Vitlo za mobilne transportne uređaje

Lesar, Matej

Undergraduate thesis / Završni rad

2018

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://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:688744

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-28**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Matej Lesar

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor: Student:

Prof. dr.sc. Zvonko Herold, dipl. ing. Matej Lesar

Zagreb, 2018.

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

Ovom prilikom želio bih se zahvaliti svima koji su me podržavali tijekom mog preddiplomskog studija i pisanja završnog rada, ponajviše prof. dr. sc. Zvonku Heroldu na mentorstvu te izuzetnoj susretljivosti i korisnim savjetima, asistentu dr. sc. Matiji Hoiću na stalnoj dostupnosti i mnogobrojnim uputama.

Također, zahvaljujem se svojoj obitelji i prijateljima, ponajviše svojim roditeljima bez kojih ništa od ovog ne bi bilo moguće.

Matej Lesar

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Matej Lesar** Mat. br.: 0035197287

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **VITLO ZA MOBILNE TRANSPORTNE UREĐAJE**

Naslov rada na engleskom jeziku: **WINCHES FOR MOBILE TRANSPORT EQUIPMENT**

Opis zadatka:

U radu je potrebno projektirati i konstrukcijski oblikovati vitlo za mobilni transportni uređaj s ugrađenim pogonom i prijenosnikom snage unutar bubnja.

Projektni parametri vitla:

- nosivost: 12 t,
- brzina povlačenja: 0,4 m/s,
- dužina povlačenja: 35 m,
- pogon: hidromotorom.

Rad treba sadržavati:

1. Uvodno razmatranje o vitlima mobilnih transportnih uređaja.
2. Analizu radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja vitala.
3. Nekoliko koncepcijskih rješenja vitala za mobilne transportne uređaje.
4. Izbor optimalne varijante za zadane projektne zahtjeve.
5. Proračun nosive konstrukcije kao i dijelova za pogon i prijenos snage.
6. Konstrukcijsko rješenje za zadane ulazne podatke.
7. Sklopni crtež vitla s potrebnim presjecima i detaljima.
8. Radionički crtež nosive konstrukcije i bubnja u zavareno-vijčanoj izvedbi.

Proračun pisati pregledno s pripadajućim skicama i dijagramima. Konstrukcija treba biti u skladu s važećim normama za transportne uređaje.
Navesti korištenu literaturu i eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:
30. studenog 2017.

Rok predaje rada:
1. rok: 23. veljače 2018.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.
3. rok: 21. rujna 2018.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 26.2. - 2.3. 2018.
2. rok (izvanredni): 2.7. 2018.
3. rok: 24.9. - 28.9. 2018.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ II
POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE V
POPIS OZNAKA VI
Sažetak: VIII
Summary: IX
1. Uvodno razmatranje o vitlima 1
2. Analiza radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja 2
2.1. Vrsta pogona 2
2.2. Vrsta prijenosa snage 5
3. Nekoliko koncepcijskih rješenja 7
3.1. Koncept 1 7
3.2. Koncept 2 7
3.3. Koncept 3 8
3.4. Koncept 4 8
4. Izbor optimalne varijante 9
5. Proračun nosive konstrukcije i izbor standardnih komponenti 10
5.1 Mehanizam za prihvat tereta 10
5.1.1 Dimenzioniranje i izbor užeta 10
5.1.2 Odabir kuke 11
5.2 Mehanizam za dizanje 13
5.2.1 Sklop bubnja 13
5.2.1.1 Osnovne mjere bubnja 14
5.2.1.2 Proračun stijenke bubnja 15
5.2.1.3 Debljina nosive ploče bubnja 17
5.2.1.4 Veza užeta s bubnjem 18
5.2.1.5 Proračun oslonca 19
5.2.1.6 Odabir ležaja bubnja 21
5.2.1.7 Proračun pričvrsnih vijaka vitla 23
5.2.2 Odabir motora za dizanje 25
5.2.2.1 Snaga hidrauličkog motora 25
6. ZAKLJUČAK 29
7. LITERATURA 30
8. PRILOZI 31

POPIS SLIKA

Slika 1. Hidrauličko vitlo 1
Slika 2. Električno vitlo 2
Slika 3. Kompaktna izvedba električnog vitla 3
Slika 4. Hidrauličko vitlo s direktnim pogonom 3
Slika 5. Hidrauličko vitlo s planetarnim reduktorom 4
Slika 6. Hidrauličko vitlo s prirubnim planetarnim reduktorom 4
Slika 7. Vitlo s planetarnim prijenosnikom 5
Slika 8. Planetarni prijenosnik 5
Slika 9. Vitlo s pužnim prijenosnikom 6
Slika 10. Pužni prijenosnik 6
Slika 11. Prikaz koncepta 1 7
Slika 12. Prikaz koncepta 2 7
Slika 13. Prikaz koncepta 3 8
Slika 14. Prikaz koncepta 4 8
Slika 15. Prikaz izabranog rješenja 9
Slika 16. Uže Warrington 6x19 10
Slika 17. Kuka HSW-19/20 11
Slika 18. Škopac 12
Slika 19. Užetna veza 13
Slika 20. Sklop bubnja 13
Slika 21. Standardna cijev 14
Slika 22. Osnovne mjere i profil žlijeba 14
Slika 23. Naprezanje elementa stijenke bubnja 16
Slika 24. Veza užeta s bubnjem 18
Slika 25. Opterećenje u vertikalnoj ravnini 19
Slika 26. Opterećenje u horizontalnoj ravnini 20
Slika 27. Specifikacije ležaja 22
Slika 28. Shema proračuna uslijed prevrtanja 23
Slika 29. Shema opterećenja uslijed pomaka 24
Slika 30. Odabrani reduktor 26
Slika 31. Specifikacije reduktora 27
Slika 32. Hidraulički motor – A2FE 80 27
Slika 33. Specifikacije motora 28

POPIS TABLICA

Tablica 1. Tehničke karakteristike kuke 11
Tablica 2. Tehničke karakteristike škopca 12

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

ML - 1 - 00	Vitlo
ML - 1 - 01	Sklop bubnja
ML - 1 - 02	Sklop nosive konstrukcije 1
ML - 1 - 03	Sklop nosive konstrukcije 2

POPIS OZNAKA

Latinične oznake:

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis oznake
A_j	mm^2	Površina jezgre vijka
c_p	/	Koeficijent pregibanja užeta
C	N	Dopušteno dinamičko opterećenje ležaja
C_0	N	Dopušteno statičko opterećenje ležaja
C_1	N	Dinamičko opterećenje ležaja
d	mm	Promjer užeta
d_{min}	mm	Minimalan potreban promjer glavine
D_b	mm	Promjer bubnja
f	/	Faktor ispune užeta
F	N	Sila u užetu
F_{BH}	N	Sila u osloncu B u horizontalnoj ravnini
F_{BV}	N	Sila u osloncu B u vertikalnoj ravnini
F_B	N	Sila u osloncu B
F_n	N	Normalna sila u vijku
F_L	N	Računska sila loma
F_{sv}	N	Sila u vijku uslijed prevrtanja
F_{tv}	N	Sila u vijku uslijed trenja
F_v	N	Sila u vijku
g	m/s^2	Gravitacijska konstanta
H	mm	Dužina povlačenja
i_k	/	Prijenosni omjer koloturnika
I_y	mm^4	Moment inercije presjeka nosača
l_b	mm	Ukupna dužina bubnja
l_r	mm	Radna dužina bubnja
M_f	Nmm	Moment savijanja
n_m	min^{-1}	Broj okretaja u minuti
p	N/mm^2	Površinski pritisak
Q	kg	Masa tereta

Q_t	t	Masa tereta u tonama
R_e	N/mm^2	Granica tečenja
R_m	N/mm^2	Vlačna čvrstoća
s	mm	Debljina nosivog lima
S	/	Faktor sigurnosti
s_0	/	Statički faktor sigurnosti ležaja
v_{diz}	m/min	Brzina dizanja tereta
v_n	/	Nazivni faktor sigurnosti
w	mm	Progib
W	mm^3	Moment otpora presjeka
W_b	mm^3	Moment otpora presjeka bubnja
z	/	Broj vijaka

Grčke oznake:

Oznaka	**Mjerna jedinica**	**Opis oznake**
δ	mm	Debljina stijenke bubnja
μ	/	Faktor trenja
η_B	/	Stupanj djelovanja bubnja
η_u	/	Stupanj djelovanja koloturnika
η_R	/	Stupanj djelovanja reduktora
σ_{dop}	N/mm^2	Dopušteno naprezanje
σ_f	N/mm^2	Savojno naprezanje
σ_{fDN}	N/mm^2	Dopušteno savojno dinamičko izmjenično naprezanje
σ_φ	N/mm^2	Cirkularno naprezanje
σ_{max}	N/mm^2	Maksimalno naprezanje
σ_x	N/mm^2	Naprezanje u smjeru osi x

Sažetak:

U ovom završnom radu su ukratko razmotrene vrste vitla, njihov način rada te osnovne karakteristike. Nakon uvodnog razmatranja prikazano je nekoliko koncepcijskih rješenja te je na temelju zadanih uvjeta odabrano najbolje rješenje. Potom je napravljen proračun i odabir standardnih komponenata mehanizma za dizanje i prihvat tereta. Nakon njih slijedi proračun čvrstoće odabranih komponenata nosive konstrukcije. Na kraju je odabran hidraulički motor i prijenosnik snage. CAD modeli i tehnička dokumentacija izrađeni su u programskom paketu SolidWorks. Tehnička dokumentacija se sastoji od sklopnog crteža vitla i radioničkih crteža nosive konstrukcije i bubnja.

Ključne riječi: vitlo, planetarni prijenosnik, hidromotor

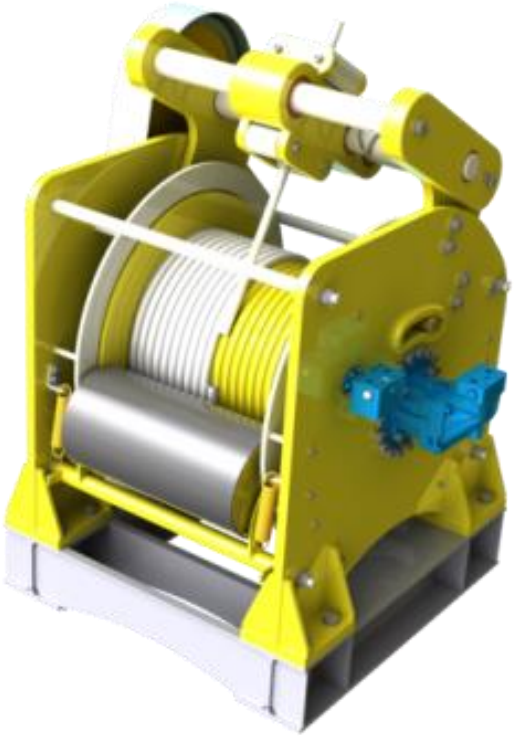
Summary:

This final thesis takes a look at various types of winches, their modes of operation and basic features. After an introduction, several conceptual solutions are depicted, as well as the selected solution. This is followed by a calculation and the selection of standard components of a load-lifting mechanism. What comes next is the calculation of the strength of the selected components of the supporting structure. Finally, a hydraulic motor and transmission have been selected. CAD models and the technical documentation have been made with the SolidWorks software. The technical documentation consists of a conceptual design of the winch and a manufacturing sheet of the supporting structure and the drum.

Key words: winch, planetary gear, hydraulic motor

1. Uvodno razmatranje o vitlima

Dizalice su jednostavni mehanizmi ili naprave za dizanje tereta. Kao oblik transportne tehnike, ubrajaju se u unutrašnji transport ili dobavnu tehniku. Dobavna tehnika definirana je kao premještanje robe u proizvoljnom smjeru i na ograničenim udaljenostima. Dobavni postupci mogu se obavljati prekidno i neprekidno, a dizalice se ubrajaju u skupinu prekidne ili povremene dobave, što znači da se dobava odvija u radnim ciklusima.



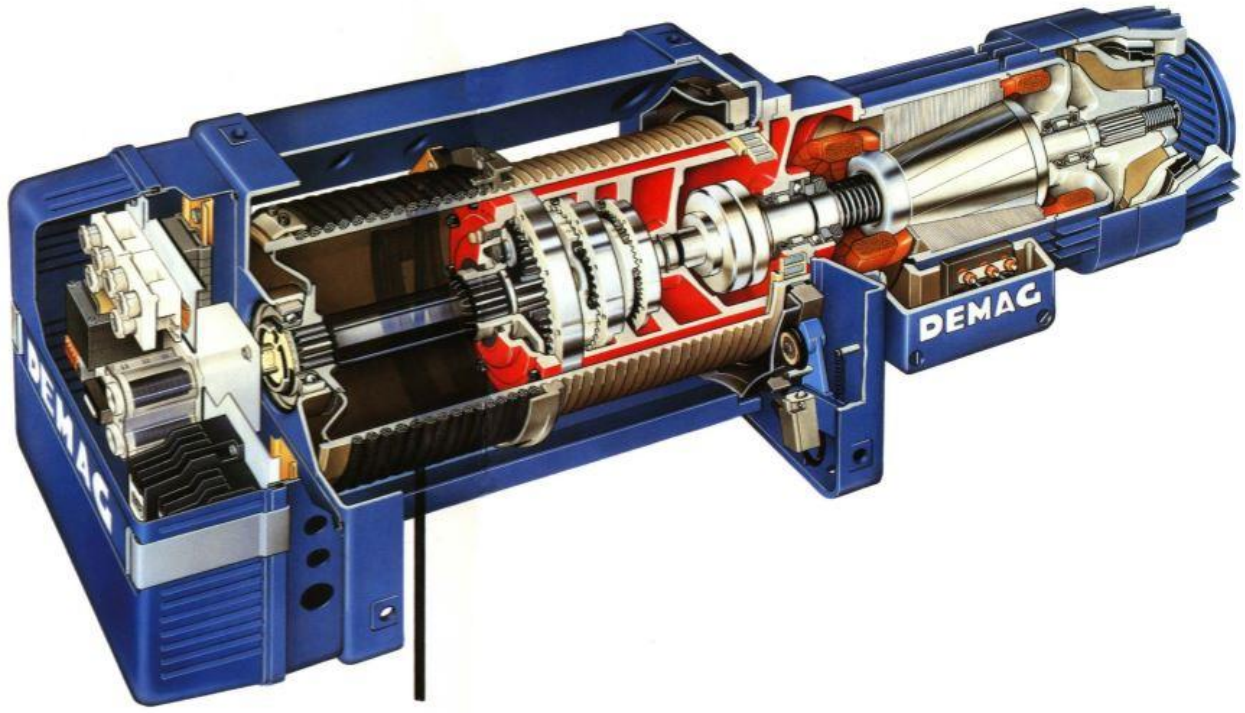
Slika 1. Hidrauličko vitlo

Vitla se ubrajaju u skupinu dizalica te se definiraju kao mehanički uređaji koji se koriste za namatanje užadi. Njihov dizajn se kreće u rasponu od malih i jednostavnih, rukom pokretanih, pa sve do masivnih hidrauličkih. Vitla imaju široku primjenu, koriste se u pomorskim djelatnostima (osobito jedrenju), građevini, automobilskoj industriji, itd. Vitla se sastoje od bubnja za namatanje užadi, pogona i prijenosnika snage. Između pogonskog motora vitla i bubnja za namatanje užeta uklopljen je zupčasti ili pužni reduktor. Što je veći prijenosni omjer, manja je izlazna brzina, ali je veći izlazni okretni moment.

2. Analiza radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja

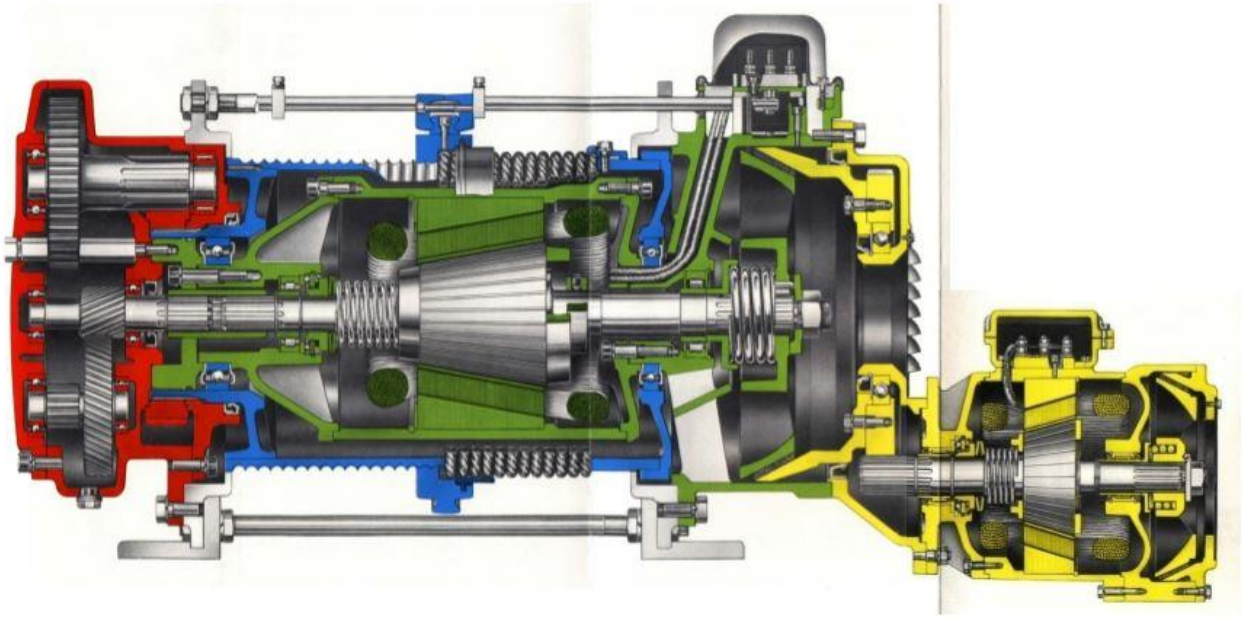
2.1. Vrsta pogona

Prema vrsti pogona, najčešće izvedbe vitla su vitlo sa električnim pogonom i vitlo sa hidrauličkim pogonom. Električni pogon najviše je u uporabi za prenosila i dizala zbog sljedećih prednosti pred drugim vrstama pogona: jednostavan privod energije, velika sigurnost u pogonu, neprestana spremnost za rad, mogućnost velikog preopterećenja tokom kratkog vremena, velika ekonomičnost, lako održavanje, dimenzije i težine elektromotora su malene. Također, pokretanje, regulacija i reverziranje motora te daljinsko upravljanje, jednostavno je i može se lako provesti. Nedostaci električnog pogona su: velika brzina vrtnje pogonskog elektromotora i to što je vezan na kontaktnu mrežu ili kabele. Velike brzine motora zahtijevaju prijenosnike s velikim prijenosnim omjerima, s kojima rastu i gubici.



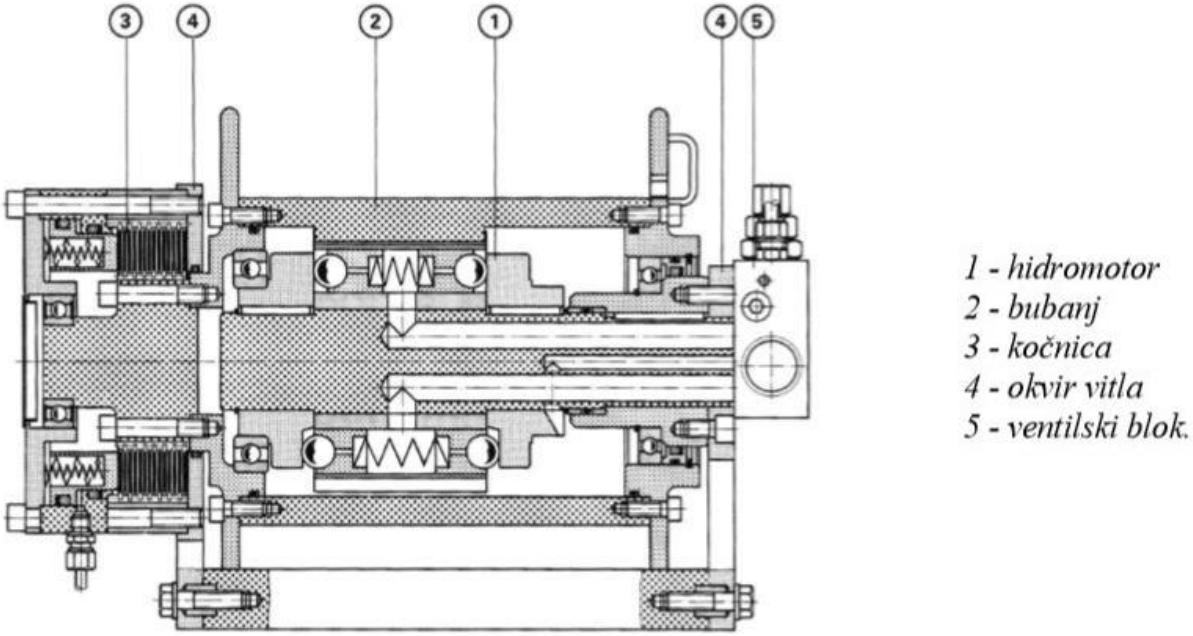
Slika 2. Električno vitlo

Prema načinu izvedbe moguća su razna konstrukcijska rješenja pa je tako moguća izvedba s pogonom i prijenosom snage unutar bubnja, prijenosom snage unutar bubnja te pogonom izvan bubnja ili je moguće rješenje da su i prijenosnik i pogon izvan bubnja.

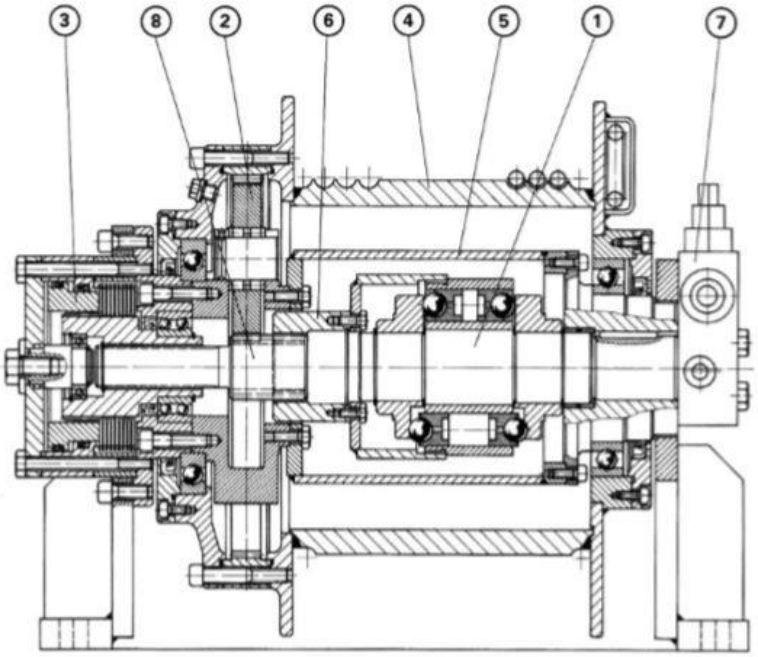


Slika 3. Kompaktna izvedba električnog vitla

Prednosti uljnog hidrauličkog pogona su jednostavnije upravljanje, dobra i kontinuirana regulacija, mekani rad, znatno manje mase u pokretu. Područje primjene pogona s hidrauličkim motorom je praktički istovjetno s područjem primjene pojedinačnog elektromotornog pogona. Stoga se ovaj pogon radi u slučajevima kada već spomenute prednosti hidrauličnog pogona dolaze do punog izražaja. Kao i kod električnog pogona, i kod hidrauličkog su moguće različite konstrukcijske izvedbe.



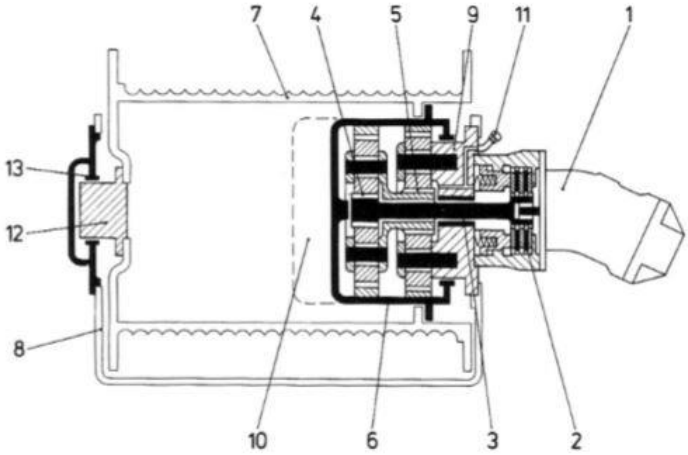
Slika 4. Hidrauličko vitlo s direktnim pogonom



1 - hidromotor
2 - planetarni reduktor
3 - kočnica
4 - bubanj
5 - kućište hidromotora
6 - spojka
7 - ventilski blok
8 - centralni zupčanik

Slika 5. Hidrauličko vitlo s planetarnim reduktorom

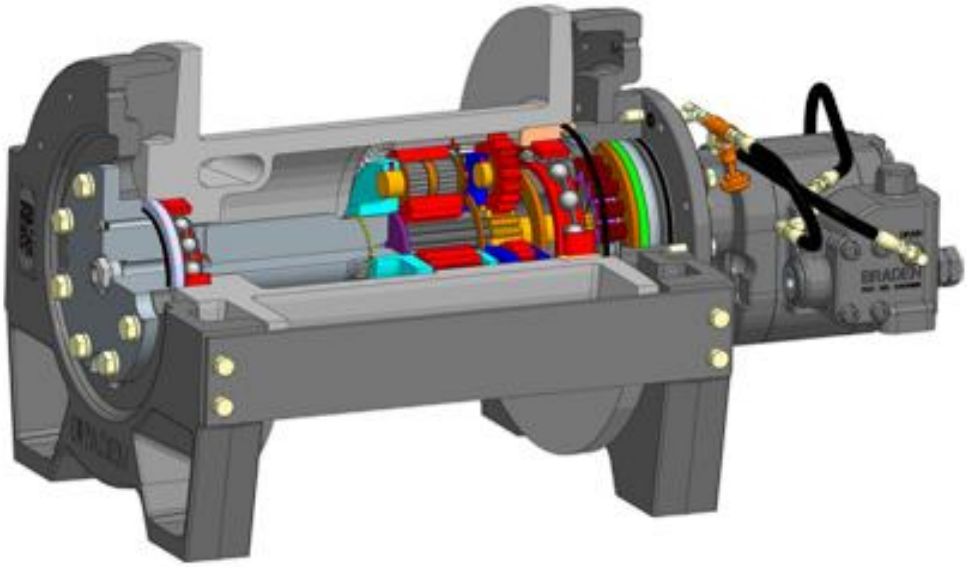
1 - hidromotor;
2 - kočnica;
3 - pogonsko vratilo;
4, 5 - slogovi planetarnog reduktora;
6 - kućište reduktora (okreće se s bubnjem);
7 - bubanj;
8 - okvir vitla;
9 - vodilica sloga 5, nepomična;
10 - dodatni slog reduktora;
11 - dovod, odvod ulja;
12, 13 - poluosovina bubnja i ležaj.



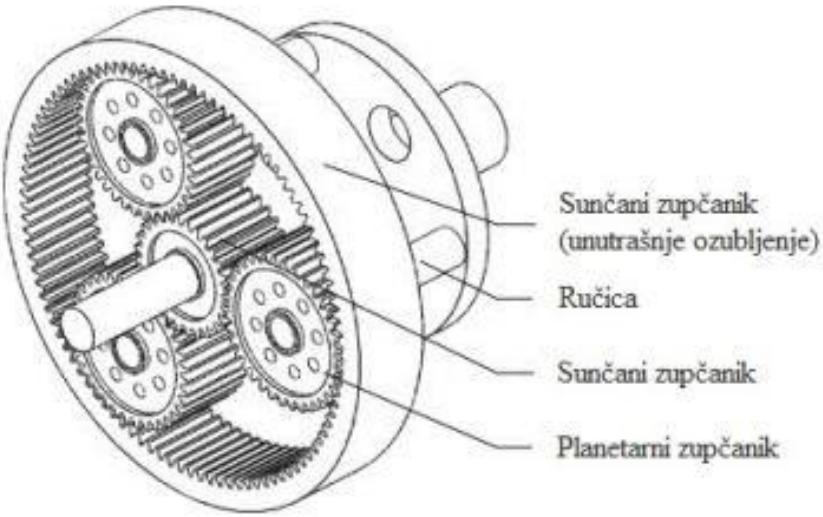
Slika 6. Hidrauličko vitlo s prirubnim planetarnim reduktorom

2.2. Vrsta prijenosa snage

Prema vrsti prijenosa vitla se izvode s planetarnim prijenosnicima i pužnim prijenosnicima. Planetarni prijenosnici su najčešći te pružaju čvrstoću i gladak rad. Planetarni prijenosnici imaju iskoristivost od otprilike 65% te imaju sklonost odvrtanju te je zbog toga potreban kočni mehanizam.

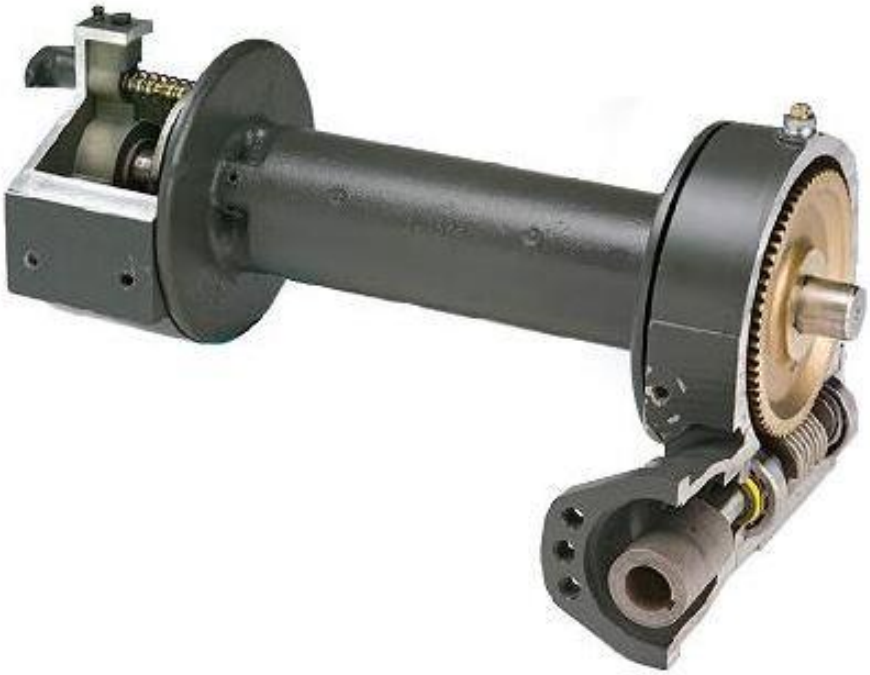


Slika 7. Vitlo s planetarnim prijenosnikom



Slika 8. Planetarni prijenosnik

Pužni prijenosnik ima učinkovitost od 35-40%. To uzrokuje da vitlo samo koči čak i pod teškim teretima. Pužni prijenosnici nude najveći prijenosni omjer, vrlo visoku pouzdanost i općenito sporiju brzinu vrtnje.



Slika 9. Vitlo s pužnim prijenosnikom

Slika 10. Pužni prijenosnik

3. Nekoliko koncepcijskih rješenja

3.1. Koncept 1

Ovaj koncept je proizvod tvrtke Degra. Koncept 1 je hidraulično vitlo s planetarnim prijenosnikom unutar bubnja. Također dolazi opremljeno i sa pritisnim valjkom koji služi za pravilno namatanje užeta. Vitlo je nosivosti 12 tona te se koristi za užad veće duljine. Bubanj je gladak te se namatanje odvija u više slojeva.

Slika 11. Prikaz koncepta 1

3.2. Koncept 2

Ovo vitlo tvrtke Ruibiao ima električni pogon te je nosivosti 32 tone. Opremljeno je elektromotorom snage 55 kW, glatkim bubnjem za višeslojno namatanje te četverostupanjskim reduktorom koji se nalazi pored bubnja.

Slika 12. Prikaz koncepta 2

3.3. Koncept 3

Kod ovog proizvoda, tvrtke Vohoboo, specifično je to što koristi prijenosni omjer, odnosno užnicu, za smanjenje opterećenja. Vitlo je električnog pogona, namatanje se odvija na ožljebljeni bubanj u jednom sloju. Nosivosti je 20 tona te je moguće namatanje užeta u duljini od 30 metara.

Slika 13. Prikaz koncepta 3

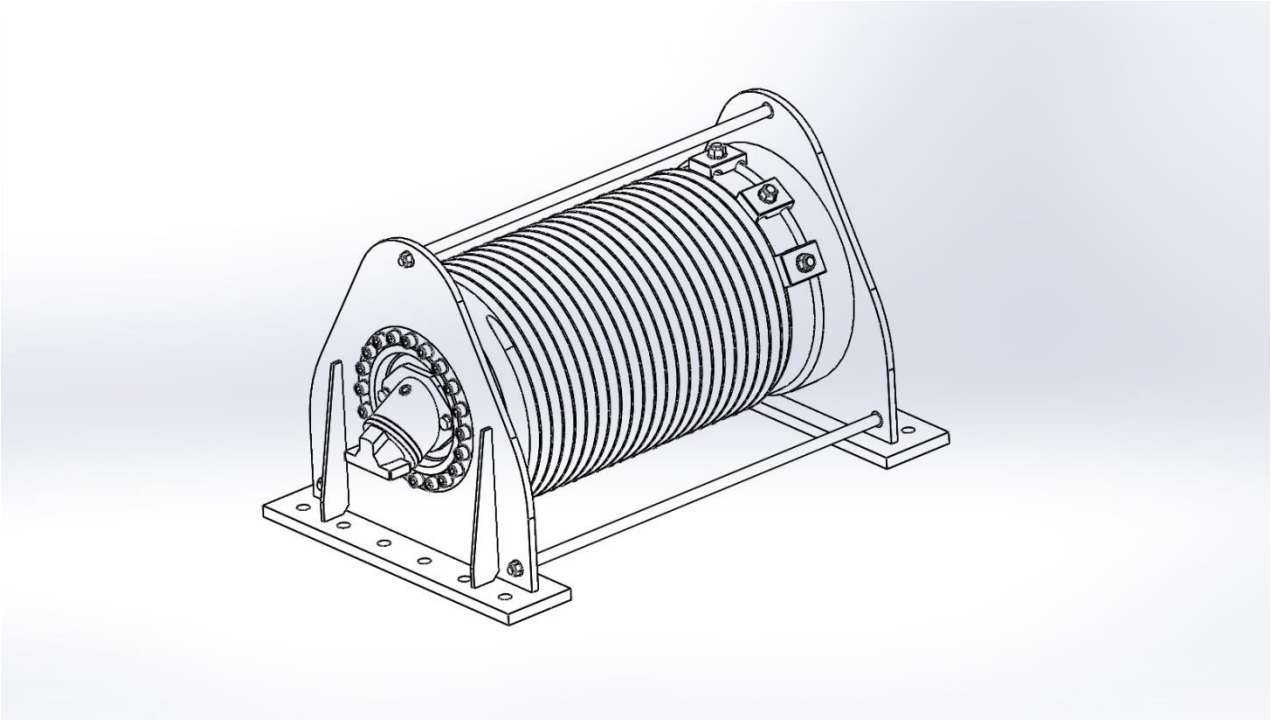
3.4. Koncept 4

Koncept 4 je hidraulično vitlo tvrtke Superwinch. Nosivosti je 13 tona te za prijenos snage koristi dvostupanjski planetarni prijenosnik. Posebnost ovog proizvoda je što je prijenosnik s bubnjom povezan prirubničkom vezom.

Slika 14. Prikaz koncepta 4

4. Izbor optimalne varijante

Od 4 prikazana koncepta, koncept 1 jedini zadovoljava tražene zahtjeve, a to su da vitlo ima ugrađeni pogon i prijenosnik snage unutar bubnja. Sama izvedba koncepta 1 ne može se u potpunosti prenijeti na rješenje ovog završnog zadatka, zbog toga što se namatanje užeta obavlja na glatkom bubnju u više slojeva. Glatki bubanj primjenjuje se za sporedne svrhe i pri višeslojnom namatanju užeta velike dužine. Jedan od projektnih parametara je dužina povlačenja u iznosu od 35 metara. Višeslojno namatanje užeta koristi se za veće dužine užeta, obično za dužine veće od 50 m. Iz koncepta 4 je preuzet način izvedbe bubnja, a to je ožljebljeni bubanj i namatanje u jednom sloju. Žlijebovi čuvaju uže i osiguravaju jednakomjerno namatanje užeta. Pogon hidrauličkim motorom je zadan, dok će se za prijenos snage koristiti višestupanjski planetarni prijenosnik.



Slika 15. Prikaz izabranog rješenja

5. Proračun nosive konstrukcije i izbor standardnih komponenti

5.1 Mehanizam za prihvat tereta

5.1.1 Dimenzioniranje i izbor užeta

Maksimalna sila u užetu iznosi:

$$F = \frac{Q \cdot g}{i_k \cdot \eta_u} = \frac{12000 \cdot 9{,}81}{1 \cdot 1} = 117720 \text{ N} \tag{5.1}$$

Računska sila loma iznosi:

$$F_L = S \cdot F = 4{,}5 \cdot 117720 = 529740 \text{ N} \tag{5.2}$$

gdje je faktor sigurnosti S = 4,5, prema [1], str. 101. za pogonsku grupu 2m.

Promjer užeta iznosi:

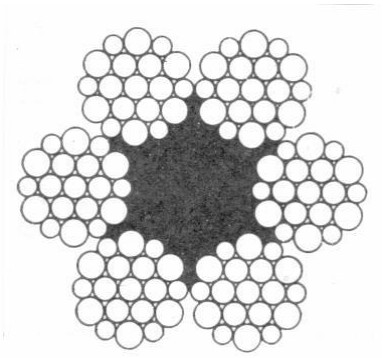
$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_L}{f \cdot \pi \cdot R_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 529740}{0{,}49 \cdot \pi \cdot 1570}} = 29{,}61 \text{ mm} \tag{5.3}$$

gdje je faktor ispune f = 0,49 za paralelno pleteno uže Warrington 6x19 DIN 3059, a lomna čvrstoća žice R_m = 1570 N/mm^2 , prema [1], str. 102.

Odabran je normirani promjer užeta $d = 32$ mm

Oznaka užeta:

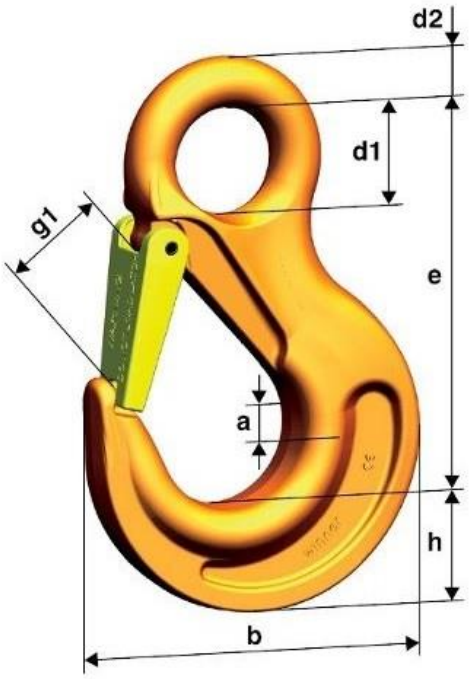
32 6×19 W – VJ – g1570 sZ



Slika 16. Uže Warrington 6x19

5.1.2 Odabir kuke

Kuka se odabire prema nosivosti koju predlaže proizvođač. Potrebna nosivost kuke iznosi 12 tona. Odabrana je okasta kuka HSW-19/20 proizvođača Pewag.



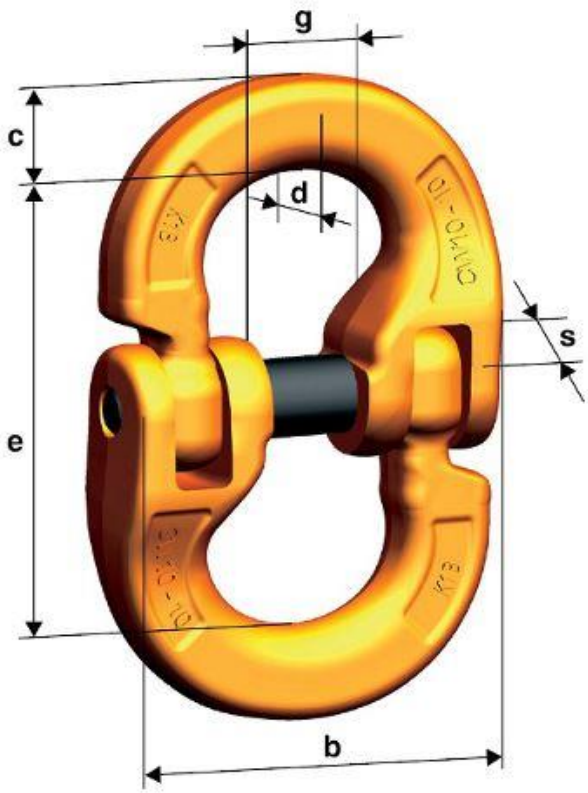
Slika 17. Kuka HSW-19/20

Tablica 1. Tehničke karakteristike kuke

TEHNIČKE KARAKTERISTIKE	
Nosivost (Working Load Limit)	16 000 kg
Teret pri kojem dolazi do puknuća kuke (Minimum Breaking Load)	64 000 kg
Faktor sigurnosti	4
e	205 mm
h	55 mm
a	48 mm
d_1	55 mm
d_2	27 mm
g_1	53 mm
b	178 mm
Masa	5,8 kg

Odabrana okasta kuka je nosivosti 16 000 kg te na sebi ima osiguravajuću polugu koja sprječava slučajno ispadanje tereta iz kuke.

Za povezivanje užeta i kuke koristi se škopac koji se izabire prema nosivosti okaste kuke. Izabran je škopac CW 19/20 istog proizvođača kao i okasta kuka.

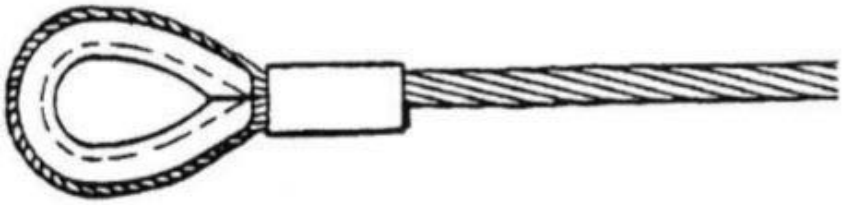


Slika 18. Škopac

Tablica 2. Tehničke karakteristike škopca

TEHNIČKE KARAKTERISTIKE	
Nosivost (Working Load Limit)	16 000 kg
Teret pri kojem dolazi do puknuća škopca (Minimum Breaking Load)	64 000 kg
Faktor sigurnosti	4
e	115 mm
c	30 mm
s	35 mm
d	25 mm
b	118 mm
g	42 mm
Masa	2,4 kg

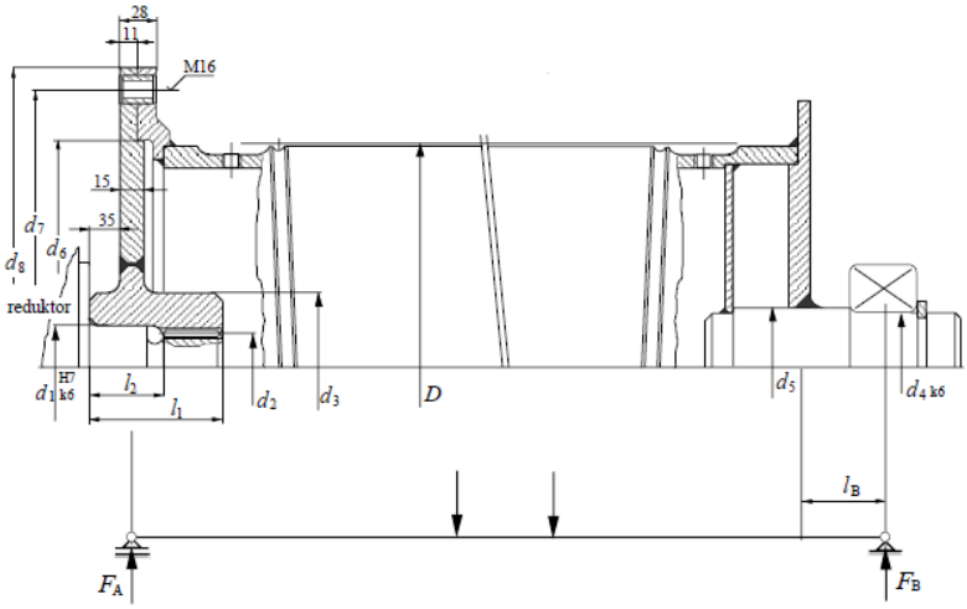
Spoj užeta i škopca izveden je preko užetne veze. Prema preporuci proizvođača užetna veza je izvedena prema normi DIN 3093.



Slika 19. Užetna veza

5.2 Mehanizam za dizanje

5.2.1 Sklop bubnja



Slika 20. Sklop bubnja

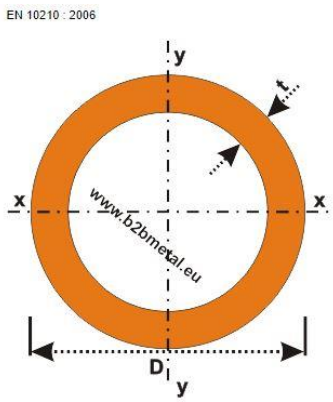
5.2.1.1 Osnovne mjere bubnja

Promjer bubnja određuje se prema:

$$D_b \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot c_p \cdot d = 18 \cdot 1 \cdot 32 = 576 \text{ mm} \tag{5.4}$$

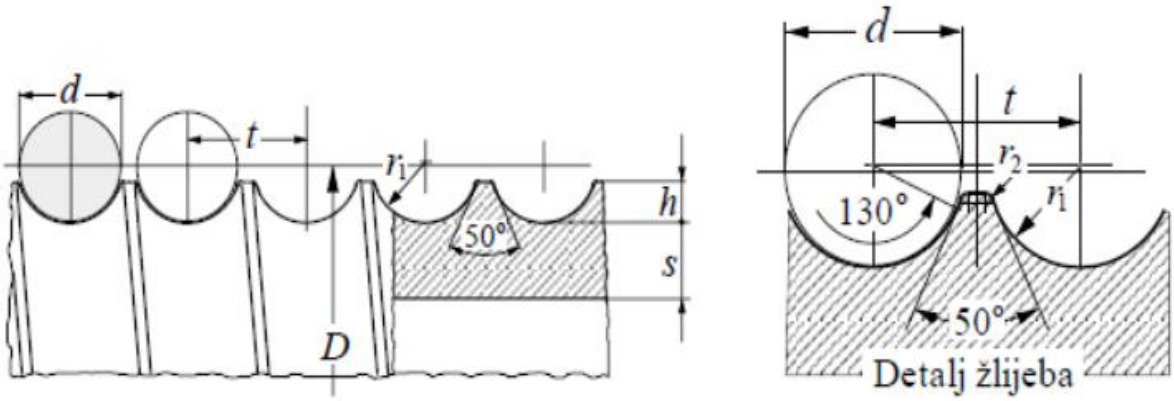
gdje je $\left(\frac{D}{d}\right)_{min} = 18$ minimalni dozvoljeni odnos za pogonsku grupu 2_m i $c_p = 1$ koeficijent pregibanja užeta prema [1], str. 103.

Odabrana je čelična bešavna cijev $D_b = 610$ mm, $\delta = 40$ mm, prema [3], str. 490.



Slika 21. Standardna cijev

Dimenzije profila žlijeba:



Slika 22. Osnovne mjere i profil žlijeba

$$0{,}375 \cdot d \leq h \leq 0{,}4 \cdot d \tag{5.5}$$

$$2{,}625 \leq h \leq 2{,}8$$

$$0{,}375 \cdot d \leq h \leq 0{,}4 \cdot d$$

$$h = 12{,}4 \text{ mm}$$

$$r_1 = 0{,}53 \cdot d = 0{,}53 \cdot 32 = 16{,}961 \approx 17 \text{ mm} \tag{5.6}$$

$$t \cong 1{,}15 \cdot d = 1{,}15 \cdot 32 = 36{,}8 \text{ mm} \tag{5.7}$$

$$r_2 = 1{,}3 \text{ mm, za promjer užeta 32 mm.} \tag{5.8}$$

Radna dužina bubnja određuje se prema:

$$l_r = \left(\frac{p_k \cdot H}{D_b \cdot \pi}\right) \cdot t = \left(\frac{1 \cdot 35000}{610 \cdot \pi}\right) \cdot 36{,}8 = 672{,}1 \text{ mm} \tag{5.9}$$

gdje je $H = 35$ m dužina povlačenja tereta.

Ukupna dužina dvoužetnog bubnja određuje se prema:

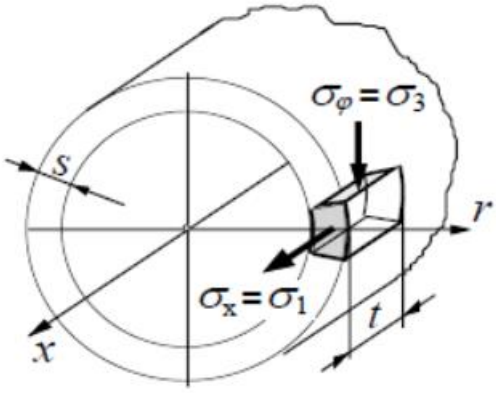
$$l_b \cong \frac{p_k \cdot H}{D_b \cdot \pi} \cdot t + 10 \cdot d + 30 = \frac{1 \cdot 35000}{610 \cdot \pi} \cdot 36{,}8 + 10 \cdot 32 + 30 = 1022{,}1 \text{ mm} \tag{5.10}$$

Odabrana je duljina bubnja l_b = 1100 mm.

5.2.1.2 Proračun stijenke bubnja

Debljina stijenke bubnja iznosi:

$$s = \delta - h = 40 - 12{,}4 = 27{,}6 \text{ mm} \tag{5.11}$$



Slika 23. Naprezanje elementa stijenke bubnja

Cirkularno (tlačno) naprezanje:

$$\sigma_{\varphi} = -0{,}5\frac{F}{t \cdot s} = -0{,}5 \cdot \frac{117720}{36{,}8 \cdot 27{,}6} = -57{,}95\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} < \sigma_{\varphi\mathrm{dop}} = 100\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \tag{5.12}$$

ZADOVOLJAVA

Normalno naprezanje od lokalnog savijanja stijenke na mjestu namatanja:

$$\sigma_x = 0{,}96 \cdot F \cdot \sqrt{\frac{1}{D_b \cdot s^3}} = 0{,}96 \cdot 117720 \cdot \sqrt{\frac{1}{610 \cdot 27{,}6^3}} = 31{,}56\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} < \sigma_{\mathrm{xdop}} = 50\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \tag{5.13}$$

ZADOVOLJAVA

Naprezanje uslijed savijanja bubnja je najveće kad se uže opterećeno maksimalnim teretom namata na sredini bubnja.

Stoga maksimalni moment savijanja iznosi:

$$M_{max} = F \cdot \frac{l_b}{2} = 117720 \cdot \frac{1100}{2} = 64746000\ \mathrm{Nmm} \tag{5.14}$$

Moment otpora poprečnog presjeka bubnja iznosi:

$W_b = 9585000 \text{ mm}^3$

Najveće naprezanje uslijed savijanja:

$$\sigma_\varphi = \frac{M_{max}}{W_b} = \frac{64746000}{9585000} = 6{,}75 \ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{\varphi dop} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \tag{5.15}$$

ZADOVOLJAVA

Maksimalni progib bubnja određuje se prema:

$$w_{max} = \frac{F \cdot l_b^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = \frac{117720 \cdot 1100^3}{48 \cdot 210000 \cdot 2923000000} = 5{,}3179 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \tag{5.16}$$

Gdje je I_y aksijalni moment tromosti:

$I_y = 2923000000 \text{ mm}^4$

5.2.1.3 Debljina nosive ploče bubnja

Debljina ploče iznosi:

$$w \geq \sqrt{1{,}44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{D_1}{D_b}\right) \cdot \frac{F_h}{\sigma_{dop}}} = \sqrt{1{,}44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{112}{610}\right) \cdot \frac{11772}{100}} = 12{,}2 \text{ mm} \tag{5.17}$$

gdje je vanjski promjer osovine $D_1 = 112$ mm.

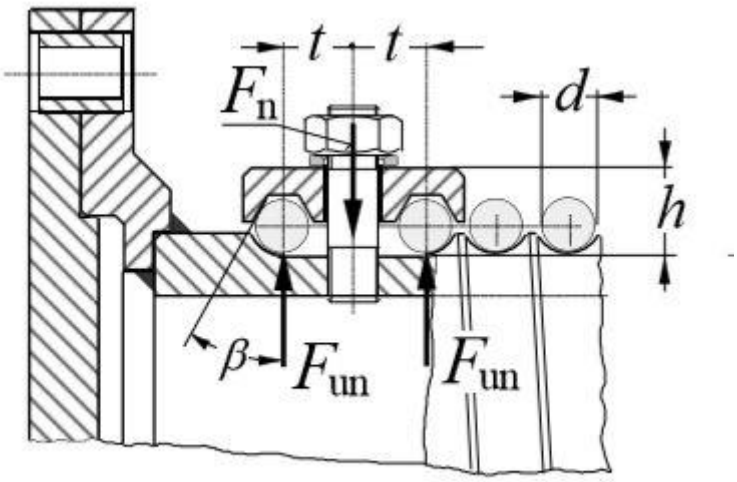
$$F_h = 0{,}1 \cdot F = 2477{,}272 \text{ N} \tag{5.18}$$

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \tag{5.19}$$

.

Odabrano je $w = 15$ mm.

5.2.1.4 Veza užeta s bubnjem



Slika 24. Veza užeta s bubnjem

Kod najnižeg položaja kuke trebaju na bubnju ostati još dva navoja užeta, ne računajući navoje koji služe za pričvršćenje.

Odabrani su vijci M24 (kvalitete 10.9, površine jezgre $A_j = 325\ \mathrm{mm}^2$, $d_1 = 20{,}752$ mm), prema [3], str. 413.

Potrebna normalna sila u jednom vijku iznosi:

$$F_n = 0{,}8 \cdot F = 0{,}8 \cdot 117720 = 94176\ \mathrm{N} \tag{5.20}$$

Broj vijaka određuje se prema:

$$z \geq \frac{F_n}{\sigma_{dop}} \cdot \left(\frac{1{,}3}{A_j} + \frac{32 \cdot \mu \cdot h}{\pi \cdot d_1^3}\right) = \frac{94176}{360} \cdot \left(\frac{1{,}3}{325} + \frac{32 \cdot 0{,}1 \cdot 64}{\pi \cdot 20{,}752^3}\right) = 2{,}95 \tag{5.21}$$

gdje je $h = 2 \cdot d = 2 \cdot 32 = 64$ mm visina koju vijak probija

.

Dopušteno naprezanje:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{900}{2{,}5} = 360\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \tag{5.22}$$

Odabrano je $z = 3$ vijka.

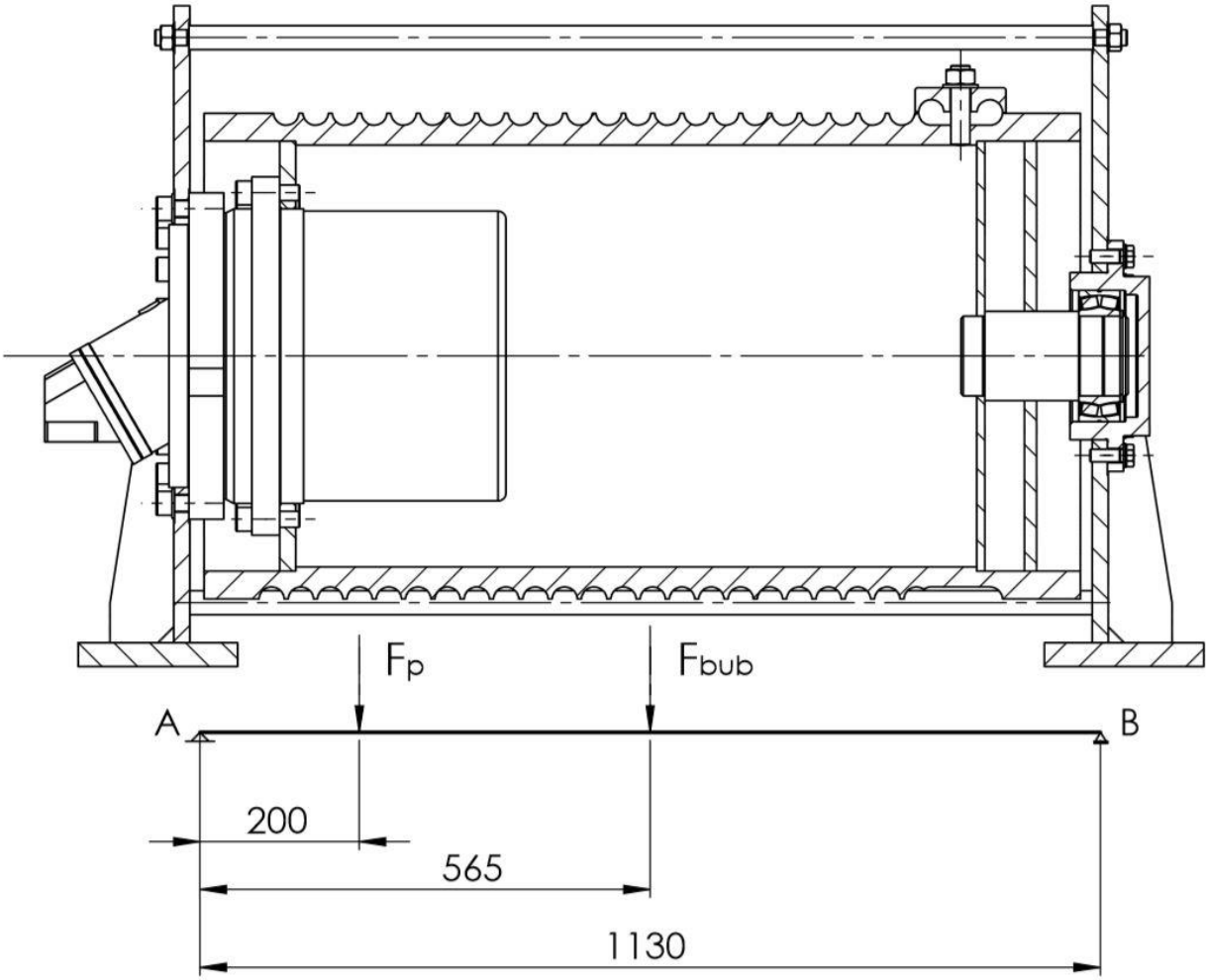
Vijci se stavljaju po obodu bubnja na razmaku:

$$l_V \geq 5 \cdot d = 5 \cdot 32 = 160\ \mathrm{mm} \tag{5.23}$$

5.2.1.5 Proračun oslonca

Za proračun oslonca uzima se najgori slučaj, odnosno kada je sila u užetu najbliže osloncu.

VERTIKALNA RAVNINA



Slika 25. Opterećenje u vertikalnoj ravnini

Gdje su F_p i F_{bub} :

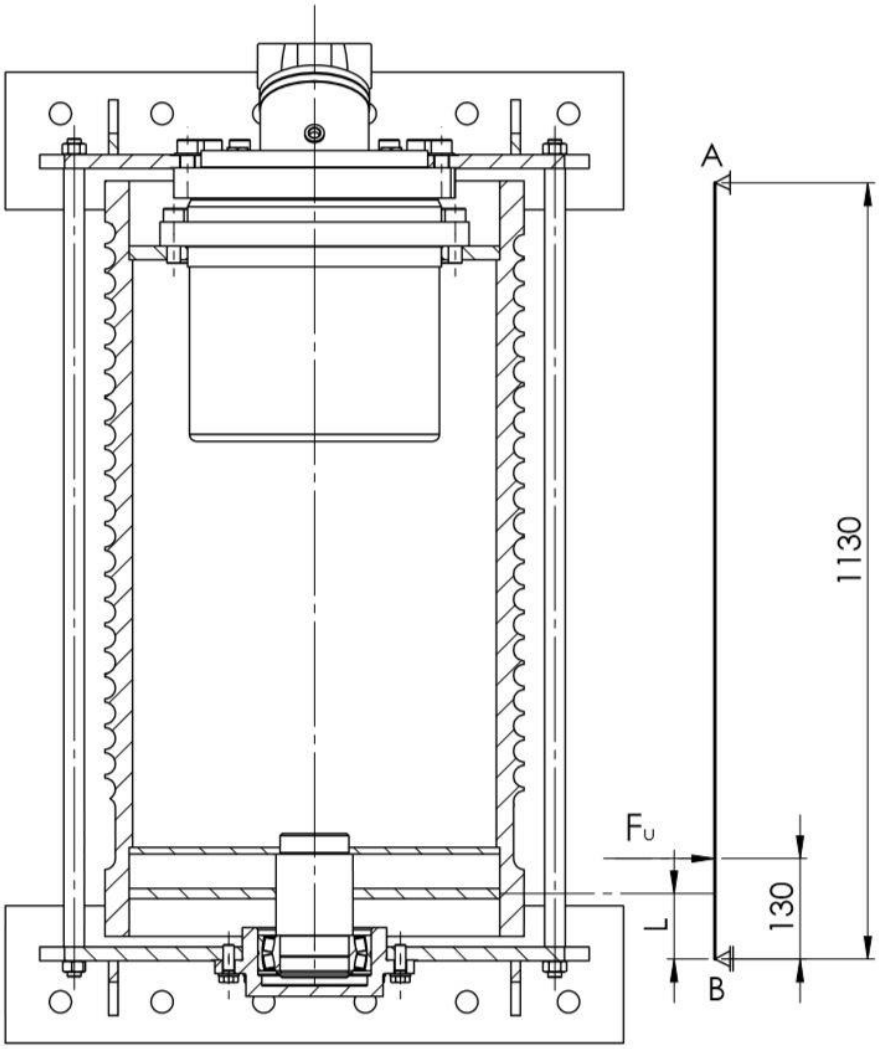
$$F_p = 9{,}81 \cdot (m_{reduktora} + m_{motora}) = 9{,}81 \cdot (230 + 23) = 2481{,}93 \text{ N} \tag{5.24}$$

$$F_{bub} = 9{,}81 \cdot m_{bubnja} = 9{,}81 \cdot 530 = 5199{,}3 \text{ N} \tag{5.25}$$

Reaktivna sila oslonca B u vertikalnoj ravnini iznosi:

$$F_{Bv} = \left(F_p \cdot 200 + F_{bub} \cdot 565\right) \cdot \frac{1}{1130} = (2481{,}93 \cdot 200 + 5199{,}3 \cdot 565) \cdot \frac{1}{1130} = 3038{,}93 \text{ N} \tag{5.26}$$

HORIZONTALNA RAVNINA



Slika 26. Opterećenje u horizontalnoj ravnini

Gdje je F_u sila u užetu:

$$F_u = 9{,}81 \cdot Q = 9{,}81 \cdot 12000 = 117720 \text{ N} \tag{5.27}$$

Reaktivna sila u osloncu B u horizontalnoj ravnini iznosi:

$$F_{Bh} = F_u \cdot \frac{1000}{1130} = 104176{,}99 \text{ N} \tag{5.28}$$

Ukupna sila u osloncu B iznosi:

$$F_B = \sqrt{F_{Bh}^2 + F_{Bv}^2} = \sqrt{104176{,}99^2 + 3038{,}93^2} = 104221{,}3 \text{ N} \tag{5.29}$$

Provjera čvrstoće osovine, kod oslonca B, promjera $d_o = 112$ mm:

$$\sigma_d = \frac{F_B \cdot L}{\frac{\pi \cdot {d_o}^3}{32}} \tag{5.30}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_B \cdot L}{\pi \cdot \sigma_d}}$$

Gdje je $L = 80$ mm (slika 25.), dok je $\sigma_d = 75\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$ prema [2].

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 104221{,}3 \cdot 80}{\pi \cdot 75}} = 104{,}23\ \mathrm{mm} < d_o = 112\ \mathrm{mm}$$

ZADOVOLJAVA

5.2.1.6 Odabir ležaja bubnja

Za odabir ležaja bubnja koristi se prethodno izračunata sila F_B.

Odabran je samopodesivi dvoredni bačvasti ležaj tvrtke *SKF*.

$$C_1 = F_B \cdot \left(\frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10hmin}}{10^6}\right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 104221{,}3 \cdot \left(\frac{60 \cdot 76{,}39 \cdot 6000}{10^6}\right)^{\frac{3}{10}} \tag{5.31}$$

Gdje je n_m:

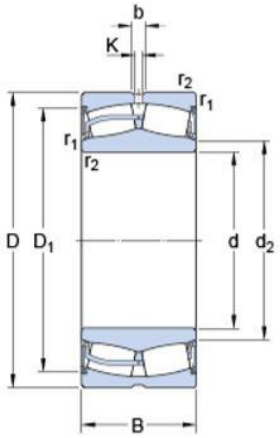
$$n_m = \frac{v_{diz}}{D_1 \cdot \pi} = \frac{24}{0{,}1 \cdot \pi} = 76{,}39\ \mathrm{min}^{-1} \tag{5.32}$$

$$C_1 = 281681{,}41\ \mathrm{N} < C = 386\ \mathrm{kN} \tag{5.33}$$

23120-2RS5/VT143

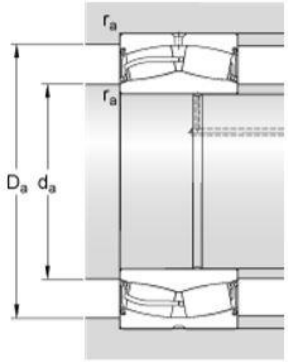
Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d		100	mm
D		165	mm
B		52	mm
d_2		112	mm
D_1		149	mm
b		6	mm
K		3	mm
$r_{1,2}$	min.	2	mm

Abutment dimensions



d_a	min.	111	mm
d_a	max.	112	mm
D_a	max.	154	mm
r_a	max.	2	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	386	kN
Basic static load rating	C_0	490	kN
Fatigue load limit	P_u	53	kN
Limiting speed		1700	r/min
Calculation factor	e	0.27	
Calculation factor	Y_1	2.5	
Calculation factor	Y_2	3.7	
Calculation factor	Y_0	2.5	

Mass

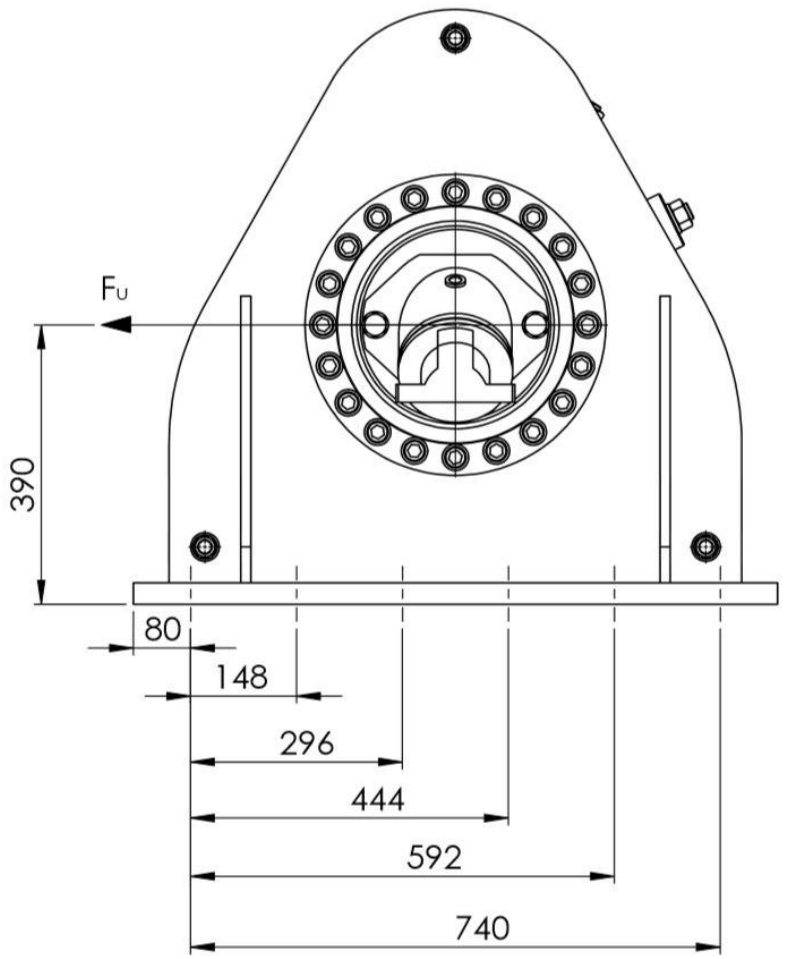
Mass bearing	4.55	kg

Slika 27. Specifikacije ležaja

5.2.1.7 Proračun pričvrsnih vijaka vitla

Proračun pričvrsnih vijaka provodi se prema sili u užetu koja može izazvati prevrtanje ili pomak cijelog vitla u smjeru sile.

PREVRTANJE



Slika 28. Shema proračuna uslijed prevrtanja

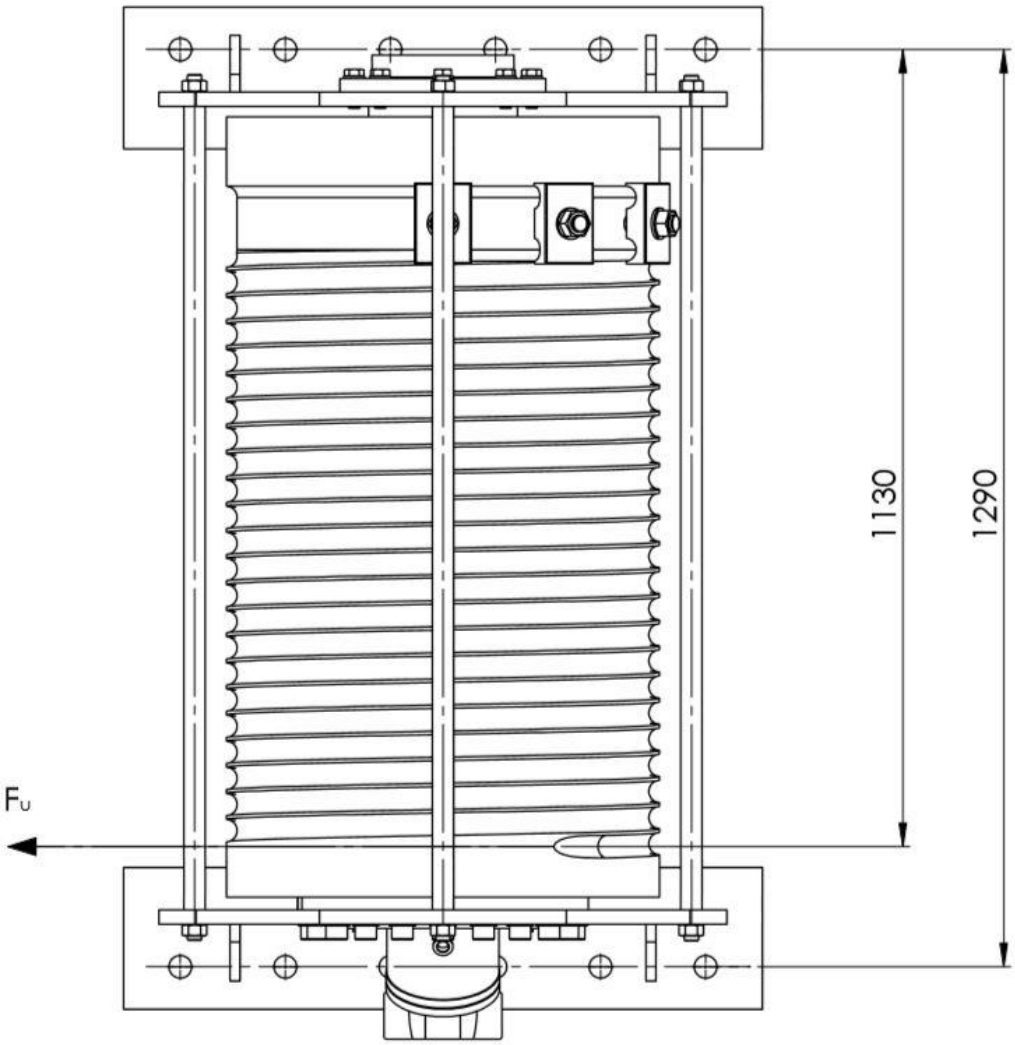
Sila u vijcima uslijed prevrtanja iznosi:

$$F_{sv} = \frac{F_u \cdot l}{\sum h_i^2} h_{max} \tag{5.34}$$

Gdje je F_u sila u užetu, l visina na kojoj djeluje sila u užetu te h_i udaljenosti vijaka od prvog vijka u čijoj ravnini leži zamišljena linija prevrtanja.

$$F_{sv} = \frac{117720 \cdot 390}{2 \cdot 148^2 + 2 \cdot 296^2 + 2 \cdot 444^2 + 2 \cdot 592^2 + 2 \cdot 740^2} \cdot 740 = 14100,37 \text{ N}$$

POMAK



Slika 29. Shema opterećenja uslijed pomaka

Sila u vijcima uslijed pomaka:

$$F_{tv} = \frac{F_u \cdot \frac{1130}{1290}}{n \cdot \mu} \tag{5.35}$$

Gdje je F_u sila u užetu, n broj vijaka te μ faktor trenja.

$$F_{tv} = \frac{117720 \cdot \frac{1130}{1290}}{6 \cdot 0{,}1} = 171865{,}12 \text{ N}$$

Pa je ukupan iznos sile u jednom vijku:

$$F_v = F_{sv} + F_{tv} = 14100{,}37 + 171865{,}12 = 185965{,}49 \text{ N} \tag{5.36}$$

Odabrana je kvaliteta vijaka 10.9 pa je prema tome dopušteno naprezanje:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{900}{2{,}5} = 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \tag{5.37}$$

Potreban poprečni presjek vijka iznosi:

$$A_j \geq \frac{F_v}{\sigma_{dop}} = \frac{185965{,}49}{360} = 516{,}57 \text{ mm}^2 \tag{5.38}$$

Odabrani su vijci M30 ($A_j = 519 \text{ mm}^2$), prema [3].

5.2.2 Odabir motora za dizanje

5.2.2.1 Snaga hidrauličkog motora

Potrebna snaga hidrauličkog motora za dizanje određuje se iz izraza:

$$P_{povl} = \frac{Q \cdot v_{povl}}{\eta_{uk}} = \frac{12000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}4}{0{,}931} = 50577{,}87 \text{ W} \tag{5.39}$$

$$v_{povl} = 0{,}4 \ \frac{\text{m}}{\text{s}} \tag{5.40}$$

$$\eta_{uk} = \eta_R \cdot \eta_B = 0{,}95 \cdot 0{,}98 = 0{,}931 \tag{5.41}$$

Gdje je $\eta_R = 0{,}95$ stupanj djelovanja reduktora, $\eta_B = 0{,}98$ stupanj djelovanja bubnja.

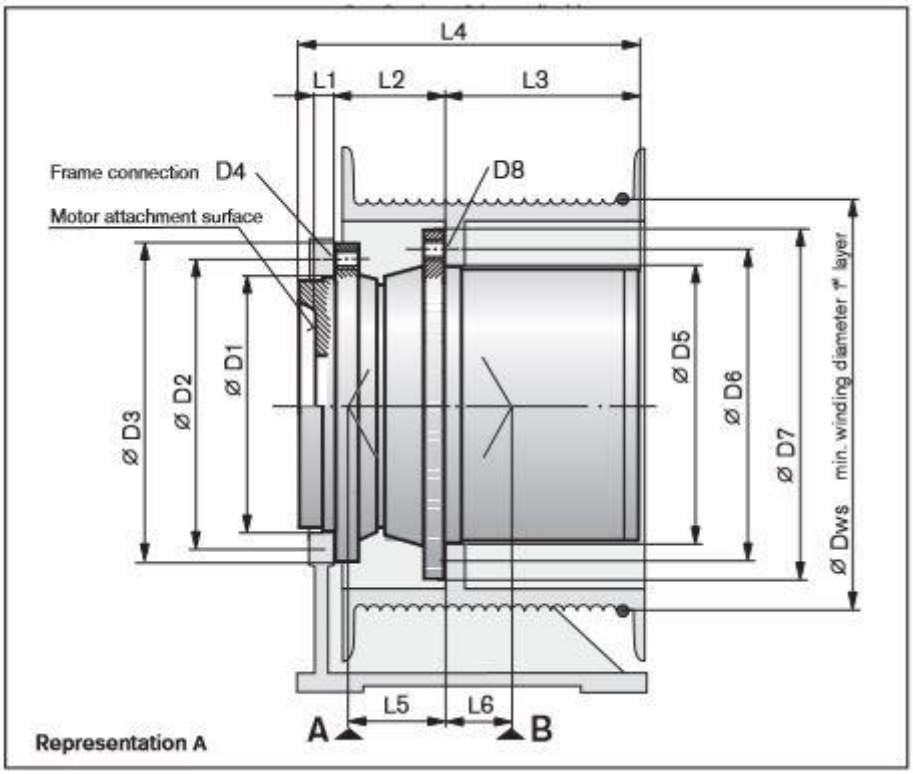
$$v_b = v_{povl} = 0{,}4 \ \frac{\text{m}}{\text{s}} \tag{5.42}$$

$$\omega_b = \frac{v_b}{r_b} = \frac{0{,}4}{0{,}305} = 1{,}3114\,\frac{\text{rad}}{\text{s}} \tag{5.43}$$

Izlazni moment na reduktoru:

$$M_{povl} = \frac{P_{povl}}{\omega_b} = \frac{50577{,}87}{1{,}3114} = 38567{,}84\ \text{Nm} \tag{5.44}$$

Prema izlaznom momentu na reduktoru odabran je reduktor GFT 0060 W3 4000 tvrtke Rexroth, maksimalnog izlaznog momenta 42500 Nm.



Slika 30. Odabrani reduktor

Technical Data

Type/Design GFT-W	Output Torque $T_{2\,max.}$ Nm	Cable Pull max. kN	Transmission Ratio i	Braking Torque $T_{Br\,max.}$ Nm	Hydraulic Motor
GFT 0036 W3 2000/1	26000	118	67.0 • 79.4 • 99.1 • 115.0 • 138.8	680	A6VE 55/A2FE 45 • 56 • 63
GFT 0036 W3 2000/2	26000	118	67.0 • 79.4 • 99.1 • 115.0 • 138.8	680	A6VE 80/A2FE 80 • 90
GFT 0036 W3 4000/1	26000	118	67.0 • 79.4 • 99.1 • 115.0 • 138.8	680	A6VE 55/A2FE 45 • 56 • 63
GFT 0036 W3 4000/2	26000	118	67.0 • 79.4 • 99.1 • 115.0 • 138.8	680	A6VE 80/A2FE 80 • 90
GFT 0040 W2 2000/1	27000	108	35.9 • 41.0 • 48.3 • 59.1	1080	A6VE 80 • 107 /A2FE 80 • 90
GFT 0040 W2 2000/2	27000	108	35.9 • 41.0 • 48.3 • 59.1	1080	A6VE 107 • 160 /A2FE 107 • 125
GFT 0040 W2 4000/1	27000	108	35.9 • 41.0 • 48.3 • 59.1	1080	A6VE 80 • 107 /A2FE 80 • 90
GFT 0040 W2 4000/2	27000	108	35.9 • 41.0 • 48.3 • 59.1	1080	A6VE 107 • 160 /A2FE 107 • 125
GFT 0050 W3 2000/1	37500	150	84.2 • 91.1 • 99.8 • 125.6 • 146.4	800	A6VE 80 • 107 /A2FE 80 • 90
GFT 0050 W3 2000/2	37500	150	84.2 • 91.1 • 99.8 • 125.6 • 146.4	800	A6VE 107 • 160 /A2FE 107 • 125
GFT 0050 W3 4000/1	37500	150	84.2 • 91.1 • 99.8 • 125.6 • 146.4	800	A6VE 80 • 107 /A2FE 80 • 90
GFT 0050 W3 4000/2	37500	150	84.2 • 91.1 • 99.8 • 125.6 • 146.4	800	A6VE 107 • 160 /A2FE 107 • 125
GFT 0060 W3 2000	42500	164	86.5•94.8•105.5•119.8•139.9•169.9	720	A6VE 80 • 107 /A2FE 80 • 90
GFT 0060 W3 4000	42500	164	86.5•94.8•105.5•119.8•139.9•169.9	720	A6VE 80 • 107 /A2FE 80 • 90
GFT 0060 W3 6000	42500	164	63.8 • 86.5 • 94.8	1620	A6VM 107 • 160 • 200 • 250/ A2FM 107•125•160•180•200•250
GFT 0060 W3 8000	42500	164	63.8 • 86.5 • 94.8	1620	A6VM 107 • 160 • 200 • 250/ A2FM 107•125•160•180•200•250

Slika 31. Specifikacije reduktora

Odabir hidrauličkog motora nije rađen, kako je to uobičajeno, prema potrebnoj snazi nego je preuzet prijedog proizvođača reduktora koji za ovaj reduktor također odabire i njihove motore. Konkretno, odabran je motor A2FE 80.

Slika 32. Hidraulički motor – A2FE 80

Technical data

Table of values (theoretical values, without efficiency and tolerances; values rounded)

Size	NG		28	32	45	56	63	80
Displacement geometric, per revolution	V_g	cm^3	28.1	32	45.6	56.1	63	80.4
Speed maximum[1]	n_{nom}	rpm	6300	6300	5600	5000	5000	4500
	n_{max}[2]	rpm	6900	6900	6200	5500	5500	5000
Input flow[3] at n_{nom} and V_g	q_V	L/min	177	202	255	281	315	362
Torque[4] at V_g and $\Delta p = 350$ bar	T	Nm	157	178	254	313	351	448
$\Delta p = 400$ bar	T	Nm	179	204	290	357	401	512
Rotary stiffness	c	kNm/rad	2.93	3.12	4.18	5.94	6.25	8.73
Moment of inertia for rotary group	J_{GR}	kgm^2	0.0012	0.0012	0.0024	0.0042	0.0042	0.0072
Maximum angular acceleration	α	rad/s^2	6500	6500	14600	7500	7500	6000
Case volume	V	L	0.20	0.20	0.33	0.45	0.45	0.55
Mass (approx.)	m	kg	10.5	10.5	15	18	19	23

Size	NG		63	80	80[4]	80	90	107	107
Drive shaft	ø	mm	35	35	35	40	40	40	45
Maximum radial force[1] at distance a (from shaft collar)	$F_{q\,max}$	kN	9.1	11.6	11.1	11.4	11.4	13.6	14.1
	a	mm	18	20	20	20	20	20	20
with permissible torque	T_{max}	Nm	401	512	488	512	573	679	679
≙ permissible pressure Δp	Δp_{perm}	bar	400	400	380	400	400	400	400
Maximum axial force[2]	$+F_{ax\,max}$	N	800	1000	1000	1000	1000	1250	1250
	$-F_{ax\,max}$	N	0	0	0	0	0	0	0
Permissible axial force per bar operating pressure	$\pm F_{ax\,perm/bar}$	N/bar	8.7	10.6	10.6	10.6	10.6	12.9	12.9

Slika 33. Specifikacije motora

6. ZAKLJUČAK

U ovom završnom radu, prema prikazanom proračanu, konstruirano je vitlo s pogonom i prijenosom snage unutar bubnja. Hidromotor, kao pogonski uređaj, i planetarni prijenosnik, kao prijenosnik snage, izabrani su iz kataloga proizvođača Rexroth. Namatanje na bubanj je izvedeno kao jednoslojno te je bubanj ožljebljen, iz razloga jer žlijebovi čuvaju uže i osiguravaju jednakomjerno namatanje užeta. Nosiva konstrukcija vitla izvedena je iz dva dijela koji se sastoje od međusobno zavarenih nosivih ploča i donje ploče, a krutost je povećana rebrima. Proračuni debljine nosivih ploča i donje ploče nisu rađeni nego one odgovaraju debljini vijaka reduktora, odnosno pričvrsnih vijaka donje ploče. Dvodijelna nosiva konstrukcija povezana je s 3 odstojna vijka koji dodatno učvršćuju nosivu konstrukciju. Bubanj je za nosivu konstrukciju s jedne strane povezan prirubničkom vezom na reduktor, dok je s druge strane uležišten preko dvorednog samopodesivog ležaja koji dozvoljava mala kutna odstupanja, odnosno omogućava blagi progib bubnja, a da ne dođe do oštećenja ležaja. Za uže je korišteno čelično prameno pleteno uže Warrington a kraj užeta povezan je s kukom preko škopca. Za kuku je odabrana okasta kuka tvrtke Pewag nosivosti 16 tona.

7. LITERATURA

[1] Ščap, D.: Transportni uređaji – podloge uz predavanja, FSB, Zagreb, 2004.

[2] Ščap, D.: Prenosila i dizala – podloga za konstrukciju i proračun, FSB, Zagreb, 1990.

[3] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga, Zagreb 1997.

[4] www.skf.com

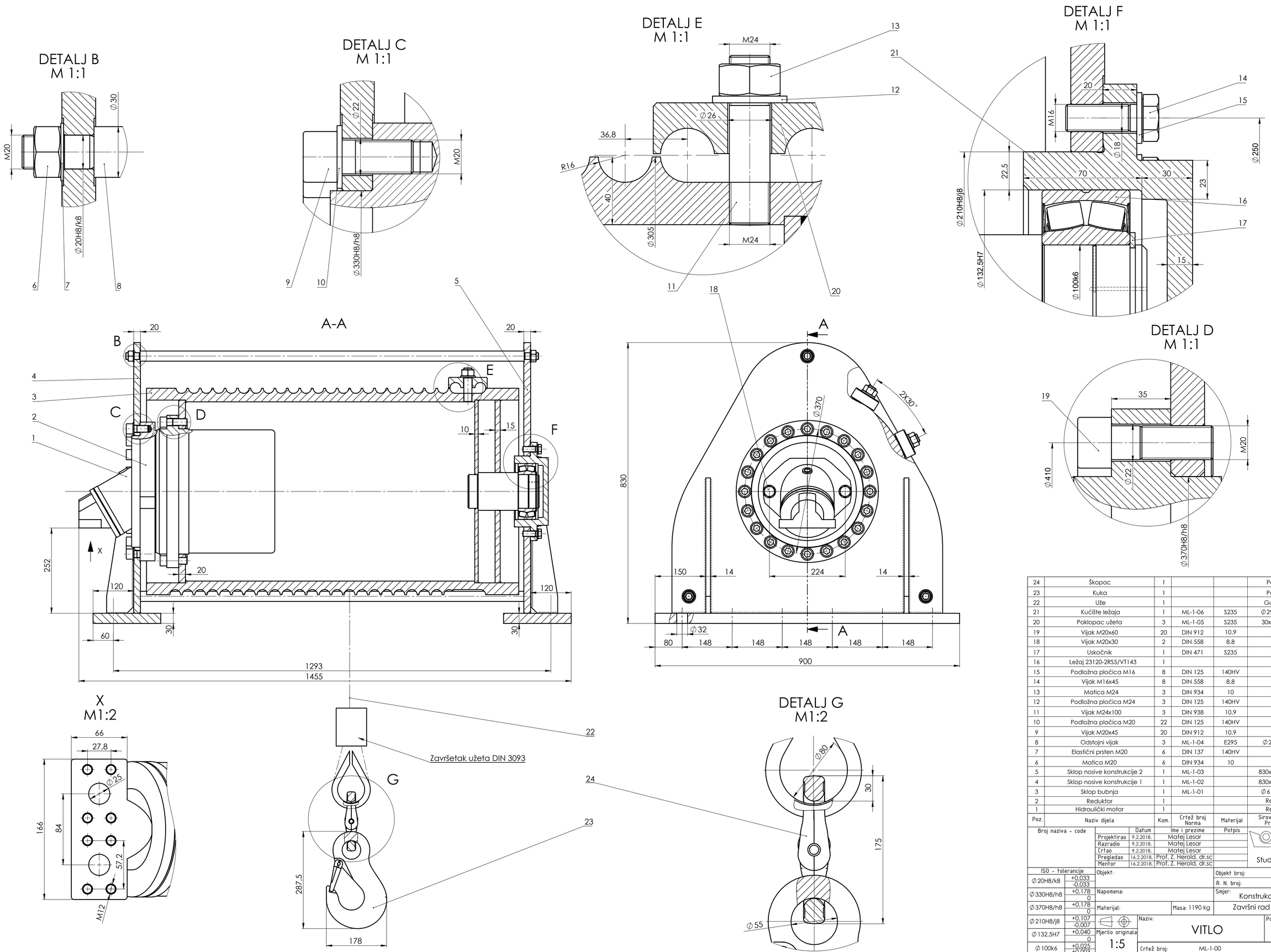
[5] Decker, K.-H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.

[6] www.pewag.com

8. PRILOZI

I. CD-R disc

II. Tehnička dokumentacija



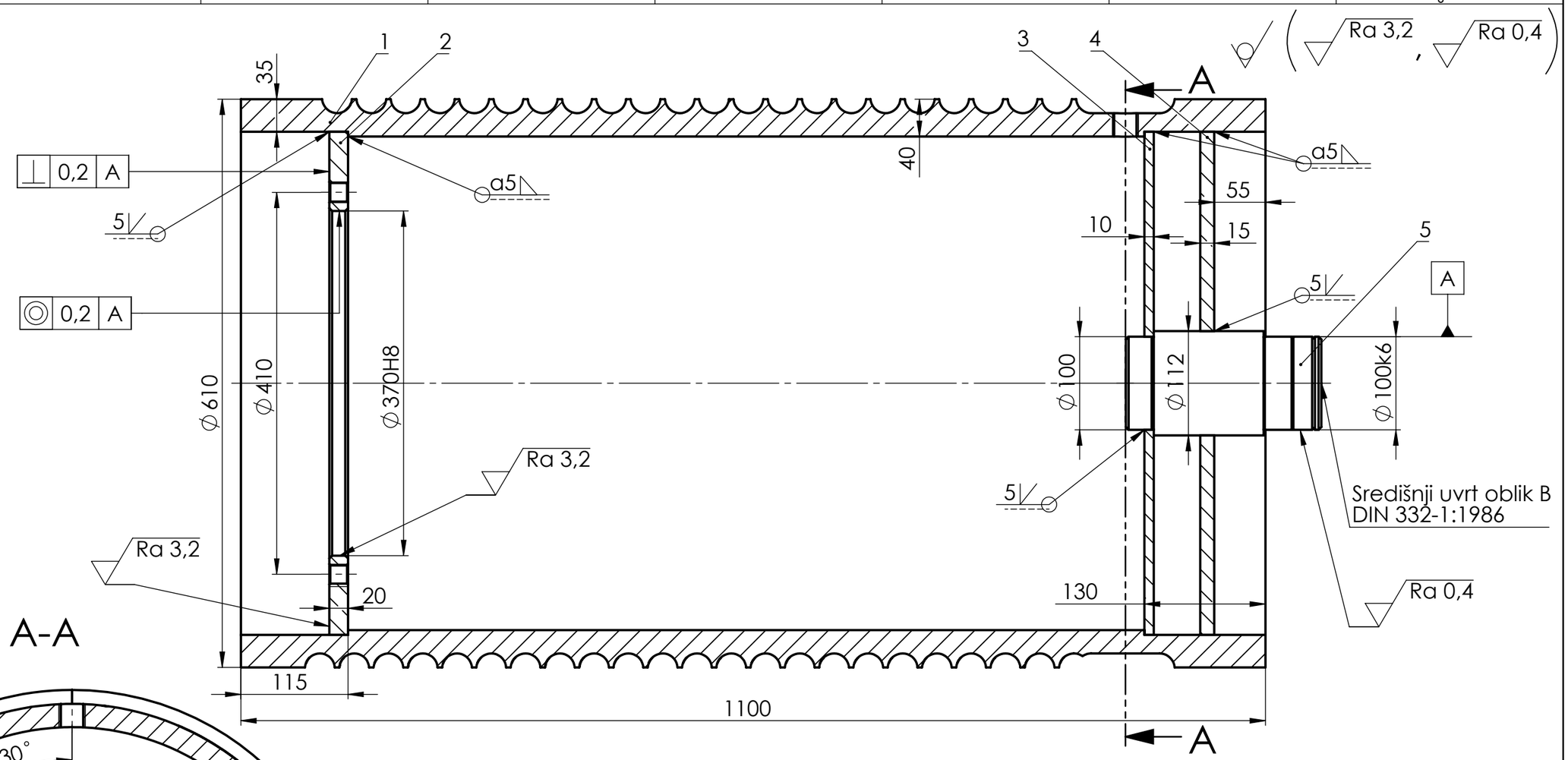
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
24	Škopac	1			Pewag	
23	Kuka	1			Pewag	
22	Uže	1			Gutman	
21	Kućište ležaja	1	ML-1-06	S235	∅290x100	17 kg
20	Poklopac užeta	3	ML-1-05	S235	30x115x80	1,5 kg
19	Vijak M20x60	20	DIN 912	10.9	DIV	
18	Vijak M20x30	2	DIN 558	8.8	DIV	
17	Uskočnik	1	DIN 471	S235	DIV	
16	Ležaj 23120-2RS5/VT143	1			SKF	
15	Podložna pločica M16	8	DIN 125	140HV	DIV	
14	Vijak M16x45	8	DIN 558	8.8	DIV	
13	Matica M24	3	DIN 934	10	DIV	
12	Podložna pločica M24	3	DIN 125	140HV	DIV	
11	Vijak M24x100	3	DIN 938	10.9	DIV	
10	Podložna pločica M20	22	DIN 125	140HV	DIV	
9	Vijak M20x45	20	DIN 912	10.9	DIV	
8	Odstojni vijak	3	ML-1-04	E295	∅25x1220	4,5 kg
7	Elastični prsten M20	6	DIN 137	140HV	DIV	
6	Matica M20	6	DIN 934	10	DIV	
5	Sklop nosive konstrukcije 2	1	ML-1-03		830x900x200	115 kg
4	Sklop nosive konstrukcije 1	1	ML-1-02		830x900x200	106 kg
3	Sklop bubnja	1	ML-1-01		∅610x1100	530 kg
2	Reduktor	1			Rexroth	230 kg
1	Hidraulički motor	1			Rexroth	23 kg

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
	Projektirao	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Razradio	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Crtao	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Pregledao	16.2.2018.	Prof. Z. Herold, dr.sc	
	Mentor	16.2.2018.	Prof. Z. Herold, dr.sc	

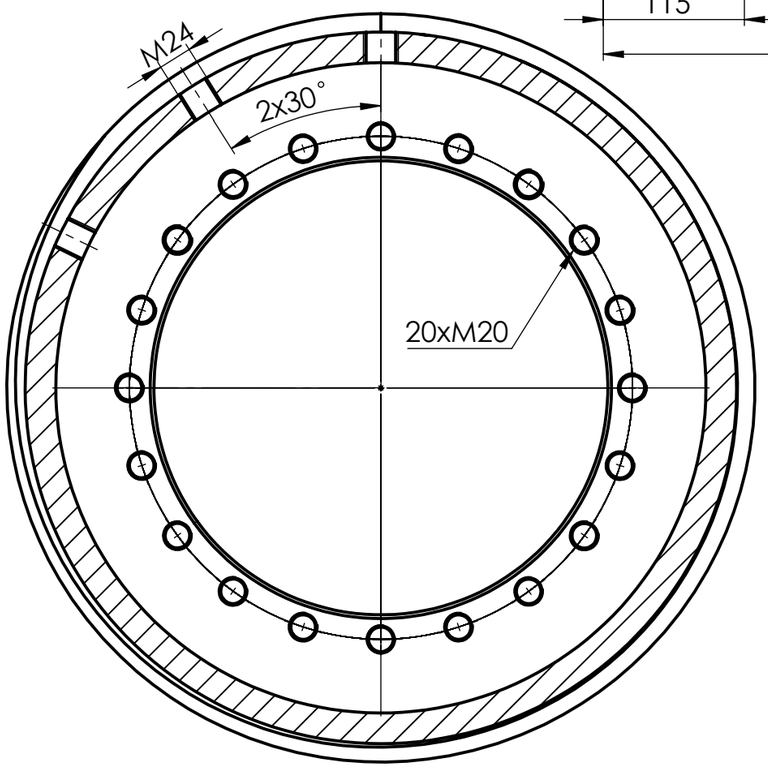
FSB Zagreb
Studij strojarstva

ISO - tolerancije		
∅20H8/k8	+0,033	-0,033
∅330H8/h8	+0,178	0
∅370H8/h8	+0,178	0
∅210H8/j8	+0,107	-0,007
∅132,5H7	+0,040	0
∅100k6	+0,025	+0,003

Objekt:
Objekt broj:
R. N. broj:
Napomena:
Smjer: Konstrukcijski
Kopija
Materijal:
Masa: 1190 kg
Završni rad
Mjerilo originala 1:5
Naziv: VITLO
Pozicija:
Format: A1
Listova: 1
Crtež broj: ML-1-00
List: 1



A-A



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
5	Osovina	1	ML-1-01-5	S235	Ø112x210	15 kg
4	Nosiva ploča	1	ML-1-01-4	S235	Ø540x15	26 kg
3	Ukruta	1	ML-1-01-3	S235	Ø540x10	17 kg
2	Unutarnji prsten	1	ML-1-01-2	S235	Ø540x20	18 kg
1	Bubanj	1	ML-1-01-1	S235	Ø610x1100	455 kg

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
	Projektirao	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Razradio	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Crtao	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Pregledao	16.2.2018.	Prof. Z. Herold, dr.sc.	
	Mentor	16.2.2018.	Prof. Z. Herold, dr.sc.	

FSB Zagreb

Studij strojarstva

ISO - tolerancije	
Ø370H8	+0,089 / 0
Ø100k6	+0,025 / +0,003

Objekt: VITLO

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

Materijal:

Masa: 530 kg

Završni rad

Mjerilo originala: 1:5

Naziv: SKLOP BUBNJA

Pozicija: 3

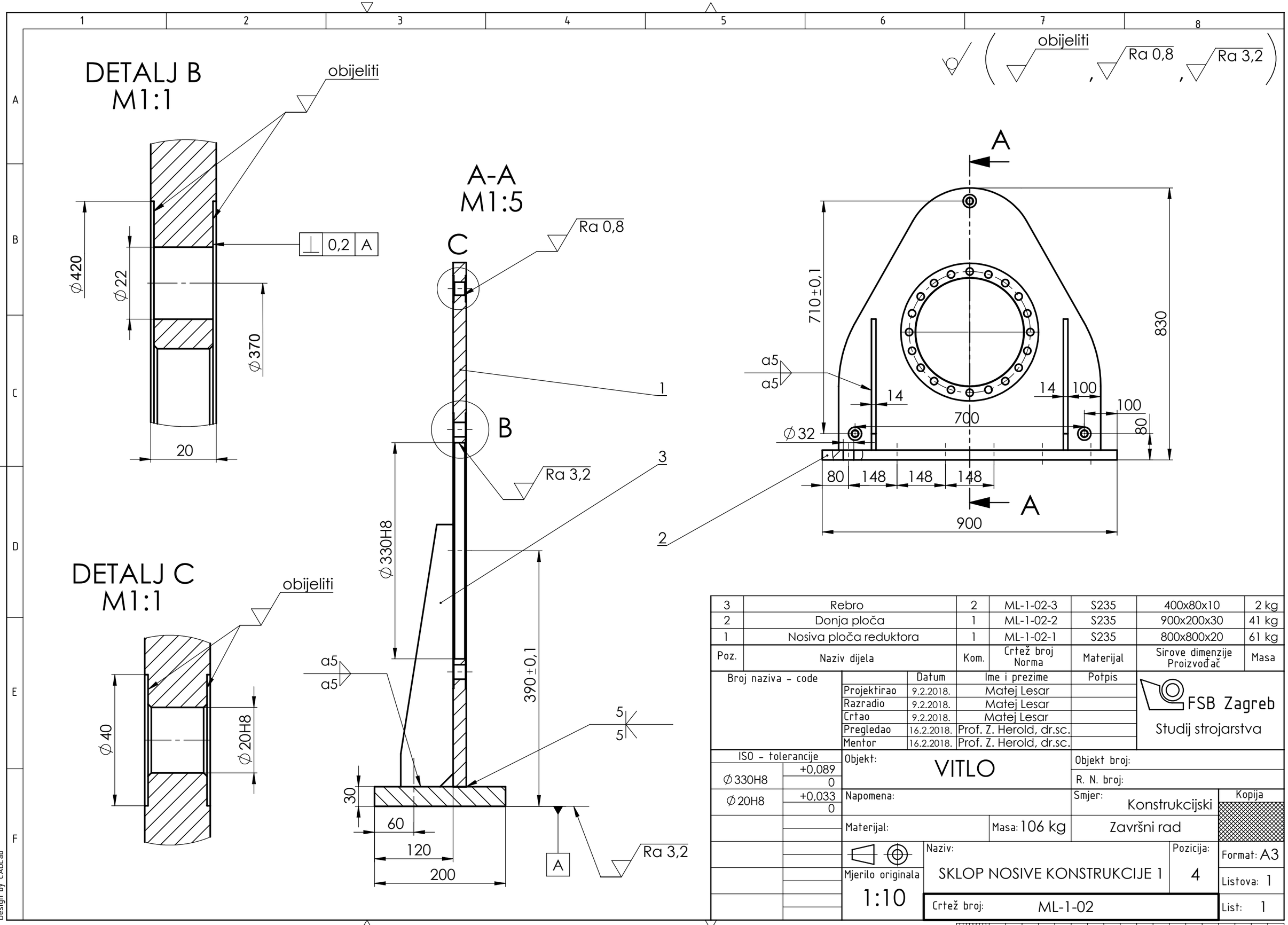
Format: A3

Listova: 1

Crtež broj: ML-1-01

List: 1

Design by CADLab



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
3	Rebro	2	ML-1-02-3	S235	400x80x10	2 kg
2	Donja ploča	1	ML-1-02-2	S235	900x200x30	41 kg
1	Nosiva ploča reduktora	1	ML-1-02-1	S235	800x800x20	61 kg

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
	Projektirao	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Razradio	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Crtao	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Pregledao	16.2.2018.	Prof. Z. Herold, dr.sc.	
	Mentor	16.2.2018.	Prof. Z. Herold, dr.sc.	

FSB Zagreb
Studij strojarstva

ISO - tolerancije	
⌀330H8	+0,089 / 0
⌀20H8	+0,033 / 0

Objekt: VITLO

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

Materijal:

Masa: 106 kg

Završni rad

Mjerilo originala 1:10

Naziv: SKLOP NOSIVE KONSTRUKCIJE 1

Pozicija: 4

Format: A3

Listova: 1

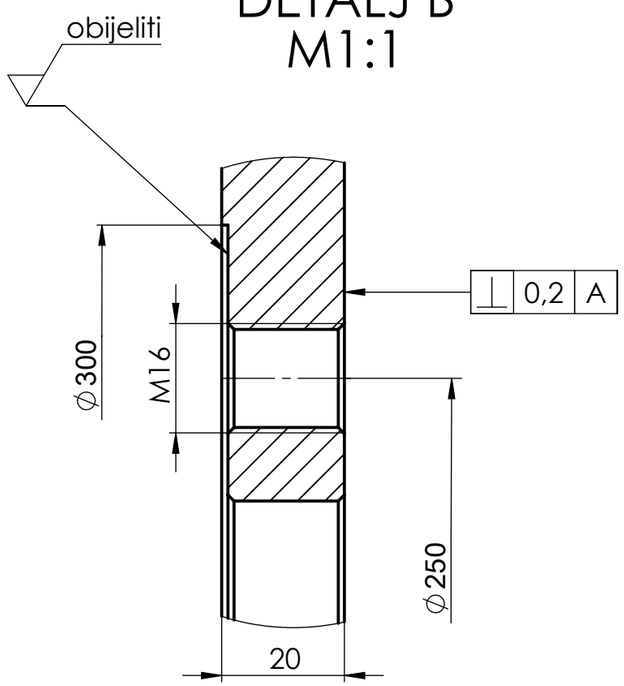
List: 1

Crtež broj: ML-1-02

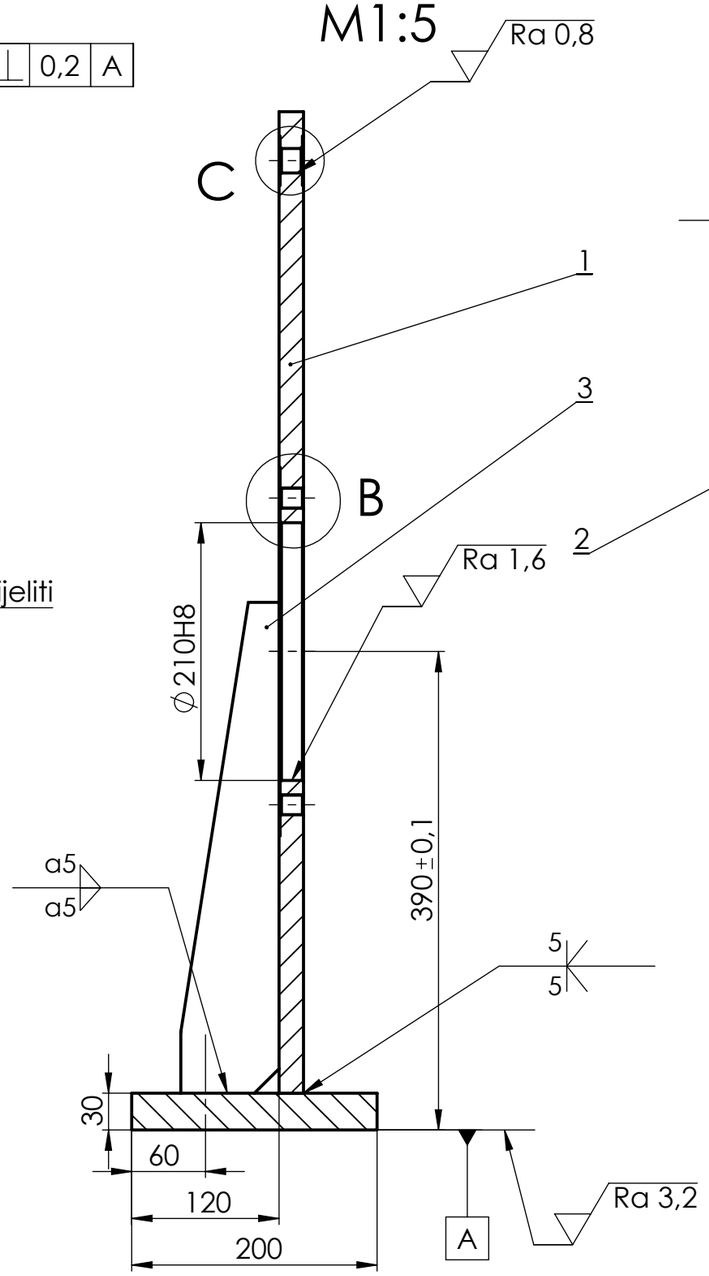
Design by CADLab

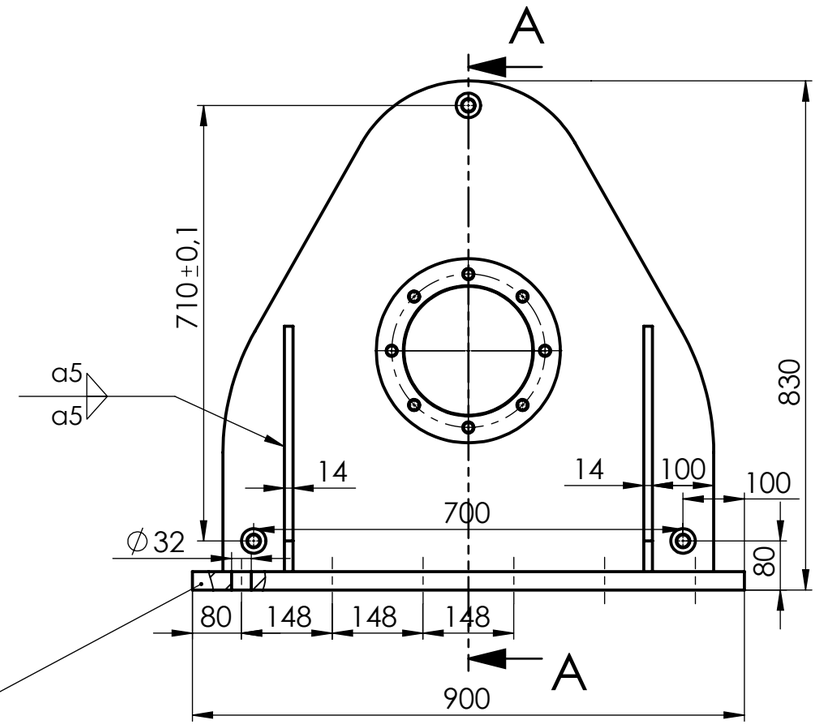
obijeliti (Ra 3,2, Ra 1,6, Ra 0,8)

DETALJ B
M1:1

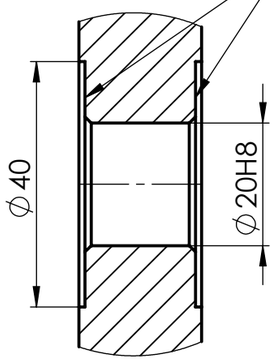


A-A
M1:5





DETALJ C
M1:1



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
3	Rebro	2	ML-1-02-3	S235	400x80x10	2 kg
2	Donja ploča	1	ML-1-02-2	S235	900x200x30	41 kg
1	Nosiva ploča ležaja	1	ML-1-03-1	S235	800x800x20	70 kg

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
	Projektirao	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Razradio	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Crtao	9.2.2018.	Matej Lesar	
	Pregledao	16.2.2018.	Prof. Z. Herold, dr.sc.	
	Mentor	16.2.2018.	Prof. Z. Herold, dr.sc.	

FSB Zagreb
Studij strojarstva

ISO - tolerancije	
∅210H8	+0,072
	0
∅20H8	+0,033
	0

Objekt: VITLO

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

Materijal:

Masa: 115 kg

Završni rad

Mjerilo originala 1:10

Naziv: SKLOP NOSIVE KONSTRUKCIJE 2

Pozicija: 5

Format: A3

Listova: 1

List: 1

Crtež broj: ML-1-03

Design by CADLab