10^6}} = \frac{0,952}{1} \times \sqrt[3]{\frac{50000 \times 4,243 \times 60}{10^6}} = 2,222 \text{ kN}$$

$$C_{min} = 2,222 \text{ kN} < C = 29 \text{ kN} \rightarrow \text{vredu}$$

Ležaj prenese zahtevane obremenitve.

Ležaj B še manj obremenjen, tako da bi lahko izbrali tudi ležaj 6008 po tabeli TB9-1a.

5.2 Določitev ležajev pastorka 1. stopnje zobniškega prenosnika skupaj z zobnikom ročnega pogona

Za vsako izmed podpor A in B smo sešteli njuni reakciji obeh ravnin, ki smo ju izračunali v poglavju Kontrolni preračun reakcij v podporah obstoječega pastorka ročnega pogona.

$$F_{Ar} = \sqrt{\overbrace{(F_{Ay}^2 + F_{Az}^2)}^{\text{zobnik}} + \overbrace{(F_{Ay}^2 + F_{Az}^2)}^{\text{pastorek}}} \\ = \sqrt{(374,82^2 + 1153,568^2) + (3296,528^2 + 7608,803^2)}$$

$$F_{Ar} = 8380,464 \text{ N} = 8,38 \text{ kN}$$

$$F_{Aa} = 2028 \text{ N} = 2,028 \text{ kN}$$

$$F_{Br} = \sqrt{\overbrace{(F_{By}^2 + F_{Bz}^2)}^{\text{zobnik}} + \overbrace{(F_{By}^2 + F_{Bz}^2)}^{\text{pastorek}}} \\ = \sqrt{(704,045^2 + 2166,873^2) + (495,472^2 + 1841,197^2)}$$

$$F_{Br} = 2970,919 \text{ N} = 2,97 \text{ kN}$$

$$F_{Ba} = \emptyset$$

5.2.1 Določitev ležaja pastorka z zobnikom v podpori A

V nasprotju s prejšnjo določitvijo ležajev smo morali tu upoštevati tudi aksialno silo.

Kot osnovo vzamemo ležaj **6316** iz tabele **TB9-1c**.

Mere: $\emptyset 80/170 \times 39; r = 2,1$

Nosilnost: $C = 122 \text{ kN} / C_{\emptyset} = 87 \text{ kN}$

$P = F_{Br} = 2970,919 \text{ N}$... dinamična ekvivalenta obremenitve ležaja

Življenjska doba ležaja A

Nadomestna dinamična obremenitev ležaja

$$P = X \times F_{Ar} + Y \times F_{Aa} = 0,56 \times 8,38 + 1,9 \times 2,028 = 8,546 \text{ kN}$$

Koeficienta X in Y določimo iz tabele TB9-2a na osnovi razmerij $\frac{F_a}{C_{\emptyset}}$, ter $\frac{F_a}{F_r}$.

$$\frac{F_{Aa}}{C_{\emptyset}} = \frac{2,028}{60} = 0,033 \rightarrow e = 0,23$$

$$\frac{F_{Aa}}{F_{Ar}} = \frac{2,028}{8,38} = 0,242 \rightarrow e = 0,23$$

Pri $e = 0,23$ odčitamo v tabeli TB9-2a, da je $x = 0,56$, ter $y = 1,9$.

Življenjska doba ležaja v vrtljajih

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m = \left(\frac{122}{8,546}\right)^3 = 2909,315 \times 10^6 \text{ vrtljajev}$$

Življenjska doba ležaja v urah

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60 \times n} = \frac{2909,315 \times 10^6}{60 \times 1,008} = 48103762,22 \text{ ur}$$

Število obratovalnih ur ustreza.

Statična varnost ležaja A

Nadomestna statična obremenitev ležaja

$$P_{\emptyset} = X_{\emptyset} \times F_A + Y_{\emptyset} \times F_{Aa} = 1 \times 8,38 + \emptyset \times 2,028 = 8,38 \text{ kN}$$

Koeficient X_{\emptyset} in Y_{\emptyset} določimo iz tabele TB9-2a na osnovi razmerij F_a/F_r .

$$\frac{F_{Aa}}{F_{Ar}} = \frac{2,028}{8,38} = 0,242 < e = 0,8$$

Pri $e = 0,8$ odčitamo v tabeli TB9-2b, da je $X_\phi = 1$, ter $Y_\phi = \phi$.

Statična varnost ležaja

$$S_\phi = \frac{C_\phi}{P_\phi} = \frac{87}{8,38} = 10,382 \text{ kN}$$

Dinamična nosilnost ležaja

$$C_{min} = \frac{P_\phi}{f_9} \times \sqrt[3]{\frac{L_h \times n \times 60}{10^6}} = \frac{8,546}{1} \times \sqrt[3]{\frac{50000 \times 1,008 \times 60}{10^6}} = 12,358 \text{ kN}$$

$$C_{min} = 12,358 \text{ kN} < C = 122 \text{ kN} \rightarrow \text{vredu}$$

Ležaj prenese zahtevane obremenitve.

Ker je ležaj predober, izberemo manj kakovostnega z enakim notranjim premerom, a z nižjo nosilnostjo, manjšim zunanjim premerom in ožjo širino, to je ležaj z oznako **6216** po tabeli **TB9-1b**.

Mere: $\emptyset 80 / 140 \times 26; r = 2$

Nosilnost: $C = 72 \text{ kN} / C_\phi = 53 \text{ kN}$

Lahko bi izbrali tudi ležaj 6008 po tabeli TB9-1a, vendar smo se želeli izogniti izbiri ležaja z najnižjo dinamično nosilnostjo po standardu DIN 5412, ki nam je dal na izbiro še ležaj za 1 razred nižje po tabeli TB9-1a.

5.2.2 Določitev ležaja pastorka z zobnikom v podpori B

Kot osnovo izberemo ležaj **6316** iz tabele **TB9-1c**.

Mere: $\emptyset 80 / 170 \times 39; r = 2,1$

Nosilnost: $C = 122 \text{ kN} / C_\phi = 87 \text{ kN}$

$P = F_{Br} = 2970,919 \text{ N}$... dinamična ekvivalentna obremenitve ležaja

Življenjska doba ležaja v vrtljajih

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m = \left(\frac{122}{2,97}\right)^3 = 69312,273 \times 10^6 \text{ vrtljajev}$$

Življenjska doba ležaja v urah

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60 \times n} = \frac{69312,273 \times 10^6}{60 \times 1,008} = 1146036268 \text{ ur}$$

Število obratovanih ur ustreza.

Statična varnost ležaja

$$S_\phi = \frac{C_\phi}{P_\phi} = \frac{87}{2,97} = 29,292$$

Dinamična nosilnost ležaja

$$C_{min} = \frac{P_\phi}{f_9} \times \sqrt[3]{\frac{L_h \times n \times 60}{10^6}} = \frac{2,97}{1} \times \sqrt[3]{\frac{50000 \times 1,008 \times 60}{10^6}} = 4,294 \text{ kN}$$

$$C_{min} = 4,294 \text{ kN} < C = 122 \text{ kN} \rightarrow \text{vredu}$$

Ležaj prenese zahtevane obremenitve.

Ker je ležaj predober, izberemo manj kakovostnega z enakim notranjim premerom, a z nižjo nosilnostjo, manjšim zunanjim premerom in ožjo širino, to je ležaj z oznako **6216** po tabeli **TB9-1b**.

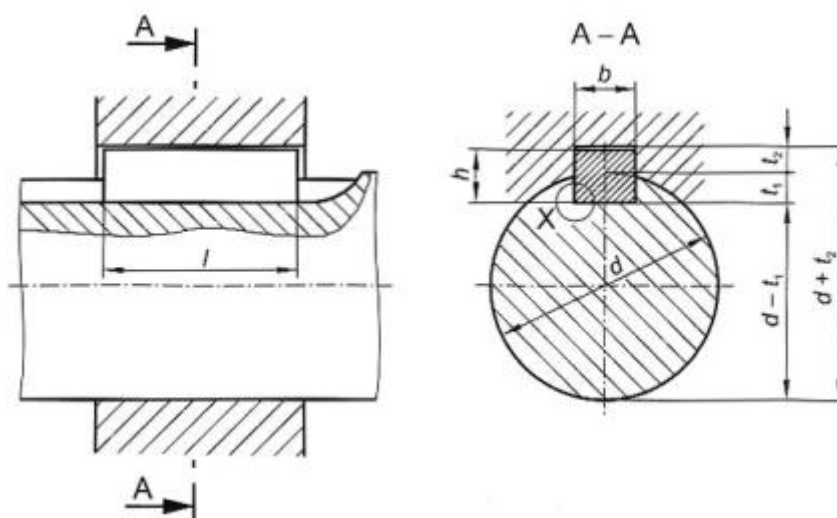
Mere: $\emptyset 80/140 \times 26$; $r = 2$

Nosilnost: $C = 72 \text{ kN}$ / $C_\phi = 53 \text{ kN}$

Kot pri ležaju A je ležaj B še manj obremenjen, tako da bi lahko izbrali tudi ležaj 6008 po tabeli TB9-1a.

6 DOLOČITEV MOZNIŠKIH ZVEZ

Prerez moznika izberem glede na standard DIN 6885 [13] ki je odvisen od premera gredi, treba pa je določiti tudi dolžino moznika, da lahko prenesejo površinski tlak, ki je pogojen s tangencialno silo. Mozniška zveza je prikazana na sliki 24.



Slika 26: Skica mozniške zveze

6.1 Določitev mozniška zobnika na pastorku 1. stopnje zobniškega prenosnika

Za premer gredi $\varnothing 88$ izberemo po standardu moznik TIP-A: **A25 × 14 40**

$$b = 25$$

$$h = 14$$

$$t_1 = 9$$

$$t_2 = 5,4$$

$l = 40$; izberemo standardno dolžino moznika glede na širino zobnika.

$C45, R_e = 430 \text{ Nmm}^2$, izberemo material za moznik tabela 1.5.

$$v_e$$

$= 1,5$, izberemo varnostni koeficient iz tabele 8.2 za žilava gradiva pri enostranski obremenitvi ter lahkih sunkih.

Izračunamo dopusten površinski tlak.

$$p_{dop} = \frac{R_e}{v_e} = \frac{430}{1,5} = 286,666 \text{ Nmm}^2$$

Izračunamo nosilno dolžino moznika l_t TIP-A.

$$l_t = l - b = 40 - 20 = 20 \text{ mm}$$

Po izbiri moznika preverimo površinski tlak med moznikom in pestom.

$$p_{dejanski} = k \times \frac{2 \times T}{d \times (h - t_1) \times l_t \times i} = 1 \times \frac{2 \times 482,272 \times 10^3}{88 \times (14 - 9) \times 20 \times 1} = 109,607 \text{ Nmm}^2$$

Koeficient nošenja $k = 1$, če je $i = 1$.
Izbrano število moznikov je 1, zato je $i = 1$.

$$p_{dejanski} < p_{dop}$$

$$p_{dejanski} = 109,607 \text{ Nmm}^2 < p_{dop} = 286,666 \text{ Nmm}^2 \rightarrow \text{USTREZA!}$$

7 DOLOČITEV TOGE GREDNE VEZI

Gredne vezi so strojni elementi, ki jih uporabljamo za zvezo dveh gredi ali drugih elementov pri prenosu vrtilnega momenta.

Za potrebe spojitve kotnega prenosnika KG22-SMR100Ld4 s pastorkom ročnega pogona je bila predvidena standardizirana toga gredna vez oz. torno sklopko z notranjim premerom $\varnothing 30$ iz kataloga proizvajalca BEA INGRANAGGI.

Pri dimenzioniranju grednih vezi izhajamo iz največjega vrtilnega momenta T_{max} , ki ga mora prenašati gredna vez in s katerim so obremenjeni tudi vsi njeni sestavni deli. Največji vrtilni moment je odvisen od nominalnega vrtilnega momenta delovnega stroja T_{nom} in koeficienta obratovanja gredne vezi K_0 , s katerim upoštevamo povečanje nominalnega vrtilnega momenta zaradi masnih pospeškov in pojemkov pri zagonu in zaustavljanju strojev, neenakomernih obremenitev, udarcev itd. Izračunamo po enačbi.

T_{max} = največji vrtilni moment

$T_{nom} = 114,554 \text{ Nm}$; nominalni vrtilni moment delovnega stroja oz. M_2 .

T_{dop}

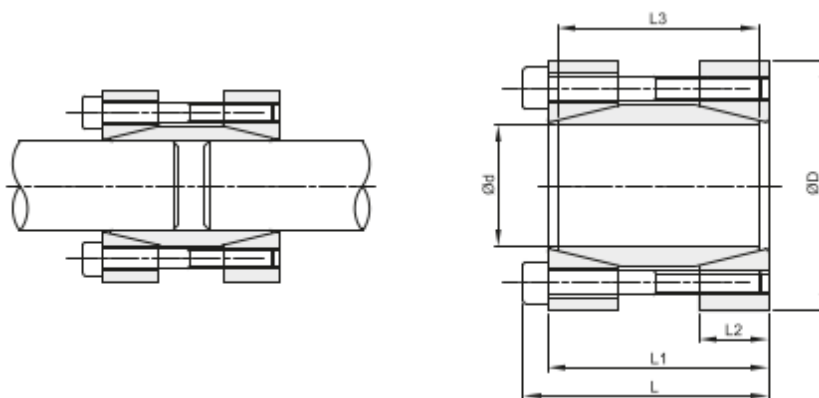
= 473 Nm ; dopustni vrtilni moment gredne vezi po podatkih proizvajalca gredne vezi

K_0

= $1,8$; koeficient obratovanja grednih vezi, tabela 13.3. Srednji zagonski moment, nihanja obratovanja.

$$T_{max} = T_{nom} \times K_0 \leq T_{dop}$$

$$T_{max} = 114,554 \times 1,8 \leq 473 \text{ Nm} \rightarrow 206,197 \text{ Nm} \leq 473 \text{ Nm} \rightarrow \text{USTREZA!}$$



Slika 27: Skica gredne vezi po katalogu proizvajalca
(Vir: Bea Ingranaggi)

d x D mm	codice	L mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	momento torcente Mt Nm	forza assiale F ass. KN	pressione superficiale	viti di serraggio		Kg.	
								albero pw N/mm ²	DIN 912 12,9 N°	coppia di serraggio Ms Nm		
30 x 60	BK095030060	66	60	18,5	54	473	32	115	6	M6x55	17	0,78

Slika 28: Kataloški podatki o gredni vezi
(Vir: Bea Ingranaggi)

8 ZOBNIŠKI KOTNI PRENOSNIK

Zobniška gonila, kamor spada tudi kotni zobniški prenosnik, so sestavljena iz enega ali več zobniških parov, ki so v medsebojnem ubiranju. Zobnik je valjasto ali stožčasto telo, ki ima po obodu zobe. Zobniška gonila so primerna za prenos tako majhnih kot največjih moči z zelo dobrim izkoristkom. Zavzemajo malo prostora, lego zobniškega gonila pa lahko prilagodimo potrebam delovnega stroja. Med slabosti štejemo relativno drago izdelavo in večjo verjetnost hrupna.

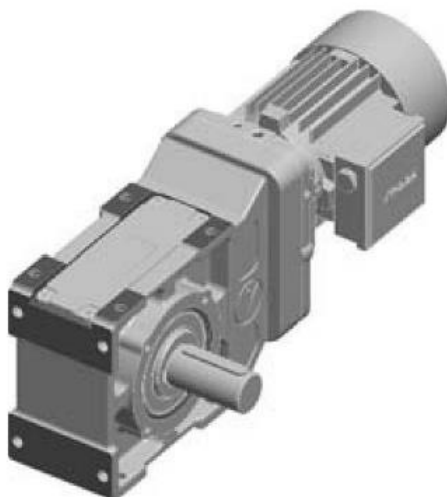
Za potrebe ročnega pogona smo izbrali standardni zobniški kotni prenosnik, ki po svoji velikosti omogoča vgradnjo v obstoječe ohišje zobniškega prenosnika dviga. Kot standardni izdelek je tudi cenovno ugodnejši. Kotno izvedbo smo izbrali zaradi pomanjkanja prostora na mačku dvigala, kjer se zobniški prenosnik dviga nahaja, tako da uporabnik ročnega dviga stoji na zadnji strani zobniškega prenosnika dviga, kjer je na samem mačku dovolj prostora za ročno vrtenje.

Na podlagi vhodne moči, ki je bila ocenjena kot povprečna moč odrasle osebe $P_1 = 0,05 \text{ kW}$, ter prestave $i = 7,07$ smo izračunali, da dobimo na izstopu kotnega

prenosnika $M_2 = 114 \text{ Nm}$. Na podlagi izstopnega momenta smo izbrali zobniški kotni prenosnik, v našem primeru proizvajalca strojna Maribor, KG22 SMR 100Ld4, ki ima nazivni izstopni moment $M_2 = 138 \text{ Nm}$.


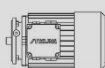

Kotni prenosnik ima vgrajeno samo zaporo vrtenja v nasprotno smer gibanja.

KG...V...



Slika 29: Skica kotnega zobniškega prenosnika KG
(Vir: Strojna Maribor)



P	n_2	M_{t_2}	i	f_B			m	
[kW]	[min ⁻¹]	[Nm]					[kg]	
3								
199	138	7,07	1,13	KG22	SMR	100Ld4	39	412

Slika 30: Kataloški podatki kotnega zobniškega prenosnika KG 22
(Vir: Strojna Maribor)

9 ZAKLJUČEK

Vprašanje je, ali je možno z ročnim pogonom dvigniti 400 t bremena in v kolikšnem času?

Višina dviga dvigala je 53 m. Naročnik je predvidel, da bremena s tal v izrednih razmerah s pomočjo ročnega pogona ne bo treba dvigniti za več kot 3 m od tal.

Zobniški prenosnik RME glavnega 400-tonskega dviga poganja elektromotor moči $P = 50 \text{ kW}$ in poganja I. stopnjo s hitrostjo $n_1 = 999 \text{ min}^{-1}$. RME ima prestavo $i = 1060$. To pomeni, da po 6. stopnjah hitrost na izstopu znaša hitrost $n_2 = 0,942 \text{ min}^{-1}$. Ker ima vrhni boben premer 2 m, to pomeni, da breme potuje s hitrostjo $V = 5,918 \text{ m/min}$. Pod bobnom se nahaja t. i. obešenje, to je sklop različnih vrvenic, ki razbremenijo boben in delujejo kot reduktor. To pomeni, da se zmanjšata moment in hitrost ter poveča čas potovanja vrvi. V našem primeru se hitrost zmanjša za 6-krat na $V = 0,986 \text{ m/min}$. Da dvignemo breme 3 m visoko, potrebujemo $t = 2,958 \text{ min}$.

V primeru, ko RME poganjamo s pomočjo ročnega pogona, poganjamo I. stopnjo z $n_1 = 1,008 \text{ min}^{-1}$. RME ima prestavo $i = 1060$. To pomeni, da po 6. stopnjah hitrost na izstopu znaša $n_2 = 9,509^{-04} \text{ min}^{-1} \rightarrow n_2 = 0,057 \text{ vrtljaja na uro}$. Upoštevajoč premer bobna 2 m to pomeni, da moramo za 3 m višine boben obrniti za 0,477 vrtljaja. Iz tega sledi, da za dvig bremena 3 m visoko potrebujemo $t = 8,368 \text{ ure}$. Na koncu moramo upoštevati še obešanje vrvenic, kar pomeni, da se hitrost za 6-krat zmanjša, posledično pa se poveča čas za 6-krat na $t = 50,208 \text{ ure}$.

Delo bo teklo zelo počasi in bo naporno za ljudi. Za potrebe dviga bremena na višino 3 m bi potrebovali več kot 2 dneva.

Dokazali smo, da je vsaj teoretično možno tolikšno breme premakniti tudi brez odvisnosti od električne energije ali energije iz fosilnih goriv.

LITERATURA

Knjige:

- Cvetaš, F. (1992). Statika. Ljubljana: Tehniška založba Slovenije.
- Flašker, J., Glodež, S., Ren, Z. (2010). *Zobniška gonila*. Ljubljana: Pasadena.
- Okoren, I. (2001). Strojni elementi 1 – Osi, gredi, ležaji. Ljubljana: CDI Univerzum.
- Okoren, I. (2005). Snovanje in konstruiranje 1 – Tabele in diagrami. Ljubljana: CDI Univerzum.
- Okoren, I. (2005). Snovanje in konstruiranje 1 – Zbirka nalog z rešitvami. Ljubljana: CDI Univerzum.

Standardi:

- Standard DIN 6885, Mozniške zveze.
- Standard DIN 509, Žlebovi in izteki.
- Standard DIN 5412, Kotalni ležaji.
- Standard DIN 3967, Tolerance ozobji.
- Standard DIN 743-2, Preračun gredi.

Spletne strani:

The Limits of Human Power (b. l.). Pridobljeno 12. 1. 2020 z naslova <http://www.soltechdesigns.com/>.

Torne sklopke BEA INGRANAGGI. Pridobljeno 12. 1. 2020 z naslova <http://www.beaingranaggi.it/CatalogoBea.pdf>.

Zobniški kotni prenosniki. Pridobljeno 12. 1. 2020 z naslova <http://www.strojna.si/>.

Programska oprema:

Program za risanje strojnih elementov DraftSight CAD 2D Software. Pridobljeno 12. 1. 2020 z naslova <https://www.3ds.com/products-services/draftsight-cad-software/>.

Structural Analysis and Design Software. Pridobljeno 12. 1. 2020 z naslova <https://skyciv.com/>.

PRILOGE

Delavniške risbe:

- Pastorek r. p.
- Zobnik r. p.
- Pastorek I. stopnje zob. prenosnika dviga

Sestavna risba:

- Ročni pogon – sestava