

Prof. dr. DRAGUTIN ŠČAP

PRENOSILA I DIZALA
Podloga za konstrukciju i proračun

drugo izdanje



ZAGREB, 1990.

SADRŽAJ

	Strana
1. UVODNI PREGLED	
1.1 Pregled nekih vrsta granika	1
1.2 Načini upravljanja kod mosnih granika	13
1.3 Pogonski mehanizmi granika	14
1.3.1 Mehanizmi za vožnju	14
1.3.2 Mehanizmi za dizanje	15
1.3.3 Mehanizmi za okretanje	17
1.3.4 Mehanizmi za promjenu dohvata	18
2. OSNOVNI ELEMENTI MEHANIZMA ZA DIZANJE	
2.1 Izbor užetnog prenosnika	20
2.2 Dimenzioniranje čeličnih užeta	23
2.3 Promjer bubnja, užetnika i užetnika za izravnavanje	26
2.4 Glavne dimenzije užetnika	26
2.5 Bubljanje za čelično užje	28
2.5.1 Osnovne dimenzije bubnja	28
2.5.2 Osovina bubnja	30
2.5.3 Dužina bubnja	36
2.5.4 Veza užeta s bubnjem	37
2.5.5 Užetnik za izravnavanje	39
2.6 Sklop kuke	40
2.6.1 Kuke	40
2.6.2 Nosač kuke	49
2.6.3 Osnovne mjere sklopa kuke	50
3. REDUKCIJA SILA I MASA	
3.1 Mehanizam za dizanje tereta	52
3.2 Jednadžba gibanja mehanizma	55
3.3 Moment kočenja	56
3.4 Ustaljena vožnja, pokretanje i zaustavljanje vitla odnosno mosta granika	59
4. KINEMATIČKI PARAMETRI KOD POKRETANJA I ZAUSTAVLJANJA	64
5. IZBOR ELEKTROMOTORA	66
5.1 Motor za dizanje	67
5.2 Motor za vožnju	67
5.3 Provjera instalirane snage motora za vožnju mosta (primjer)	72
5.4 Tablice za izbor elektromotora	76
6. SPOJKE	82
7. PRENOSNICI POGONSKIH MEHANIZAMA	84
7.1 Izvedbe i smještaj reduktora mehanizma za dizanje	85
7.2 Izvod iz tehničkih podataka za reduktore	89
7.3 Analiza planetarnih reduktora	93
7.4 Analiza diferencijalnog reduktora	96

8. KOTAČI I TRAČNICE	
8.1 Oblik i mjere tračnica	104
8.2 Oblici profila kotača	105
8.3 Dimenzioniranje kotača	105
8.4 Oblik i mjere pogonskih kotača od čeličnog lijeva, s kliznim ležajevima	107
8.5 Oblik i mjere pogonskih kotača s valjnim ležajevima	109
8.6 Pogonski kotači s direktnim pogonom	111
9. DVOČELJUSNE KOČNICE	114
9.1 Sila u opruzi i otkočna sila	115
9.2 Priključne mjere dvočeljusne kočnice	116
9.3 Karakteristike bubnja i papuče kočnice potrebne za proračun	117
9.4 Dimenzioniranje promjera bubnja kočnice	117
9.4.1 Dimenzioniranje na temelju ($\mu p v$) _d	117
9.4.2 Zagrijavanje kočnice	118
9.4.3 Rad kočenja	122
9.4.4 Trajanje obloge	123
9.5 Upravljanje kočnicama	125
9.5.1 Otkočni uređaji	125
9.5.2 Izbor otkočnog uređaja	128
9.6 Primjer proračuna	129
10. VOZNO VITLO	
10.1 Rastojanje tračnica za vožnju vitla	133
10.2 Proračun okvira vitla	134
10.3 Konstrukcijske izvedbe	136
10.4 Procjena mase vitla	143
11. OSNOVE PRORAČUNA I DIMENZIONIRANJA NOSIVE KONSTRUKCIJE GRANIKA	
11.1 Vrste opterećenja nosive konstrukcije	144
11.1.1 Glavna opterećenja	144
11.1.2 Dopunska opterećenja	144
11.1.3 Posebna opterećenja	148
11.2 Proračunska opterećenja	142
11.3 Utjecaj pogonske grupe	149
11.4 Položaj opterećenja	150
11.5 Materijali i dozvoljena naprezanja	150
11.6 Provjera stabilnosti nosive konstrukcije	151
11.7 Provjera dinamičke čvrstoće	151
11.8 Raspodjela opterećenja kotača	151
12. PRORAČUN PUNOSTJENOG NOSAČA MOSNOGA GRANIKA	152
12.1 Podaci za proračun	153
12.2 Oblikovanje nosača i geometrijske karakteristike presjeka	156
12.3 Procjena težine nosača	156
12.4 Kontrola krutosti nosača	156
12.5 Kontrola maksimalnih naprezanja	157
12.5.1 Veličine opterećenja	157
12.5.2 Kontrola naprezanja	159

12.6 Kontrola naprezanja u zavarenim spojevima	160
12.7 Provjera stabilnosti limova	161
12.7.1 Vertikalni lim na sredini nosača	161
12.7.2 Tlačni pojas na sredini nosača	162
12.7.3 Vertikalni lim na kraju nosača	162
12.8 Težina glavnog nosača	163
12.9 Spoj glavnog i čelnog nosača	163
12.10 Proračun zavarenog spoja glavnog i čelnog nosača	164
12.11 Proračun vijčanih spojeva glavnog i čelnog nosača	166
12.12 Proračun čelnog nosača	172
13. TOK PRORAČUNA GRANIKA	174
LITERATURA	177
KAZALO	179

P R E D G O V O R

Ove Podloge za konstrukciju i proračun namijenjene su studentima Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, za potrebe izvođenja konstrukcijskih vježbi iz kolegija Prenosila i dizala.

Obuhvaćeno gradivo sadrži osnovne smjernice za proračun i konstrukciju elemenata granika, njegovih mehanizama i nosive konstrukcije. Priloženi su i neophodni tehnički podaci i izvodi iz propisa.

Profesoru Jozi Serđaru zahvaljujem na dragocjenim savjetima i podršci. Hvala također svima čiji su rad, strpljenje i podrška našli mjesto na ovim stranicama.

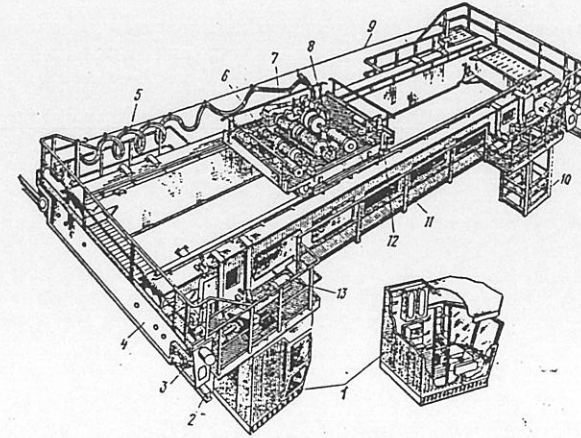
Primjedbe i sugestije primit ću sa zahvalnošću.

Autor

1.

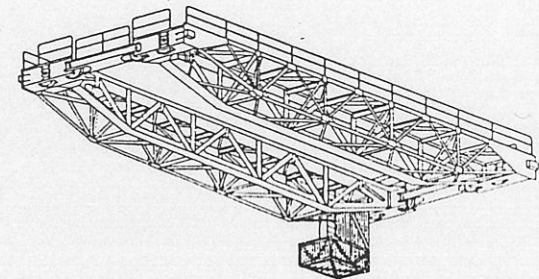
1. UVODNI PREGLED

1.1 Pregled nekih vrsta granika

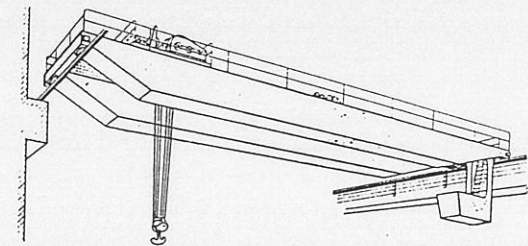


Sl. 1.1 Mosni granik, s pojedinačnim pogonom mosta i vitlom s glavnim i pomoćnim uređajem za dizanje tereta

Sl. 1.2 Mosni granik s rešetkastim nosačima

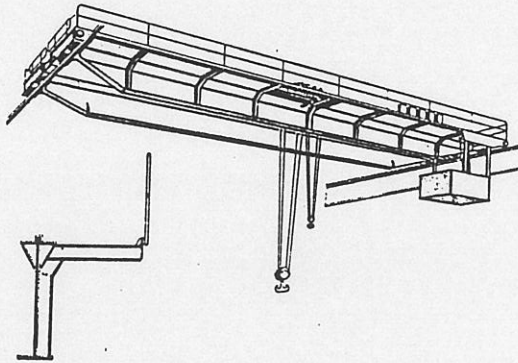


Sl. 1.3 Mosni granik s kutijastim punostječnim nosačima

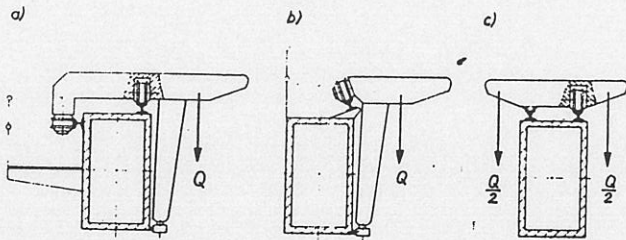
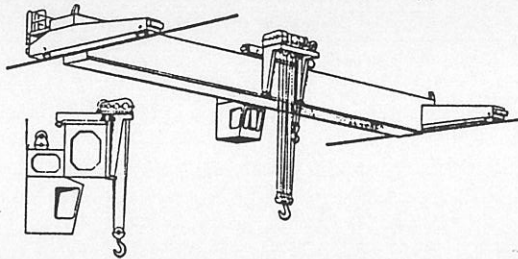


2

Sl. 1.4 Granik s punostjenim, torziono ukrućenim nosačima



Sl. 1.5 Mosni granik u izvedbi s jednim nosačem

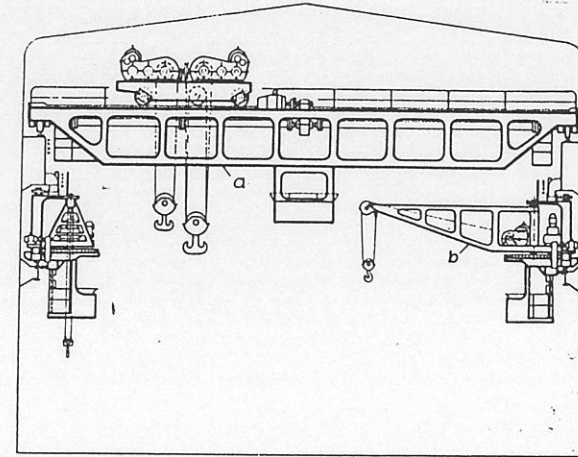


Sl. 1.6 Oblici presjeka mosnog granika s jednim nosačem

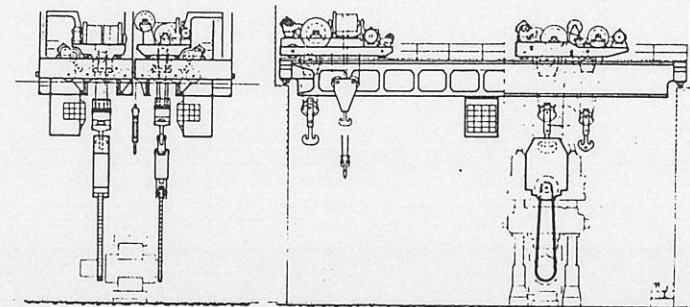
3

Na slikama 1.7 do 1.23 prikazani su granici različitih oblika i namjene. Razvrstajte ih prema:

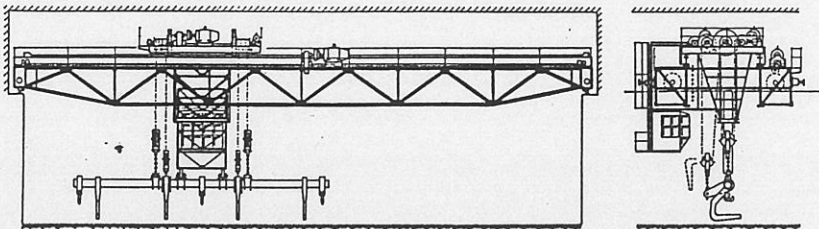
- mjestu gdje rade
- vanjskom obliku
- načinu gibanja



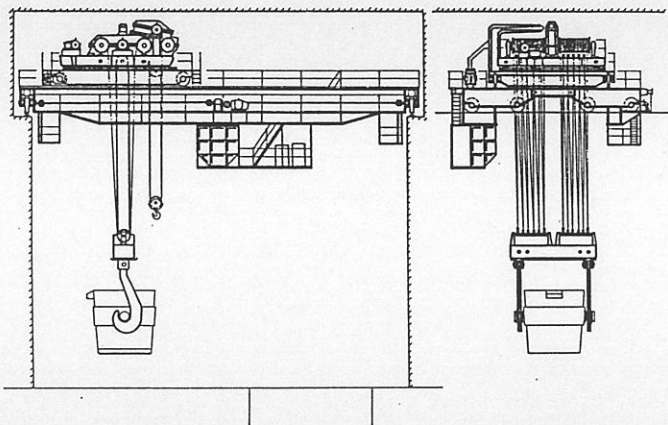
Sl. 1.7 a) Nosivost 60 /32 t , raspon 20,3 m
b) Nosivost 5 t , dohvat 7,75 m



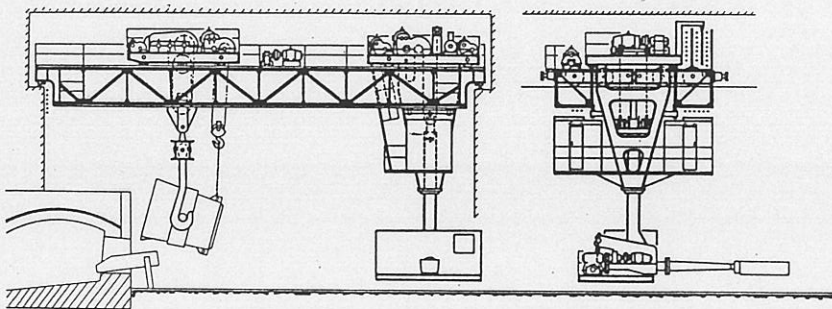
Sl. 1.8 Nosivost 60 t , 25 /16 t - pomoćna, raspon 24 m, elektroničko daljinsko upravljanje



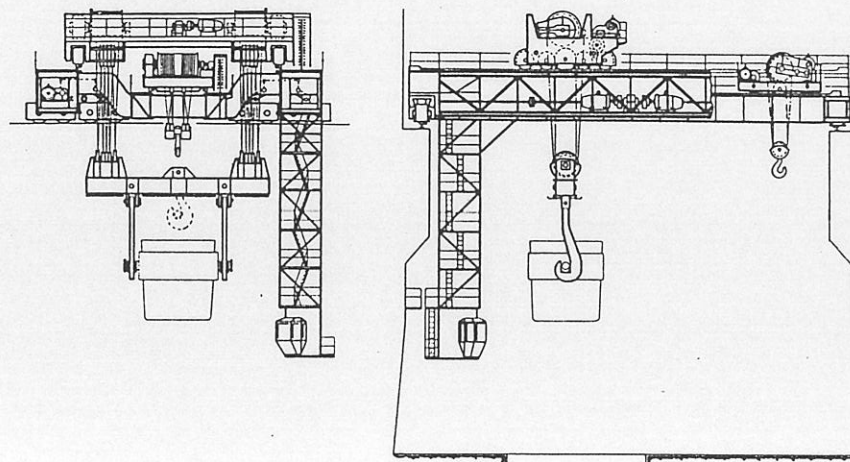
Sl. 1.9 Nosivost 10 t , raspon 29 m



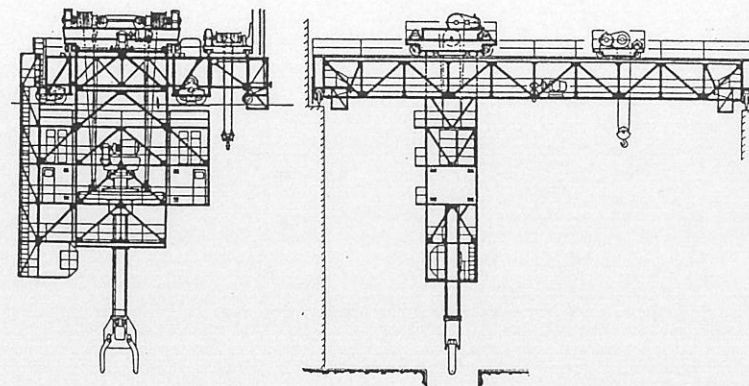
Sl. 1.10 Nosivost 150 t , vitlo s okretnim uredjajem za dizanje



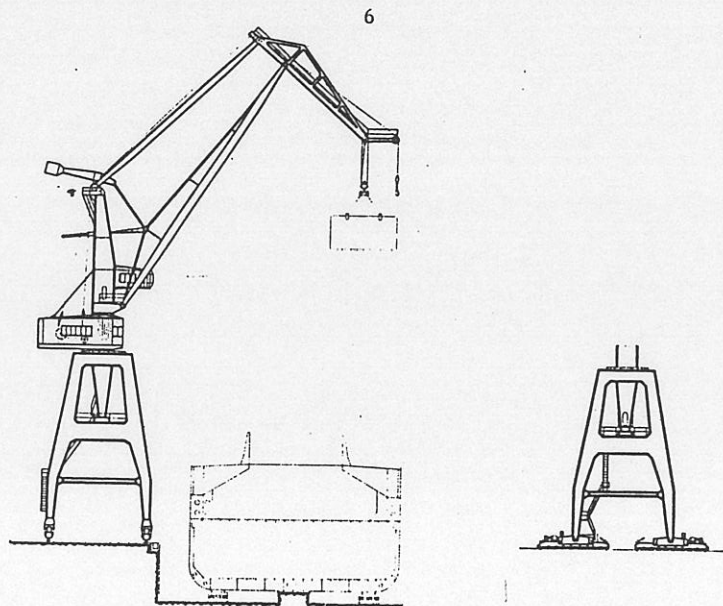
Sl. 1.11 Nosivost 80 t /10 t i 5 t , raspon 18,76 m



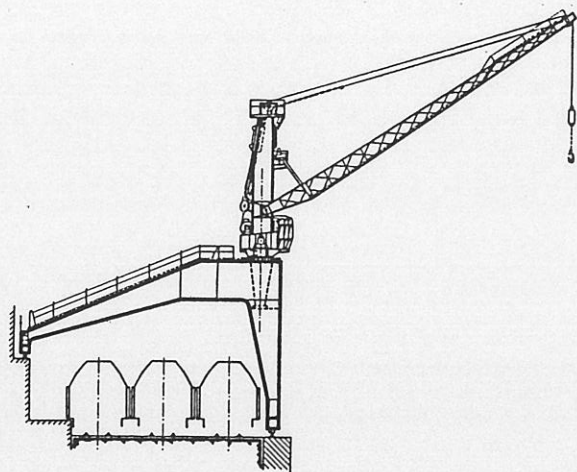
Sl. 1.12 Nosivost 250 t glavno vitlo, 50 t pomoćno vitlo, raspon 22,8 m, izvedba s četiri nosača mosta granika



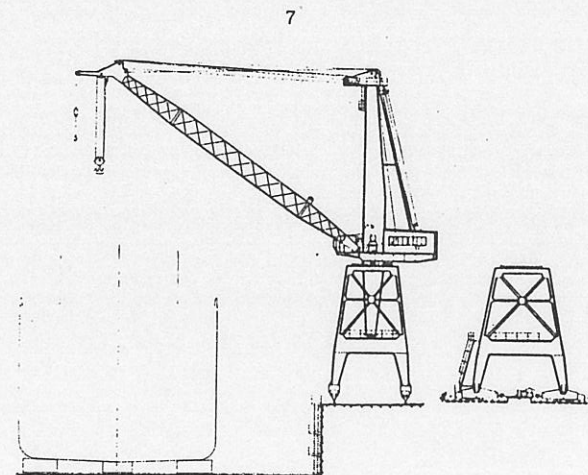
Sl. 1.13 Nosivost 32 t , potisna sila 3000 kN, pomoćno vitlo 20 t , raspon 25 m, otvor kliješta 0-1900 mm



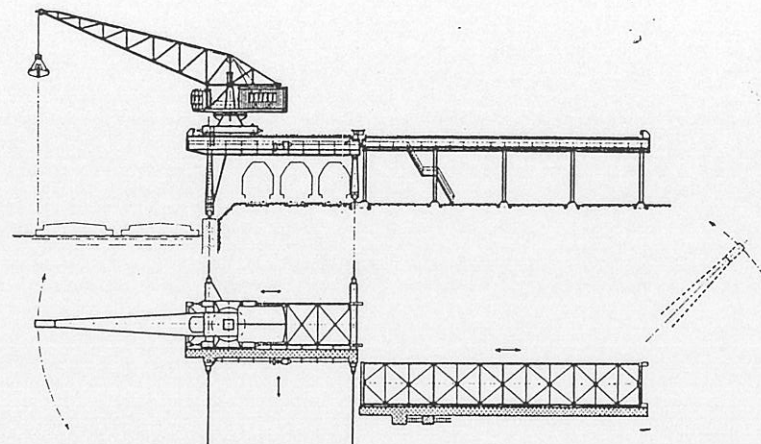
Sl. 1.14 Nosivost 60 t /5 t , dohvat 33 m, visina dizanja 52 m



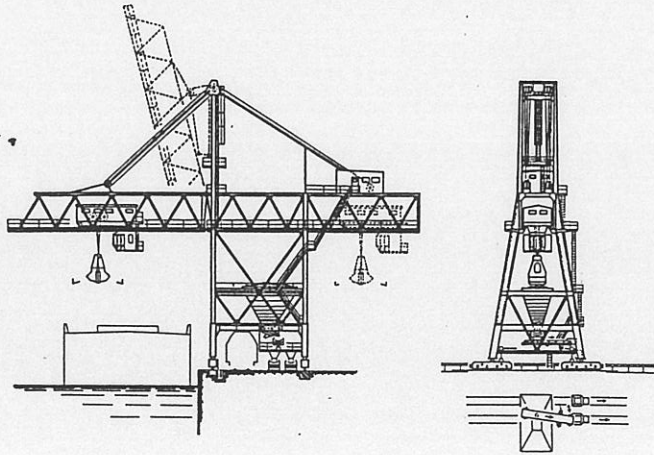
Sl. 1.15 Nosivost 3 t , dohvat 21 m



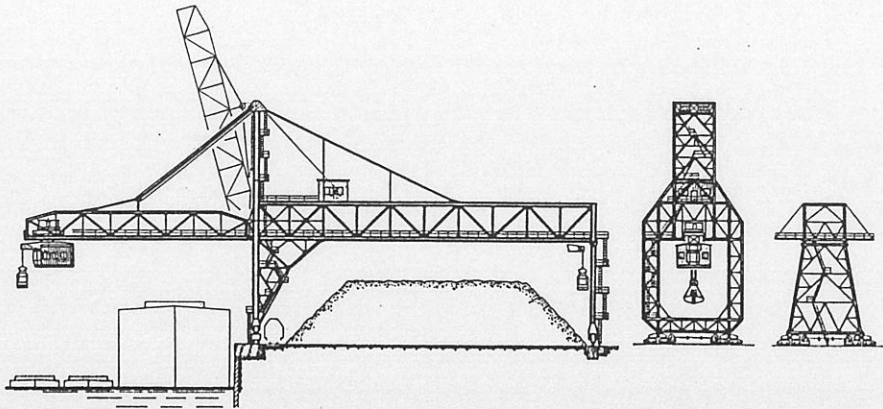
Sl. 1.16 Nosivost 100 t /5 t , dohvat 25 m, rastojanje tračnica 10 m, granik ima uređaj za fino spuštanje za sve veličine tereta



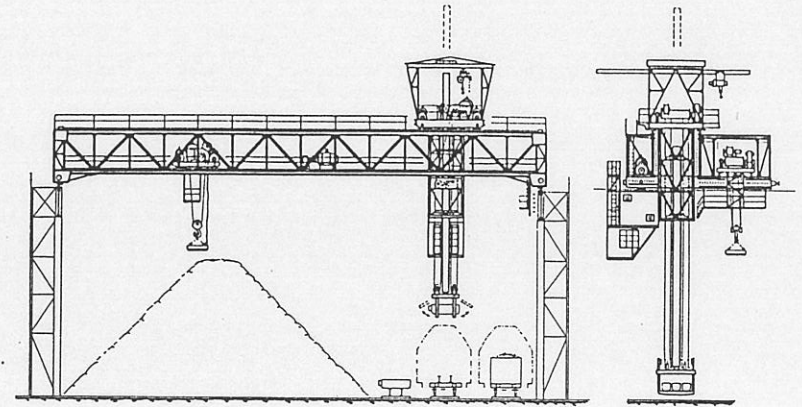
Sl. 1.17 Nosivost 5 t , dohvat 25 m, duljina staze portala 18,8 m, s prelazom na 36 m dugu nepokretnu stazu



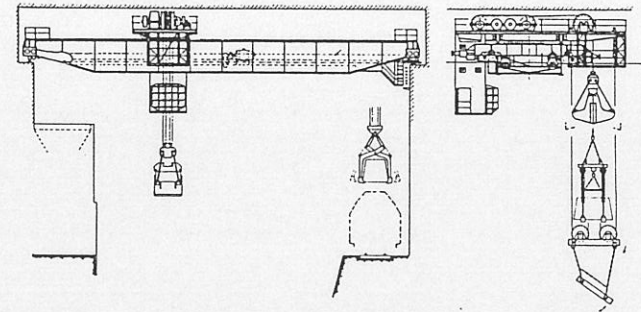
Sl. 1.18 Nosivost 10 t , raspon portala 12 m, zakretna konzola 27,5 m, produžna konzola 12 m, bunker i transporter kapaciteta 200 t/h



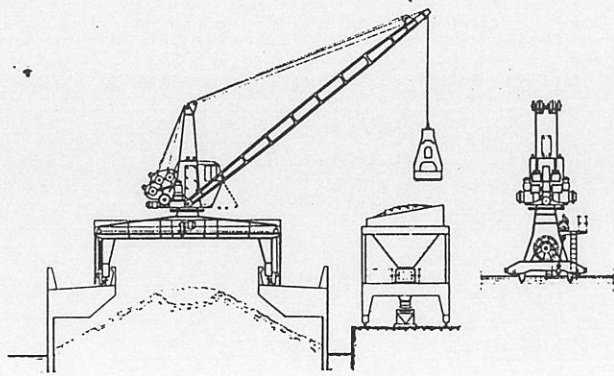
Sl. 1.19 Nosivost 16 t , s kružnim gibanjem dohvatnika vitla, dohvat 4,5 m, raspon mosta 70 m, zakretna konzola 49,5 m



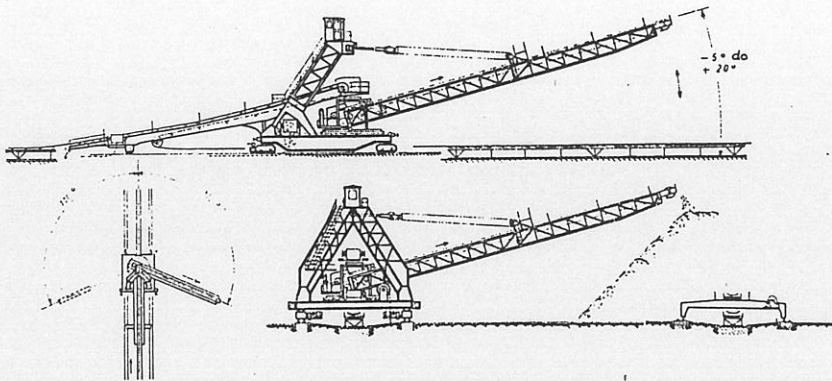
Sl. 1.20 Nosivost: 15 t -glavno vitlo, 10 t -pomoćno vitlo, 3 t - montažni granič iznad glavnog vitla, raspon 35 m. Most ima 3 nosača, staze vitla su jedna pored druge



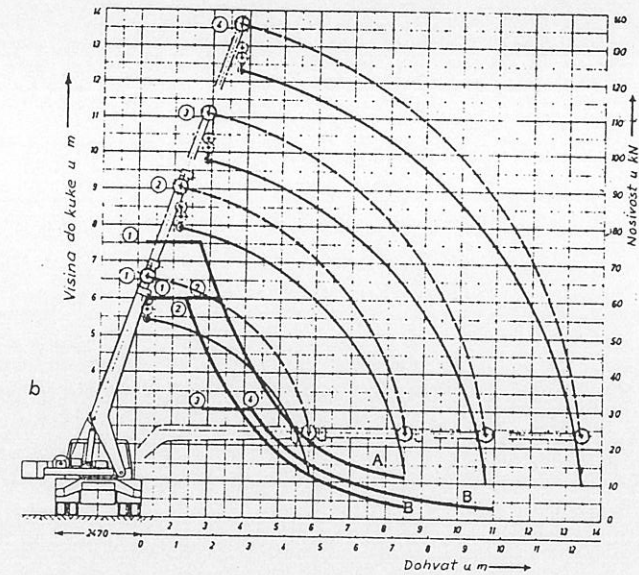
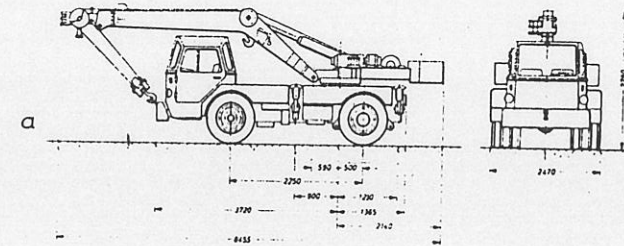
Sl. 1.21. Nosivost 20 t za rad sa grabilicom, 22 t za rad s klijestima, 40 t za rad s kiper uređajem, raspon 30,1 m. Konstrukcija mosta je s jednim nosačem



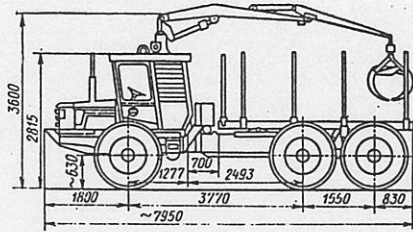
Sl. 1.22 Nosivost 8 t , dohvat 15,5 m, mogućnost rada s grabilicom i kukom



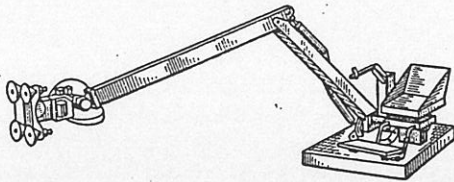
Sl. 1.23 Kapacitet 4440 t/h, širina trake 1400 mm, brzina trake 3,05 m/s, brzina vožnje 20 m/min, okretanja 0,085 1/min, dohvat 38 m, max visina transportiranja 15 m



Sl. 1.24 Teleskopski auto-granik nosivosti 7 t
 a) sklopljeni položaj kod vožnje
 b) radne karakteristike granika
 krivulja A - za poduprti granik
 krivulja B - za nepoduprti granik

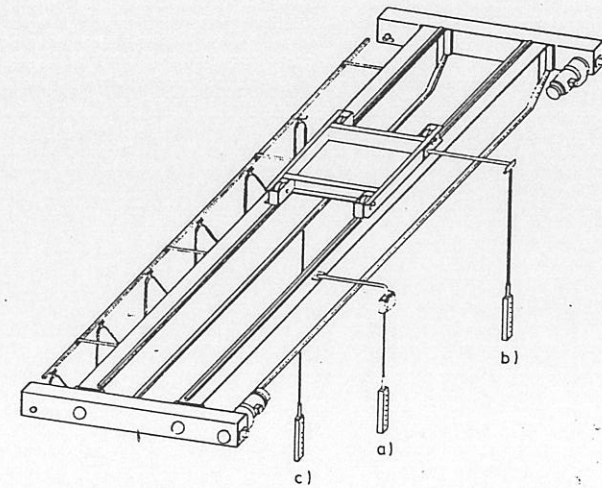


Sl. 1.25 Manipulator za pretovar drva



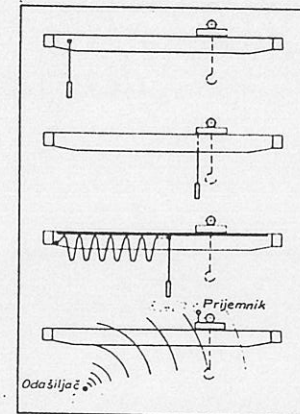
Sl. 1.26 Kopirni manipulator firme "General Electric", s vakumnim zavješanjem tereta.
Manipulator imitira pokrete operatera na komandnim uređjajima.

1.2 Načini upravljanja kod mosnih granika

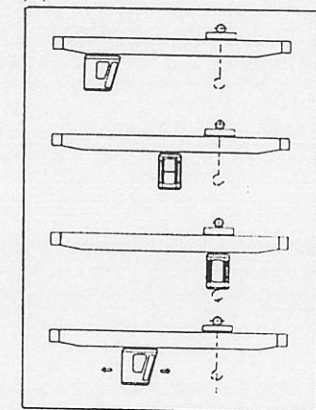


Sl. 1.27 Upravljanje s tla,

- a) vezano za most
- b) vezano za vitlo
- c) pomično na mostu



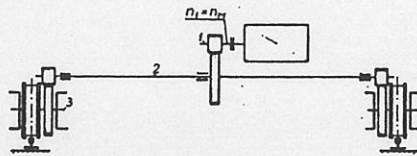
Sl. 1.28 Vrste upravljanja s tla



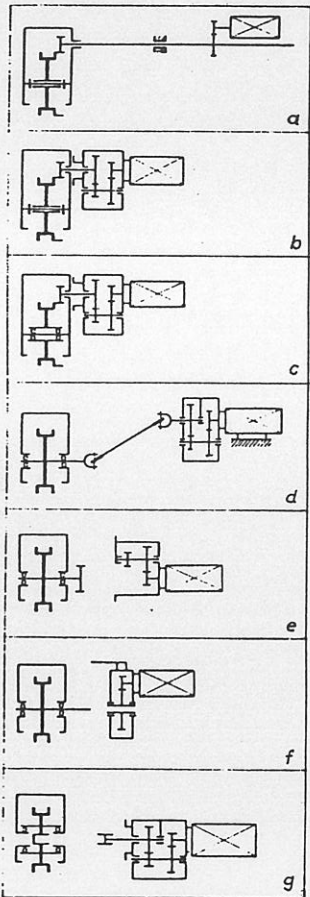
Sl. 1.29 Upravljanje iz kabine, položaji i pokretljivost kabine

1.3 Pogonski mehanizmi granika

1.3.1 Mehanizmi za vožnju



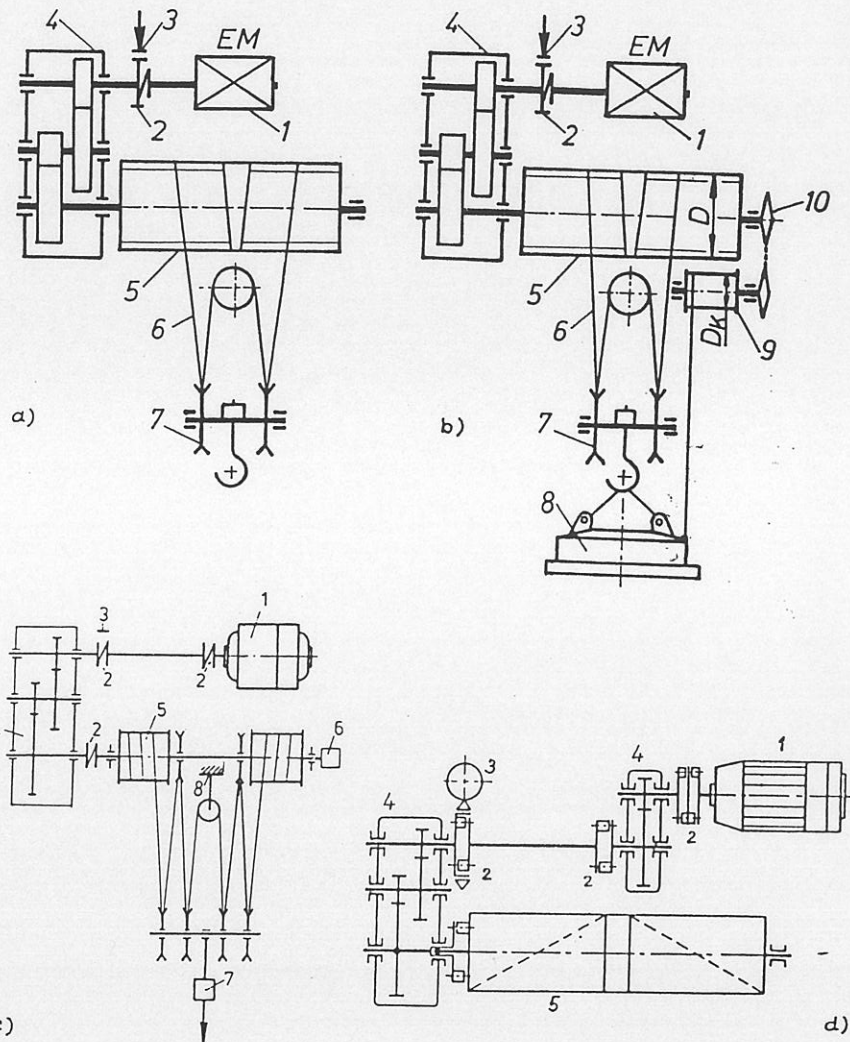
Sl. 1.30 Principijelna shema mehanizma za vožnju



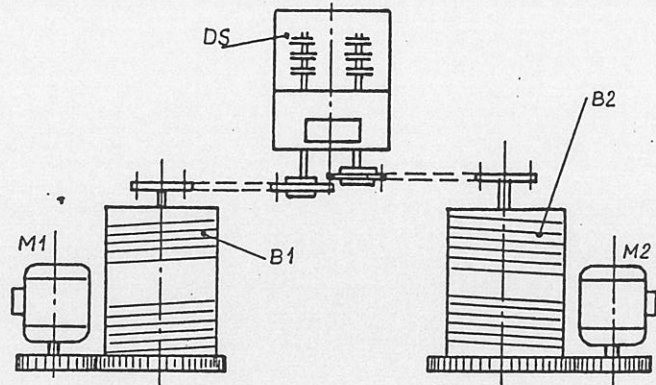
- a) Prigon s jednim motorom, klizni ležajevi.
Uobičajena izvedba do 1960.
- b) Pojedinačni prigon, klizni ležajevi.
Od 1956. god.
- c) Pojedinačni prigon, valjni ležajevi.
Od 1968. god.
- d) Prigon sa zglobnim vratilom, valjni ležajevi.
Od 1955. god.
- e) Direktni pogon na osovinu kotača, valjni ležajevi.
Od 1968. god.
- f) Direktni pogon, valjni ležajevi.
Reduktor navučen na osovinu kotača.
Od 1970. god.
- g) Centralni pogon, valjni ležajevi.
Od 1973. god.

Sl. 1.31 Pregled razvoja mehanizama za vožnju

1.3.2. Mehanizmi za dizanje

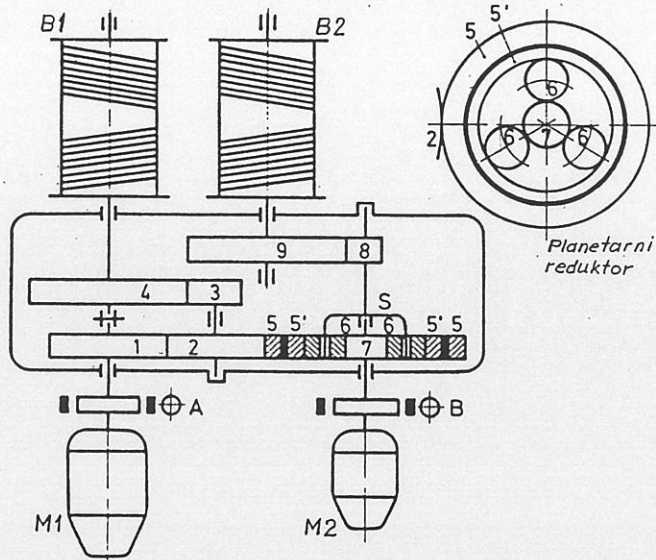


Sl.1.32 Mehanizmi za dizanje, principijelna shema



Sl.1.33 Mehanizam za dizanje s grabilicom, veza bubnjeva s diferencijalnom sklopkom

Diferencijalnom sklopkom (DS) mehanizma prema sl.1.33 dozvoljava se samostalan rad bubnja za otvaranje i zatvaranje grabilice (B1) za toliko okretaja koliko je potrebno da se otvori odnosno zatvori grabilica. Nakon toga rade oba motora.

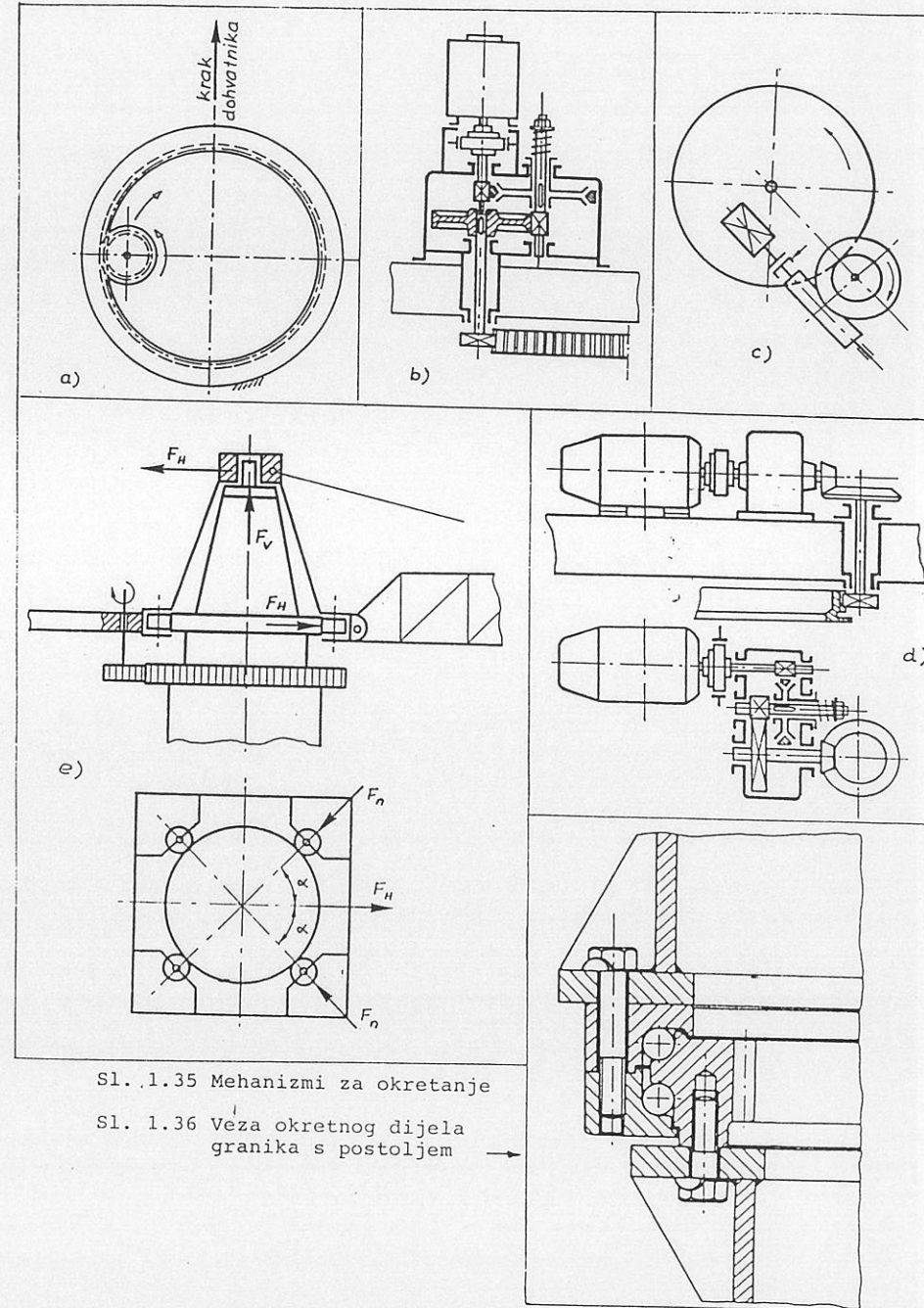


Sl.1.34 Mehanizam za dizanje s grabilicom, mehanička veza bubnjeva s planetarnim reduktorom

Dizanje i spuštanje grabilice (sl. 1.34): M1 radi, M2 stoji. Oba bubnja okreću se istom brzinom. Pritom je $n_7 = 0$, $n_5/n_8 = 1 + z_7/z_5$.

Otvaranje i zatvaranje grabilice: M2 radi, M1 i B1 stoje. Bubanj B2 se okreće i vrši otvaranje ili zatvaranje grabilice. Pritom je: $n_5 = 0$, $n_7/n_8 = 1 + z_5/z_7$.

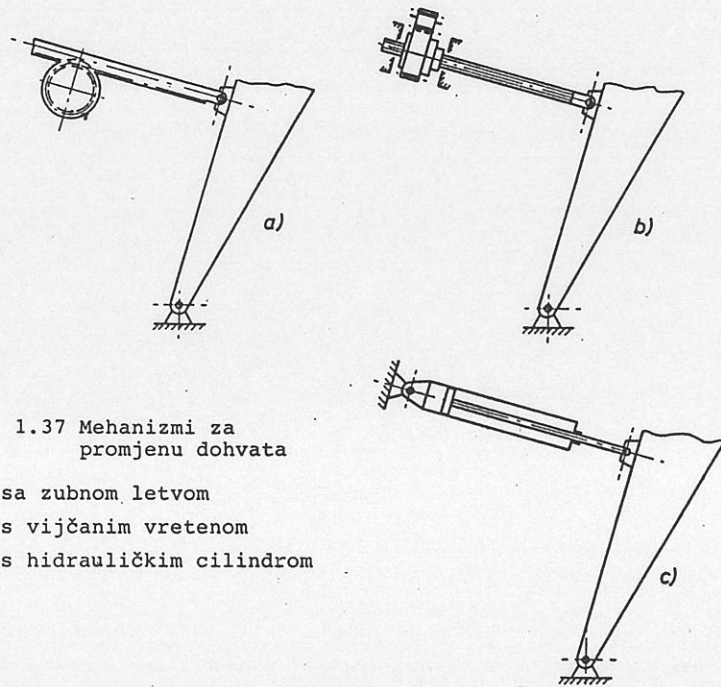
1.3.3 Mehanizmi za okretanje



Sl. 1.35 Mehanizmi za okretanje

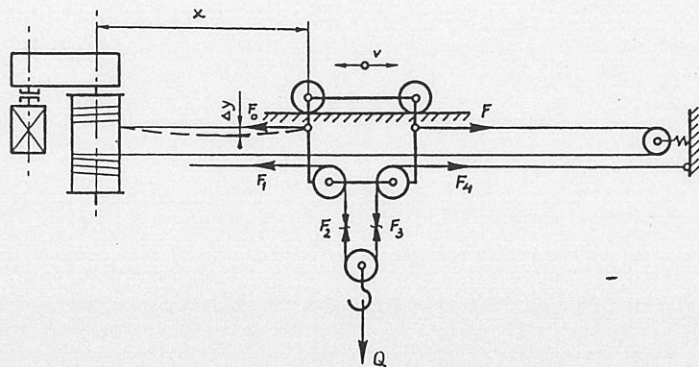
Sl. 1.36 Veza okretnog dijela granika s postoljem

1.3.4 Mehanizmi za promjenu dohvata

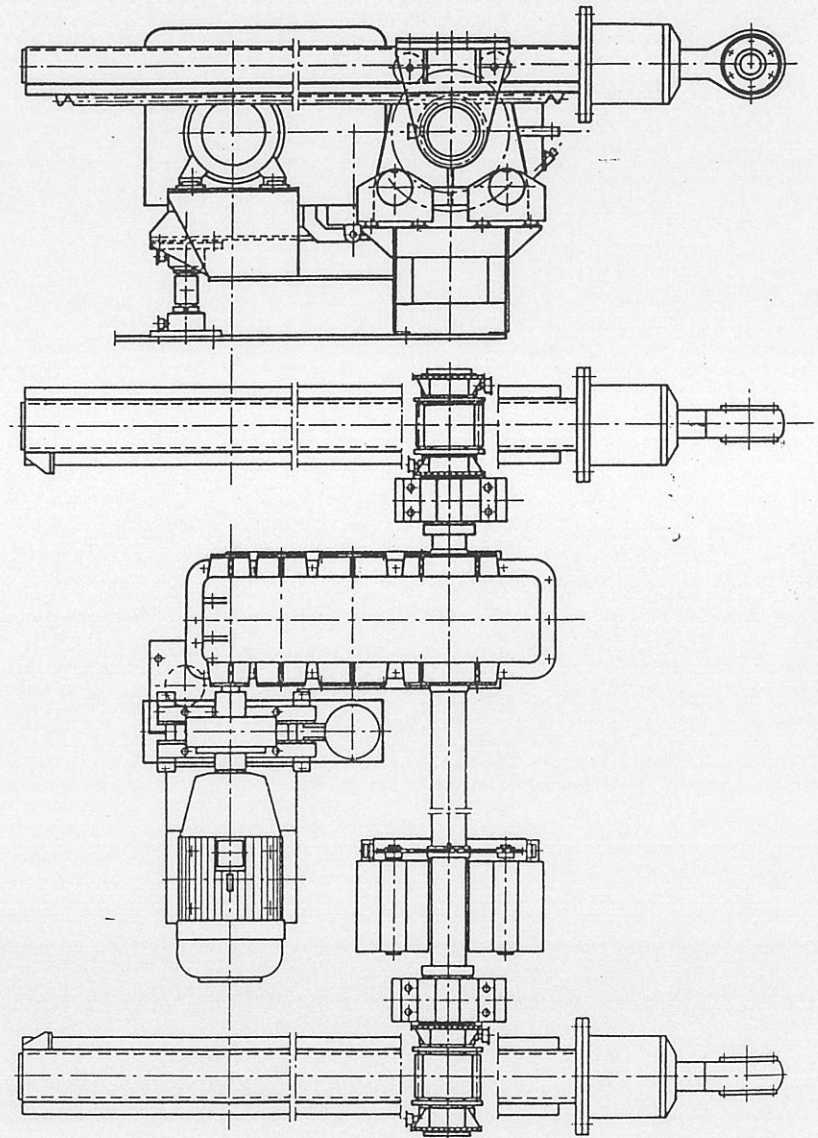


Sl. 1.37 Mehanizmi za promjenu dohvata

- a) sa zubnom letvom
 b) s vijčanim vretenom
 c) s hidrauličkim cilindrom

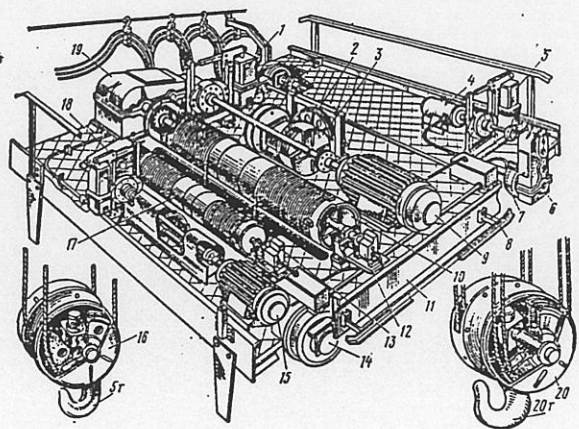


Sl. 1.38 Mehanizam za promjenu dohvata s vožnjom vitla po dohvatniku



Sl. 1.39 Mehanizam za promjenu dohvata s dvije zubne letve

2. OSNOVNI ELEMENTI MEHANIZMA ZA DIZANJE



Sl. 2.1 Vozno vitlo s glavnim i pomoćnim mehanizmom za dizanje

2.1 Izbor užetnog prenosnika

- u_k - broj nosivih užeta, broj užeta iznad kuke
- u_b - broj užeta koja se namataju na bubanj
- p_k - prenosni odnos užetnog prenosnika ; $p_k = \frac{u_k}{u_b} = \frac{v_b}{v_d}$
- v_b - brzina namatanja na bubanj u m/s
- v_d - brzina dizanja tereta u m/s
- Q - nazivni teret u N ili kN
- η_o - stupanj djelovanja jednog užetnika
 - $\eta_o = 0,96$ za klizni ležaj
 - $\eta_o = 0,98$ za valjne ležajeve

Smjernice za izbor broja nosivih užeta:

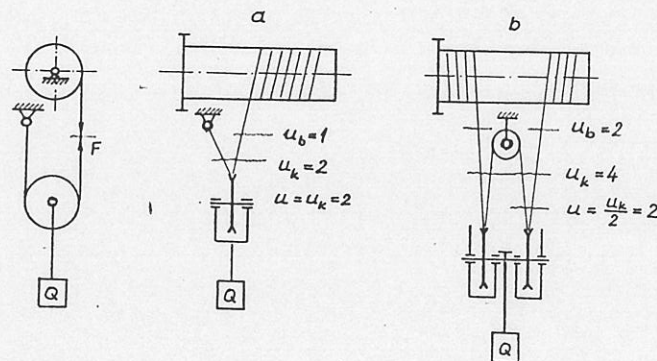
u_k	1	2	4	6	8	12
Q kN	do 63	do 120	100...300	200...600	do 1500	1000...4000

Stupanj djelovanja običnog koloturnika:

$$\eta_u = \frac{1}{u} \frac{1 - \eta_o^u}{1 - \eta_o} ; \quad u - \text{broj užeta običnog koloturnika} \quad (2.1)$$

Sila u užetu koje se namata na bubanj:

$$F = \frac{Q}{u_k \eta_u} \quad [N] \quad (2.2)$$

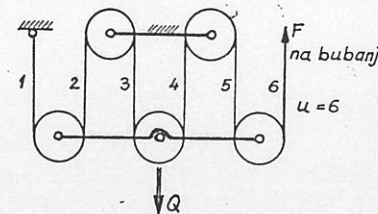


Sl. 2.2 Užetni prenosnik, a - obični koloturnik, b - udvojeni koloturnik

Pod običnim koloturnikom podrazumijeva se užetni prenosnik prema sl. 2.3.

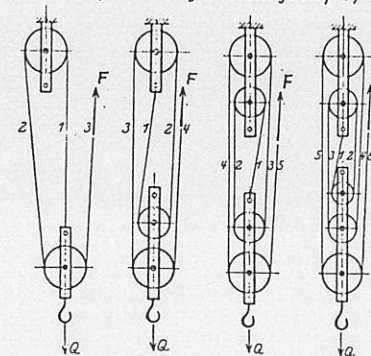
Udvojeni koloturnik sastoji se od dva obična koloturnika.

Kod mehanizama za dizanje mosnih granika primjenjuju se u pravilu udvojeni koloturnici.

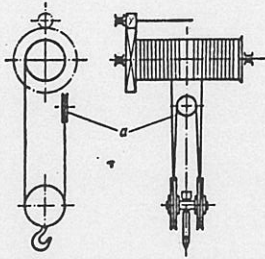


Sl. 2.3. Obični koloturnik

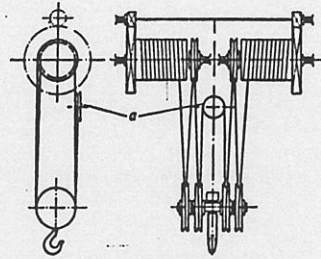
Primjeri za vježbu: Za užetne prenosnike prema slikama 2.4 do 2.10 odrediti prenosni odnos p_k , stupanj djelovanja η_u i odnos F/Q u slučaju a) valjnih ležajeva, b) kliznih ležajeva.



Sl. 2.4 do 2.7

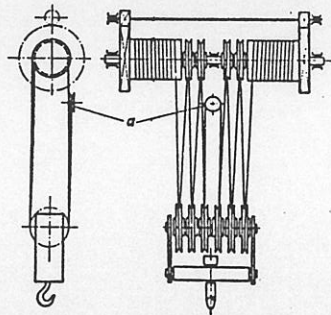


Sl. 2.8

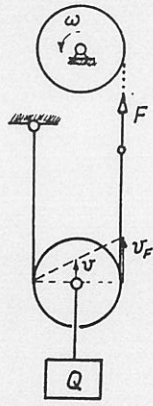


Sl. 2.9

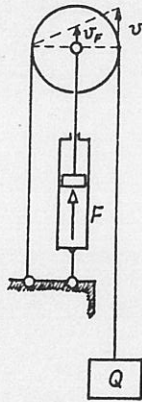
Za koloturnike prema slici 2.11 a,b,c odrediti pogonsku silu F kod dizanja i izvesti izraze za stupnjeve djelovanja kod dizanja i spuštanja. Navesti razloge zbog kojih se hidraulički pogon kod dizanja tereta izvodi tako, da pogonska sila djeluje na pomične užetnike.



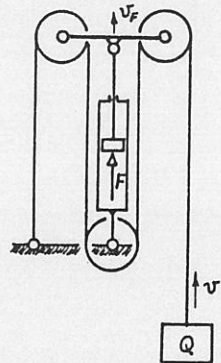
Sl. 2.10



a)



b)



c)

Sl. 2.11.

2.2. Dimenzioniranje čeličnih užeta (JUS M.D1.070, JUS C.H1.022)

Izbor užeta vrši se na temelju računске sile loma F_r

$$F_r = A R_m = f \frac{d^2 \pi}{4} R_m, \quad N \quad (2.3)$$

F_r - računska sila loma, N;

R_m - lomna čvrstoća žica, N/mm²;

F - maksimalna sila u užetu prema (2.2), N.

Računska sila loma treba biti

$$F_r \geq S F = F_s; \quad S - \text{koeficijent sigurnosti} \quad (2.4)$$

iz (2.3) i (2.4) slijedi

$$d \geq \sqrt{\frac{4 S}{f \pi R_m}} \sqrt{F} = c \sqrt{F}, \quad \text{mm} \quad (2.5)$$

$$c = \sqrt{\frac{4 S}{f \pi R_m}} \quad (2.6)$$

Faktor ispune f jednak je odnosu metalnog i teoretskog presjeka prema (2.3) tj.

$$f = \frac{A}{A_t} = \frac{4A}{d^2 \pi}, \quad \text{a njegova vrijednost}$$

ovisi o vrsti užeta (JUS C.H1.022), tablica 2.1.

Minimalni koeficijent sigurnosti S ovisi o pogonskoj grupi:

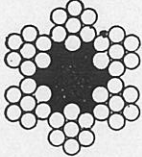
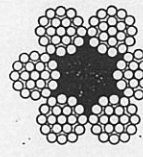
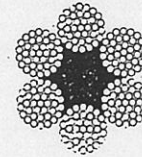
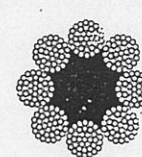
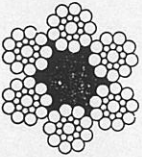
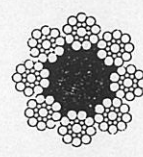
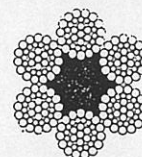
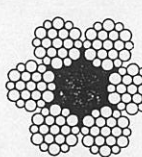
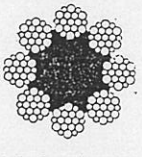
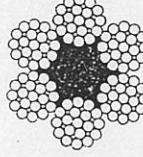
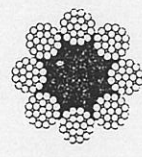
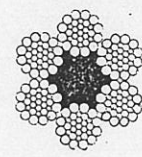
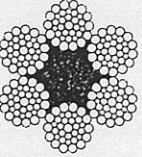
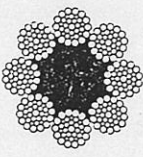
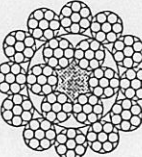
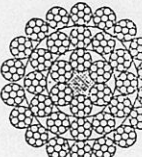
Pogonska grupa	1	2	3	4
Koeficijent sigurnosti S	4,5	5	6,3	7,1

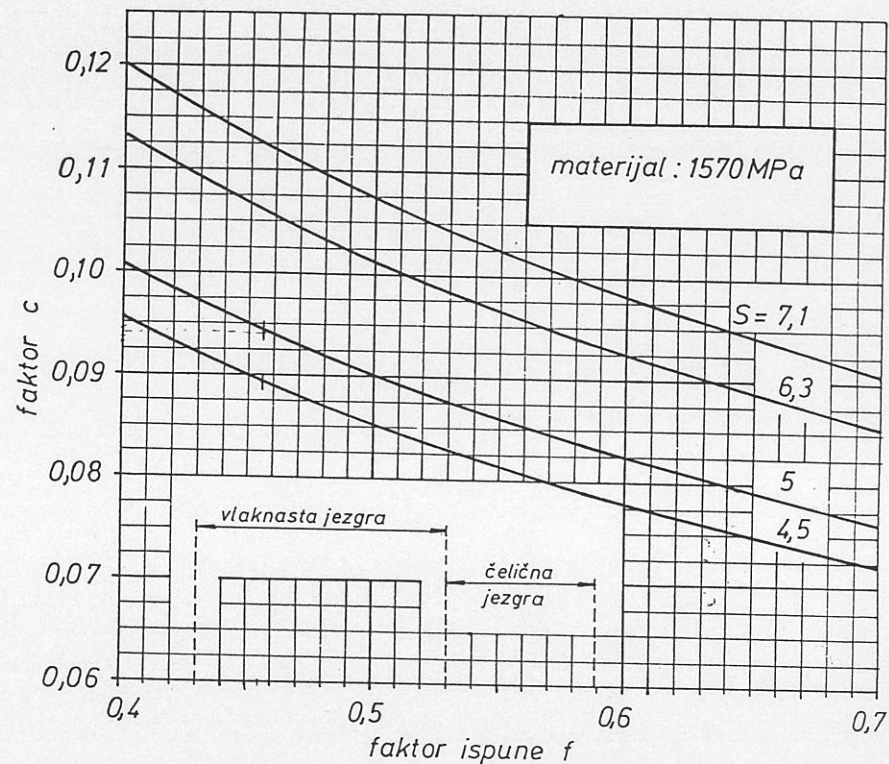
Za neodvrtivu i slabo odvrtivu užad koeficijent sigurnosti treba povećati za 8%.

Propisani promjeri d , mm za pramenu čeličnu užad:

2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 32, 36, 40, 44, 48, 52, 56, 60, 64, 68.

Tablica 2.1 Pramen čelična užad, pregled standardiziranih konstrukcija

NORMALNO PLETENA UŽETA				
6x7 f=0,47  JUS C.H1.070 d = 2, ..., 40	6x19 f=0,455  JUS C.H1.072 d = 3, ..., 56	6x37 f=0,455  JUS C.H1.074 d = 6, ..., 64	8x37 f=0,431  JUS C.H1.084 d = 12, ..., 58	
PARALELNO PLETENA UŽETA				
Konstrukcija:		Seale		
6x19 f=0,49  JUS C.H1.100 d = 6, ..., 36	8x19 f=0,435  JUS C.H1.104 d = 10, ..., 44	6x37 f=0,50  JUS C.H1.102 d = 10, ..., 54	Warrington 6x19 f=0,49  JUS C.H1.090 d = 6, ..., 36	
Warrington		Sa žicama za popunu		
8x19 f=0,435  JUS C.H1.096 d = 10, ..., 44	6x19 f=0,50  JUS C.H1.086 d = 8, ..., 44	8x19 f=0,445  JUS C.H1.088 d = 10, ..., 56	Warrington-Seale 6x31 f=0,50  JUS C.H1.106 d = 10, ..., 56	
Warrington - Seale		Slabo odvrtivo		
6x36 f=0,50  JUS C.H1.108 d = 12, ..., 56	8x36 f=0,445  JUS C.H1.112 d = 16, ..., 68	18x7 f=0,52  JUS C.H1.115 d = 4, ..., 28	Neodvrtivo	
		36x7 f=0,53  JUS C.H1.119 d = 12, ..., 40		



Sl.2.12. Vrijednosti faktora c za pramenu užad

Primjer izbora užeta

Zadano: $F = 55 \text{ kN}$, pogonska grupa teška, normalno pleteno uže sZ, 6x19.

Izbor: $d \geq c \sqrt{F}$; $c = 0,106$ (sl. 2.12., za $f = 0,455$)
 $d \geq 0,106 \sqrt{55000} = 24,86 \text{ mm}$; $d = 26 \text{ mm}$

Oznaka užeta: Uže 26 JUS C.H1.072-VJ-g 1570 sZ

VJ - vlaknasta jezgra
g - gola žica

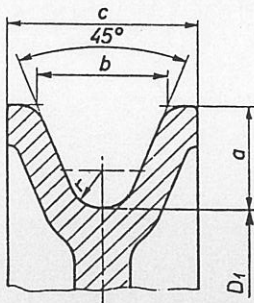
2.3. Promjer bubnja, užetnika i užetnika za izravnavanje

Tablica 2.2. Minimalni odnosi D/d

Pogonska grupa	Minimalna vrijednost D/d za		
	bubanj	užetnik (*)	užetnik za izravnavanje
1	18	18 (20)	10
2	20	20 (22)	11
3	22	22 (24)	12
4	24	24 (26)	13

(*) vrijednosti u zagradama vrijede za neodvrtivu i slabo odvrtivu užad

2.4. Glavne dimenzije užetnika



$$r = (0,47 \dots 0,53)d$$

Tablica 2.3 Mjere profila žlijeba užetnika (mm), JUS M.D1.200

r	a	b	c		r	a	b	c	
			za sivi lijev	za Če. i ČL.				za sivi lijev	za Če. i ČL.
2,5	10	11,6	18	18	12,5	37,5	47,7	70	65
3,2	12,5	14,6	22	22	14	40	51,8	75	70
4	15	17,8	28	28	16	45	58,6	80	75
5	17,5	21,2	32	32	18	50	65,5	90	85
6,3	20	25,0	38	36	20	55	72,3	100	95
8	25	31,4	45	43	22,5	60	79,8	110	105
9	30	36,9	55	50	25	67,5	89,3	120	115
10	32,5	40,3	60	55	28	75	99,5	135	125
11	35	43,7	65	60					

Standardni promjeri D_1 užetnika su: 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, ..., mm.

Smjernice za konstrukciju:

$$r = 0,53 d$$

$$h = (2 \dots 2,5)d$$

$$c = (3,5 \dots 4)d$$

$$B = b + 10 \dots 20 \text{ mm}$$

(ukoliko proračun ne zahtijeva veće dimenzije), ili

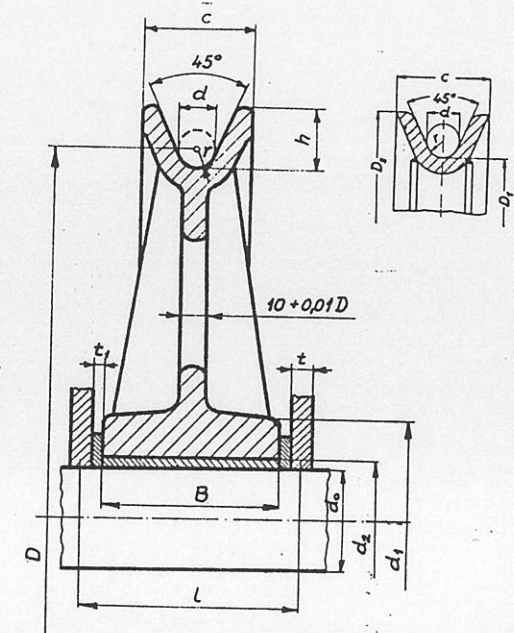
$$B = (1,6 \dots 2) d_o$$

$$d_1 = 1,7 d_o + 10 \text{ mm,}$$

za čelik

$$d_1 = 1,9 d_o + 10 \text{ mm,}$$

za SL.



Sl. 2.13. Mjerna skica užetnika

Proračun osovine užetnika (sl. 2.13 i 2.14)

- odabrati t i t_1

$$l = B + t + 2t_1$$

$$M_{\max} = \frac{F}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{B}{4} \right) \leq \frac{\pi d_o^3}{32} \cdot \sigma_d$$

$$\sigma_d = 80 \dots 100 \text{ N/mm}^2 \text{ za } \check{C}.0545$$

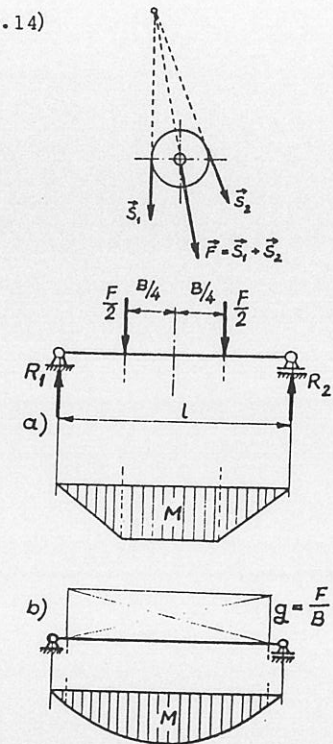
Površinski pritisak kliznoga ležaja

$$p = \frac{F}{B d_o} \leq p_d = 8 \dots 10 \text{ N/mm}^2$$

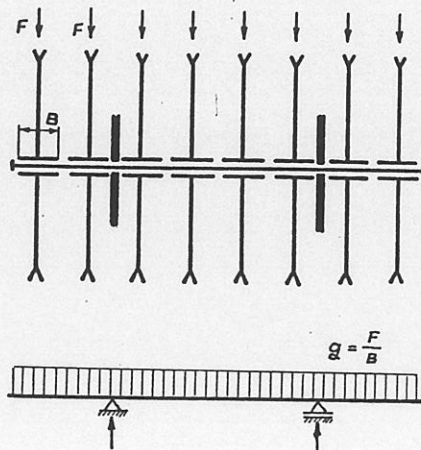
Površinski pritisak nosivog lima

$$p = \frac{F}{2t d_o} \leq p_d = 100 \dots 150 \text{ N/mm}^2$$

Sl. 2.14. Proračunska skica osovine užetnika



Način opterećenja osovina s više užetnika uzeti prema sl. 2.14a



Sl. 2.14a Osovina s više užetnika

2.5 Bubanj za čelično užje

2.5.1 Osnovne dimenzije bubnja

Dimenzije profila normalnih žlijebova:

$$\begin{aligned} r &= 0,53 d \\ t &\approx 1,15 d \\ e_1 &= 0,125 d \end{aligned}$$

Debljina stijenke bubnja (iskustveno):

Zavarena izvedba

$$s = (0,6 \dots 0,8) d$$

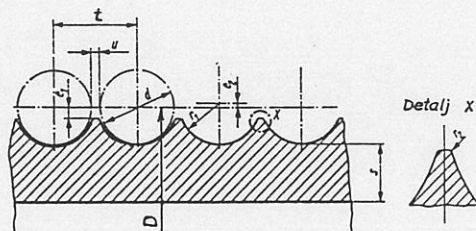
Bubanj iz SL -

$$s \geq 0,9 d; \quad s = 0,03 D + 5 \text{ mm}; \quad s_{\min} = 10 \dots 12 \text{ mm}$$

Proračun stijenke bubnja

Stijenka bubnja opterećena je na:

- uvijanje - može se zanemariti jer je naprezanje najčešće malo,
- savijanje - od utjecaja je kod vrlo dugačkih bubnjeva,
- prolom - uslijed namatanja opterećenog užeta, stijenka bubnja dimenzionira se prvenstveno prema naprezanjima koja odatle slijede.



Sl. 2.15 Profil žlijebova bubnja

Naprezanje uslijed namatanja užeta (sl. 2.15a):

a) Cirkularno (tlačno)

F - maksimalna sila u užetu

$$\sigma_{\varphi} = \frac{F}{t s} \quad (\text{teoretski})$$

$$\sigma_{\varphi} = 0,85 \frac{F}{t s} \quad (\text{podalje od mjesta namatanja})$$

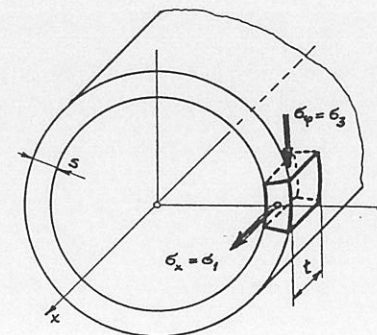
$$\sigma_{\varphi} = 0,5 \frac{F}{t s} \quad (\text{na mjestu namatanja})$$

b) Normalno naprezanje od savijanja stijenke na mjestu namatanja

$$\sigma_x = 0,96 F \sqrt{\frac{1}{D s^3}} \quad \text{N/mm}^2$$

D, s u mm

F u N



Sl. 2.15a Naprezanje elementa stijenke bubnja

Glavna naprezanja na mjestu namatanja:

$$\sigma_1 = \sigma_x = 0,96 F \sqrt{\frac{1}{D s^3}} \quad (2.7)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{\varphi} = -0,5 \frac{F}{t s} \quad (2.8)$$

$$\sigma_2 = 0$$

Dozvoljena naprezanja:

- za čelični bubanj (Č.0345)

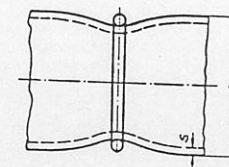
$$\sigma_x \leq 50 \text{ N/mm}^2; \quad |\sigma_{\varphi}| \leq 100 \text{ N/mm}^2$$

- za bubanj iz SL -

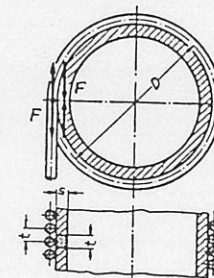
$$\sigma_x \leq 20 \dots 25 \text{ N/mm}^2; \quad |\sigma_{\varphi}| \leq 60 \text{ N/mm}^2$$

- za zavareni spoj stijenke bubnja

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_d = \frac{R_e}{S}; \quad S = 2 \dots 3$$



Sl. 2.15b Deformacija stijenke bubnja od jednog navoja užeta



Sl. 2.15c Opterećenje stijenke bubnja s namotanim užetom

Debljina čelne ploče bubnja (sl. 2.16):

- za lijevani bubanj $w \approx s$
- za bubanj u zavarenoj izvedbi (prema Ernstu)

$$\sigma = 1,44 \left(1 - \frac{2}{3} \frac{D_1}{D}\right) \frac{F_h}{w^2} \leq \sigma_d = \frac{R_e}{S}$$

σ_d - do 100 N/mm²

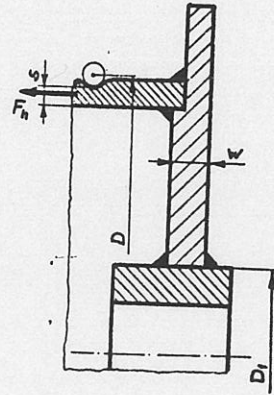
$S = 2 \dots 3$

$F_h \approx 0,1 F$

D - promjer bubnja

D_1 - vanjski promjer glavine

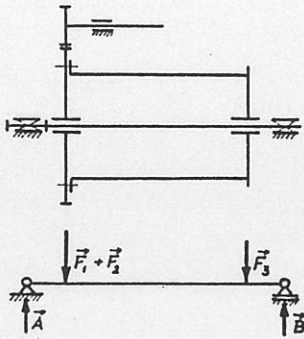
w - debljina stijenke



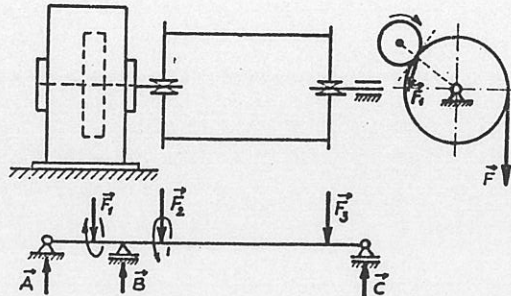
Sl.2.16 Čelna ploča bubnja

Bubnjevi se danas najčešće izvode u zavarenoj izvedbi.

2.5.2 Osovina bubnja



Sl. 2.17



Sl. 2.18

Na slikama 2.17 do 2.19 prikazane su sheme nekih izvedbi sklopa bubanj - osovina bubnja - pogonski zupčanik s odgovarajućim statičkim modelom.

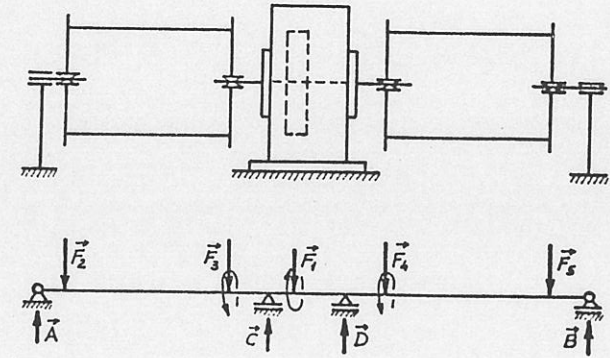
Oznake: F_1 - obodna sila na zupčaniku

F_2, F_3, \dots - sile na glavinama bubnja uslijed tereta

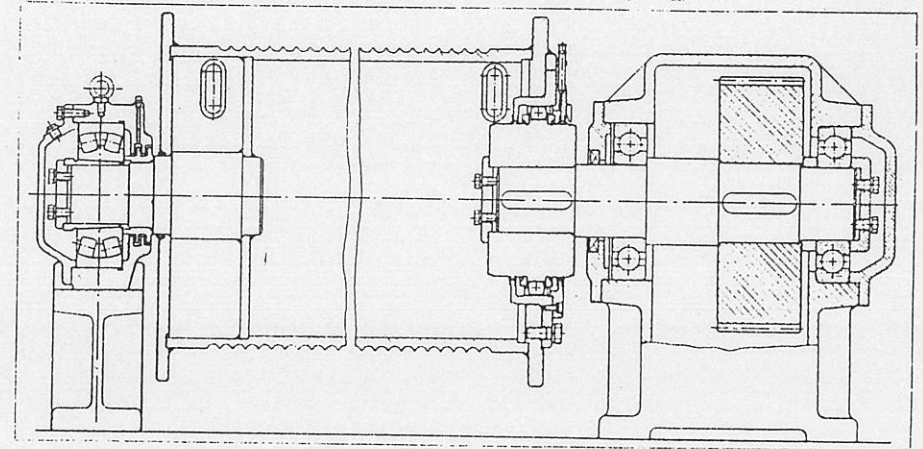
A, B, C, D - reakcije u osloncima

Proračun osovine bubnja provesti prema statičkom modelu (savijanje ili savijanje + uvijanje).

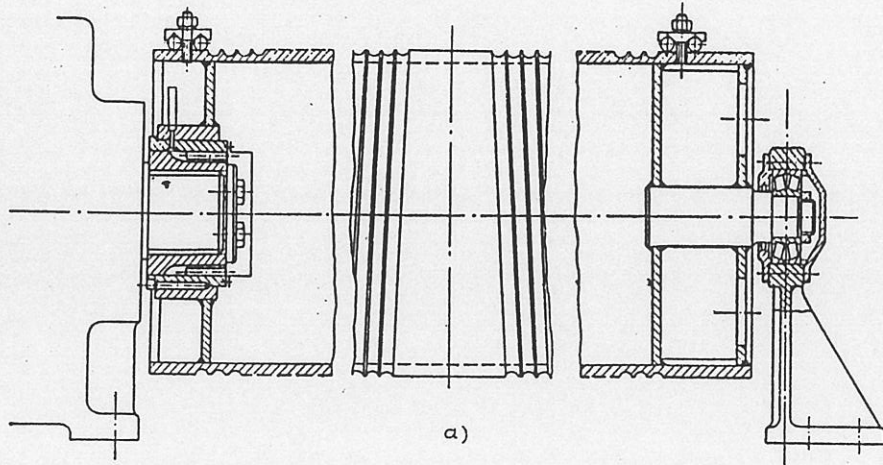
Sl. 2.19



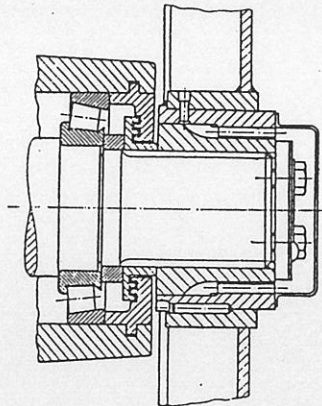
Da bi se izbjegao statički neodređeni nosač izvodi se u posljednje vrijeme spoj bubnja s osovinom u obliku zglobne veze (spojka s bačvastim elementima, sl.2.20 do 2.22, odnosno zupčasta spojka prema sl.2.23 do 2.27).



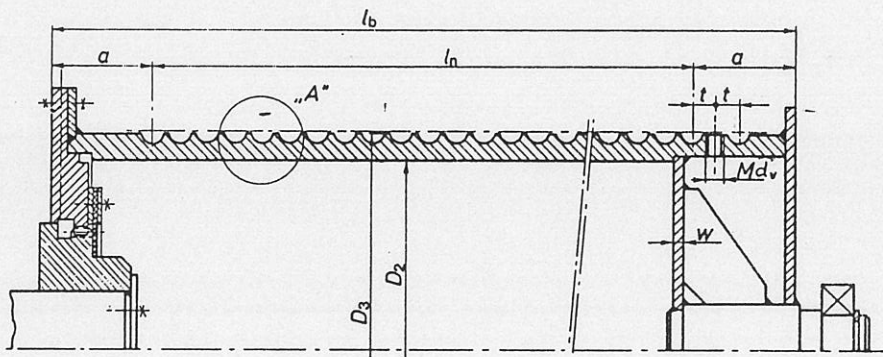
Sl. 2.20 Presjek konstrukcije bubnja i reduktora sa zglobnom osovinom



Sl.2.25 Konstrukcija bubnja /26/ - a),
detalj spoja bubnja i
reduktora - b)

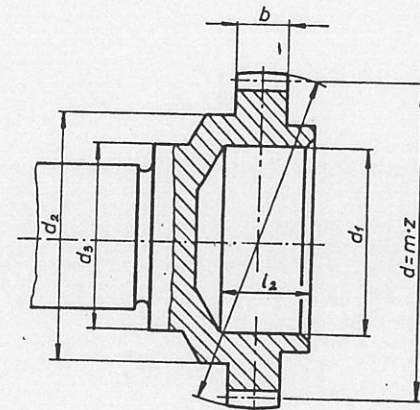


Sl.2.26 Konstrukcija bubnja, rješenje
slično slici 2.25, na bubanj
se namata jedno uže



Sl. 2.26

Tablica 2.4 Mjere zupčaste spojke
(mm), prema sl.2.27



Sl.2.27 Zupčasta spojka
bubnja prema sl.
2.24

Moment M_t , kNm	m	z	b
0,71	2,5	30	12
1,40	2,5	38	15
3,15	3	40	20
5,60	3	48	25
8,00	3	56	25
11,80	4	48	30
19,0	4	56	35
23,5	4	62	35
30,0	6	46	35
50,0	6	56	40
71,0	8	48	45
100,0	8	54	50
150,0	10	48	60
200,0	10	54	65
250,0	10	58	70

Ostale mjere zupčaste spojke podesiti promjerima vratila odnosno ležaja.

Zupčasta spojka prema tb. 2.4 bira se prema najvećem momentu na bubnju M_b kod nominalnog opterećenja tako da bude

$$M_t \geq (1,8 \dots 2,25) M_b$$

Površinski pritisak na zupcima spojke kontrolira se prema

$$p = f_z \frac{M_b}{b d_o^2} = f_z \frac{M_b}{b(zm)^2} \leq P_d = 1 \dots 1,5 \text{ kN/cm}^2$$

gdje je: $f_z = 1,25$, faktor neravnomjernosti zahvata.

Proračun osovine bubnja vrši se nakon što se konstrukcijski riješi oblik veze plašta bubnja s osovinom i reduktorom. Tako na pr. za opterećenje prema sl.2.24 vrijedi:

$$\left. \begin{aligned} d_o & - \text{promjer osovine, unutrašnji promjer ležaja, mm} \\ c_A & = l_A/d_o = 1,5 \dots 2 \\ c_B & = l_B/d_o = 1,5 \dots 2 \end{aligned} \right\} \text{ ovisno o konstrukciji}$$

Moment savijanja: $M_A = F_A l_A = c_A d_o F_A$

Naprezanje: $\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{c_A d_o F_A}{\frac{\pi d_o^3}{32}} \leq \sigma_d$

Promjer: $d_o \geq \sqrt{\frac{32 c_A F_A}{\pi \sigma_d}}$

Dozvoljeno naprezanje ovisi o karakteru opterećenja (statičko, dinamičko) te o konstrukcijskoj izvedbi osovine (glatka ili s prijelazima - koncentracija naprezanja!). Ukoliko se ne vrši detaljniji proračun s obzirom na dinamičku čvrstoću i koncentraciju naprezanja, može se uzeti za materijal sa čvrstoćom loma $R_m = 500 \text{ MPa}$

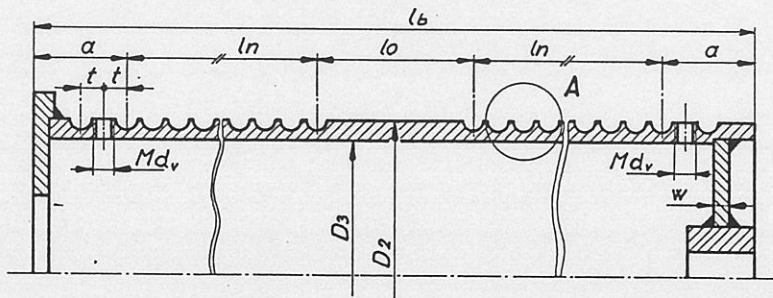
$\sigma_d = 70 \dots 100 \text{ MPa}$, manje vrijednosti za veće promjere osovine
a veće vrijednosti za manje promjere
(30...40 mm).

2.5.3 Dužina bubnja

Dužina narezanog dijela bubnja jednaka je (sl.2.28)

$$l_n = \left(\frac{p_k H}{D \pi} + 3 \dots 4 \right) t \quad (2.9)$$

H, visina dizanja ; p_k - prenosni odnos koloturnika
D, promjer bubnja ; dodatak (3...4)t: dva navoja prije užetne veze i 1...2 navoja radi istežanja užeta.



Sl. 2.28 Određivanje dužine bubnja

Kod udvojenog koloturnika dužina nenarezanog dijela na sredini iznosi

$$l_o = (6 \dots 10) t$$

a na krajevima dužina $a = (4 \dots 6) t$.

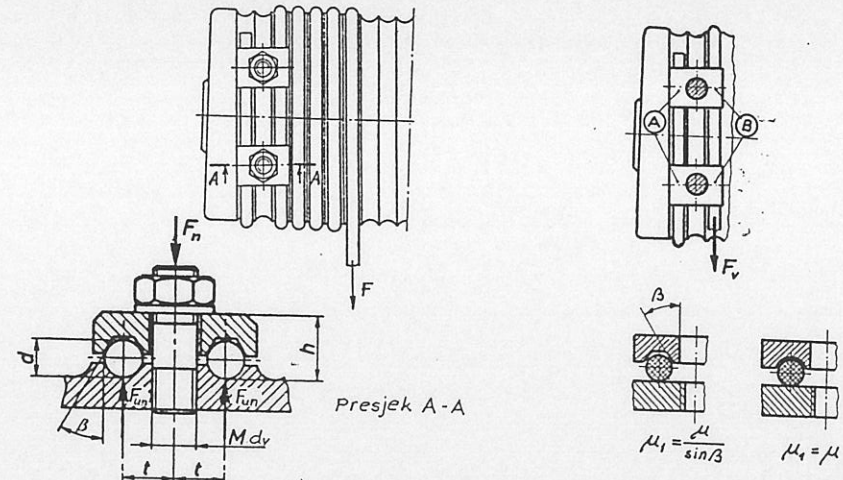
Ukupna dužina bubnja s udvojenim koloturnikom je

$$l_b = 2(l_n + a) + l_o \quad (2.10)$$

2.5.4. Veza užeta s bubnjem

Veza užeta s bubnjem treba biti proračunata na osnovi najveće sile u užetu kod nazivnog opterećenja, uzimajući u obzir užetno trenje s $\mu = 0,1$.

Kod najnižeg položaja kuke trebaju na bubnju ostati još dva navoja užeta, ne računajući navoje koji služe za pričvršćenje, tj. sila u užetu na mjestu veze s bubnjem mora biti $F_v \leq 0,4 F$.



Sl. 2.29 Veza užeta s bubnjem

Sl. 2.30 Skica uz proračun veze užeta s bubnjem

Sila koju treba ostvariti vezom:

$$F_v = \frac{F}{e^{\mu \alpha}} = \frac{F}{e^{0,1 \cdot 4\pi}} = 0,285 F$$

Određivanje normalne sile u vijcima (sl. 2.29 i 2.30):

- sila trenja, ostvarena pritezanjem na mjestu (A)

$$T_A = (\mu + \mu_1) F_{un} \quad ; \quad \mu = 0,1, \mu_1 - \text{prema sl.2.30,}$$

F_{un} - normalna sila između užeta i podloge, ostvarena vezom

- na mjestu (B)

$$T_B = (\mu + \mu_1) F_{un}$$

- ovim silama treba još pribrojiti silu užetnog trenja od (A) do (B), pa treba biti

$$T_A e^{\mu\alpha} + T_B = F_V; \text{ gdje je } \alpha = 2\pi, \text{ obuhvatni kut od (A) do (B)}$$

odakle slijedi

$$(\mu + \mu_1) F_{un} (e^{\mu\alpha} + 1) = F_V$$

odnosno

$$F_{un} = \frac{F_V}{(\mu + \mu_1) (e^{\mu\alpha} + 1)}$$

Uvrštenjem $\mu = 0,1$, $\alpha = 2\pi$, $F_V = 0,285 F$, slijedi

$$F_{un} = 0,1 F / (\mu + \mu_1)$$

a za $\beta = 40^\circ$, što je najčešće, slijedi

$$F_{un} = 0,39 F \cong 0,4 F, \text{ pa je}$$

$$F_n = 2 F_{un} = 0,8 F, \text{ normalna sila u vijku.}$$

Potrebni broj vijaka odredi se iz:

$$\sigma = \frac{1,3 F_n}{z A_V} + \frac{\mu_1 F_n h}{z \frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_d, \text{ odnosno}$$

$$z \geq \frac{F_n}{\sigma_d} \left(\frac{1,3}{A_V} + \frac{32 \mu_1 h}{\pi d^3} \right) \quad (2.11)$$

gdje je: d_1 , promjer jezgre vijka, $A_V = \pi d_1^2 / 4$

$$\sigma_d = 0,65 \frac{R_e}{1,5} \cong \frac{R_e}{2,5}, \text{ dozvoljeno naprezanje za vijke,}$$

R_e , granica tečenja za materijal vijaka, na pr. za kvalitet materijala 5.6, $R_e = 300 \text{ MPa}$.

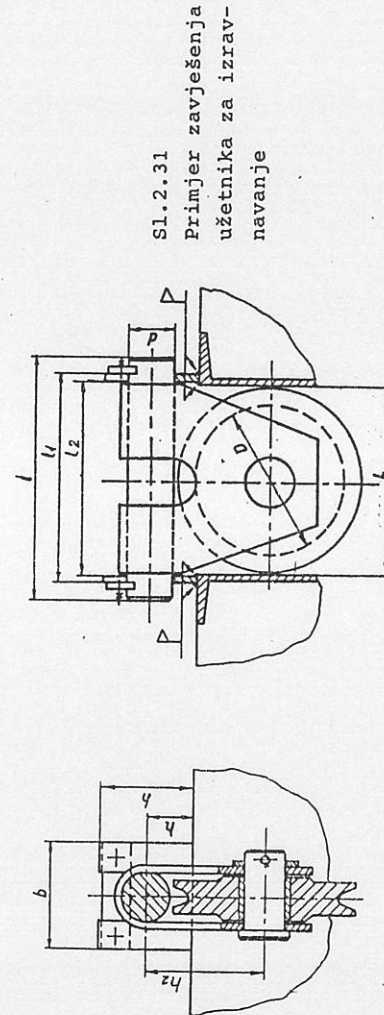
Faktorom 1,3 uzima se u obzir uvijanje vijaka kod stezanja.

Nazivni promjer vijaka d_v bira se tako da bude $d_v \leq t$.

Vijci se stavljaju po obodu bubnja na rastojanju $l_v \geq 5 d$.

Minimalni broj vijaka je dva.

2.5.5 Užetnik za izravnavanje



Tablica 2.5 Dimenzije zavješnja užetnika za izravnavanje (mm)

Sila na užnici [kN]	Promjer užeta [mm]	D	L	b	d	h	h4	h2	l	l1	l2	Masa u [kg] po kom.
16	9	125	165	95	45	90	45	105	219	195	175	10,57
25	11	140	180	110	50	100	50	115	242	210	190	15,15
31,5	12	160	210	115	55	110	55	135	272	240	220	20,4
40	13	180	230	120	60	115	60	145	296	264	240	27,7
50	16	200	260	145	65	130	65	165	334	294	270	38,1
62,5	18	225	290	150	70	140	70	180	364	324	300	49,8
80	20	250	325	160	80	150	80	200	399	359	335	67,6
100	22	280	365	170	90	170	90	230	445	405	375	91,6
125	24	300	385	175	95	175	95	245	465	425	395	96,1
160	27	315	410	190	110	185	100	265	490	450	420	128,5
200	30	400	510	220	120	210	110	315	600	550	520	190

2.6 Sklop kuke

2.6.1 Kuke

Tablica 2.6 Nosivosti kuća po pogonskim grupama u t

Kuke su u standardima (JUS, DIN) označene brojevima. Broj kuke odabran je tako da označava dozvoljenu nosivost u tonama za neku odabranu nazivnu pogonsku grupu dizalica.

Na primjer, u JUS-u je nazivna grupa - pogonska grupa 2, a nosivosti kuke u t navedene su u tablici 2.6.

Tablica vrijedi za jednokrake i dvokrake kuke.

Broj kuke	Pogonska grupa			
	1	2	3	4
1	1,25	1	0,8	-
1,25	1,6	1,25	1	0,8
2	2,5	2	1,6	1,25
3,2	4	3,2	2,5	2
5	6,3	5	4	3,2
6,3	8	6,3	5	4
8	10	8	6,3	5
10	12,5	10	8	6,3
12	16	12,5	10	8
16	20	16	12,5	10
20	25	20	16	12,5
25	32	25	20	16
32	40	32	25	20
40	50	40	32	25
50	63	50	40	32
63	80	63	50	40
80	100	80	63	50
100	125	100	80	63
125	160	125	100	80
160	200	160	125	100
200	250	200	160	125
250	320	250	200	160
320	400	320	250	200

Materijal kuke: čvrstoća loma $R_m = 420 \dots 500$ MPa,
granica tečenja $R_e \geq 240$ MPa,
materijali (JUS) Č.1330, Č.1331, Č.1205

Dozvoljeno naprezanje kod točnog proračuna na savijanje:

$$\sigma_d = \frac{R_e}{S}; \quad S = 1,6 \quad \text{za lake uvjete rada} \quad (\sigma_d = 150 \text{ MPa})$$

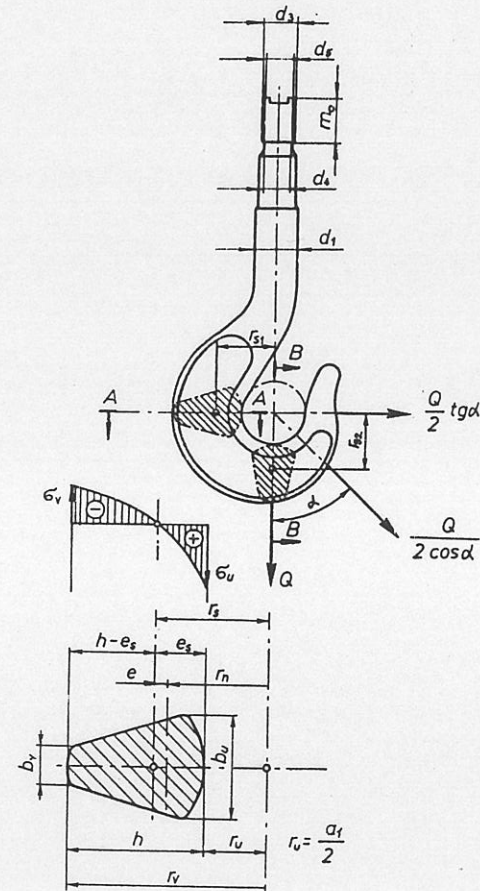
$$S = 2 \quad \text{za srednje uvjete rada} \quad (\sigma_d = 120 \text{ MPa})$$

$$S = 2,5 \quad \text{za teške uvjete rada} \quad (\sigma_d = 100 \text{ MPa})$$

$$S = 3,15 \quad \text{za vrlo teške uvjete rada} \quad (\sigma_d = 80 \text{ MPa})$$

Za kuke broj 3,2 i manje koeficijent sigurnosti je

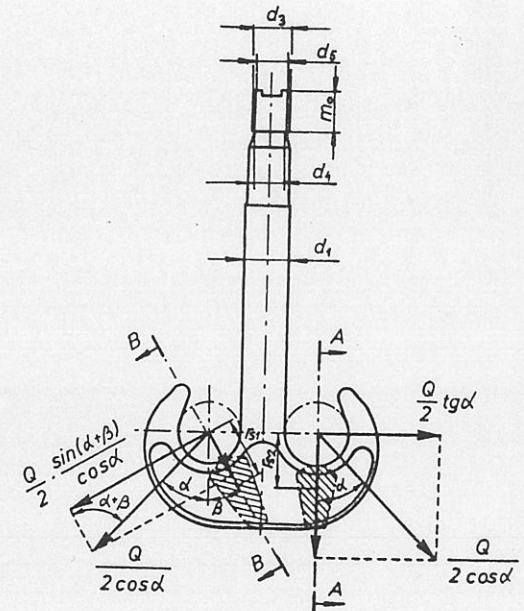
$S = 3 \dots 4$, bez obzira na uvjete rada. Razlog tome je češća pojava preopterećenja kuka manjih nosivosti.



Sl. 2.32

Jednokraka kuka,
skica uz proračun

Sl. 2.33
Dvokraka kuka,
skica uz proračun



Dozvoljeno normalno naprezanje u najmanjem presjeku obrađenog vrata kuke upola je manje od dozvoljenog normalnog naprezanja u zakrivljenom dijelu kuke.

$$\sigma = \frac{4 Q}{\pi d_4^2} \leq \sigma_{d,v} = \frac{R_e}{2S} \quad (2.12)$$

Površinski pritisak u navoju kuke

$$p = \frac{4 Q t}{\pi(d_3^2 - d_5^2)m_0} \leq p_d ; \quad t = \text{hod navoja} \\ m_0 = \text{visina matice (navoja)}$$

p_d , MPa	30	24	19	15
za pog. grupu	1	2	3	4

Provjeru čvrstoće kuke potrebno je provesti ukoliko mjere kuke ne odgovaraju važećem propisu. U tom slučaju provjeravaju se naprezanja u presjecima A-A, B-B, u najmanjem presjeku vrata kuke i površinski pritisak u navoju kuke (sl. 2.32 i 2.33).

Maksimalna naprezanja σ_u i σ_v u presjecima A-A i B-B su

$$\sigma_{u,v} = \frac{F_n}{A} + \frac{M}{Ae} \frac{r-r_n}{r} , \quad \text{kN/cm}^2 \quad (2.13)$$

gdje je:

$$r = r_u = a_1/2 , \quad \text{za računanje } \sigma_u$$

$$r = r_v = r_u + h , \quad \text{za računanje } \sigma_v$$

$$A = \frac{b_u + b_v}{2} h , \quad \text{cm}^2 - \text{površina promatranog presjeka}$$

$$e_s = \frac{h}{3} \frac{b_u + 2b_v}{b_u + b_v} , \quad \text{cm} - \text{položaj središta presjeka}$$

$$r_s = r_u + e_s , \quad \text{cm} - \text{polumjer zakrivljenosti štapa}$$

$$r_n = \frac{A}{c_A - (b_u - b_v)} , \quad \text{cm} - \text{položaj neutralne linije}$$

$$c_A = \frac{b_u r_v - b_v r_u}{h} \left(n \frac{r_v}{r_u} \right)$$

$$e = r_s - r_n , \quad \text{cm} - \text{ekscentricitet neutralne linije}$$

$$F_n = Q , \quad \text{kN} - \text{za presjek A-A jednokrake kuke}$$

$$F_n = \frac{Q}{2} \text{tg } \alpha , \quad \text{kN} - \text{za presjek B-B jednokrake i presjek A-A dvokrake kuke}$$

$$F_n = \frac{Q}{2} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} , \quad \text{kN} - \text{za presjek B-B dvokrake kuke}$$

$$\alpha = 45^\circ , \quad \text{maksimalni kut zavješnja}$$

$$M = - F_n \cdot r_s , \quad \text{kNcm} - \text{moment savijanja reduciran na središte promatranog presjeka.}$$

Osnovne mjere kuke mogu se odrediti na temelju nosivosti u srednjoj pogonskoj grupi (JUS). Pritom su dimenzije a_1 , a_2 , h_1 , b_1 za kuke od broja 5 na više zaokružene na normirane brojeve reda R20. Tako za jednokraku kuku vrijedi

$$a_1 \cong \sqrt{Q} , \quad \text{cm} ; \quad Q , \quad \text{kN} - \text{nazivni teret u srednjim pogonskim uvjetima}$$

$$a_2 = 0,8 a_1$$

$$b_1 = b_u \cong 0,891 a_1$$

$$b_v \cong 0,41 a_1$$

$$h_1 \cong 1,122 a_1$$

za presjek A-A ,

dok su mjere presjeka B-B umanjene na 85% od presjeka A-A.

Naprezanje σ_u u presjeku A-A jednokrake kuke za takve odnose dimenzija iznosi

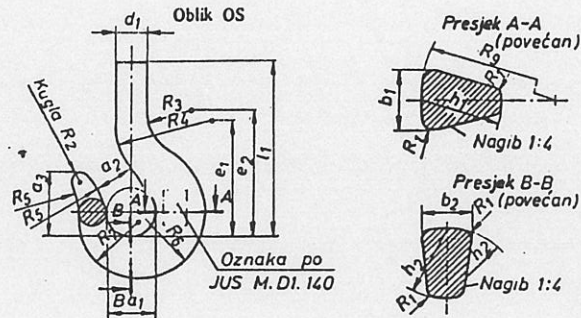
$$\sigma_{uA} \cong \sigma_d = 120 \text{ MPa.}$$

Promjer vrata kuke iznosi $d_1 \cong \frac{2}{3} \sqrt{Q}$, cm za jednokrake i dvokrake kuke a vanjski promjer navoja na vratu kuke $d_3 \cong 0,57 \sqrt{Q}$, cm ; Q u kN.

Za dvokraku kuku osim toga je:

$$a_1 \cong 0,8 \sqrt{Q} , \quad \text{cm} ; \quad a_2 = 0,8 a_1 , \quad \text{a dimenzije presjeka A-A}$$

$$b_1 = b_u \cong 0,67 \sqrt{Q} ; \quad h \cong 0,85 \sqrt{Q} ; \quad b_v \cong 0,41 a_1 .$$

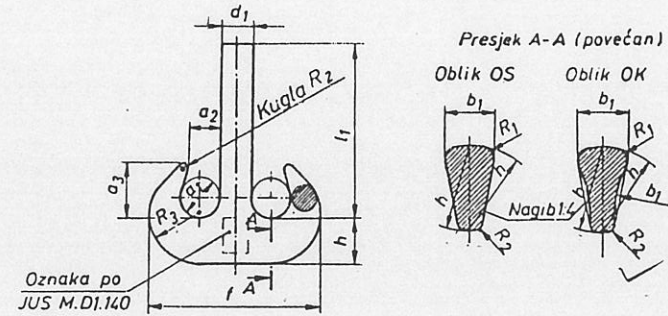


Sl. 2.34 Oznake mjera slobodno kovane jednokrake kuke

Tabela 2.7 Dimenzije jednokrake kuke

Broj kuke	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	d ₁	Navoj na vratu kuke	e ₁	e ₂	e ₃	h ₁	h ₂	l ₁	visina navoja	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	R ₅	R ₆	R ₇	R ₈	R ₉	Masa ≈ kg
0,08	25	20	28	13	11	14	M 10	60	60	52	17	14	100	9	2	3	32	53	53	27	28	34	0,2	
0,12	28	22	32	16	13	16	M 12	67	68	60	20	17	109	11	2	3,5	35	60	60	31	30	40	0,3	
0,16	30	24	34	19	15	16	M 12	71	73	63	22	19	115	11	2,5	4	37	63	63	34	33	44	0,4	
0,25	34	27	39	21	18	20	M 16	81	82	70	28	22	138	15	2,5	4,5	40	71	71	39	37	52	0,6	
0,32	36	28	41	22	19	20	M 16	85	88	74	28	24	144	15	3	5	43	75	75	42	40	56	0,8	
0,50	40	32	45	27	22	24	M 20	96	100	83	34	29	155	18	3,5	5,5	46	85	85	49	45	68	1,1	
0,63	43	34	48	29	24	24	M 20	102	108	89	37	31	167	18	4	6	48	90	90	53	48	74	1,6	
1	48	38	54	35	29	30	M 24	115	120	100	44	37	186	22	4,5	7	52	100	100	61	56	88	2,3	
1,25	50	40	57	38	32	30	M 24	120	128	105	48	40	197	22	5	8	55	100	100	65	60	96	3,2	
2	56	45	64	45	38	36	M 30	135	146	118	56	48	224	27	6	9	60	118	118	76	68	112	4,5	
3,2	63	50	72	53	45	42	M 36	152	167	132	67	58	253	32	7	10	65	132	132	90	78	134	6,3	
5	71	58	80	63	53	48	M 42	172	190	148	80	67	285	36	8	12	71	150	150	103	90	160	8,8	
6	80	63	90	71	60	53	M 45	194	216	165	90	75	318	40	9	14	80	170	170	114	100	180	12,3	
8	90	71	101	80	67	60	Rd 50 x 6	218	240	185	100	85	374	45	10	16	90	190	190	131	112	200	17,1	
10	100	80	113	90	75	67	Rd 56 x 6	230	254	205	112	95	425	50	11	18	55	150	212	146	125	224	28	
12	112	90	127	100	85	75	Rd 64 x 8	256	280	221	125	108	460	56	12	20	65	165	236	163	140	250	40	
10	125	100	143	112	95	85	Rd 72 x 8	292	316	252	140	118	525	63	14	22	70	185	265	182	160	280	55	
20	140	112	160	125	106	95	Rd 80 x 10	325	357	280	160	132	595	71	16	25	80	210	300	204	180	320	77	
25	160	125	180	140	118	106	Rd 90 x 10	370	405	330	180	150	665	80	18	28	90	240	335	232	200	360	112	
32	180	140	202	160	132	118	Rd 100 x 12	415	455	360	200	170	735	90	20	32	100	270	375	262	224	400	160	
40	200	160	225	180	150	132	Rd 110 x 12	465	510	400	224	190	810	100	22	36	115	300	425	292	250	448	220	
50	224	180	252	200	170	150	Rd 125 x 14	517	567	447	250	212	905	112	25	40	130	335	475	326	280	500	310	
63	250	200	285	224	190	170	Rd 140 x 16	575	635	485	280	236	990	125	28	45	150	370	530	363	315	560	430	
80	280	224	320	250	212	190	Rd 160 x 18	655	710	550	315	265	1120	140	32	60	160	420	600	408	355	630	600	
100	315	250	358	280	236	212	Rd 180 x 20	727	802	598	355	300	1270	160	36	66	180	470	670	460	400	710	880	
125	355	280	402	315	265	236	Rd 200 x 22	827	902	688	400	335	1415	180	40	63	200	530	750	516	450	800	1220	
160	400	315	450	355	300	265	Rd 225 x 24	920	1020	750	450	375	1590	200	45	71	230	600	850	579	500	900	1740	
200	450	355	505	400	335	300	Rd 250 x 28	1035	1145	825	500	425	1790	225	50	80	250	675	950	654	560	1000	2480	
250	500	400	565	450	375	335	Rd 280 x 32	1150	1275	900	500	475	2010	250	56	90	285	750	1060	729	630	1120	3420	
320	560	450	635	500	425	375	Rd 320 x 36	1280	1430	980	630	530	2265	280	63	100	320	840	1180	815	710	1260	4800	

Detaljnije podatke potražiti u odgovarajućim standardima (JUS, DIN,...)



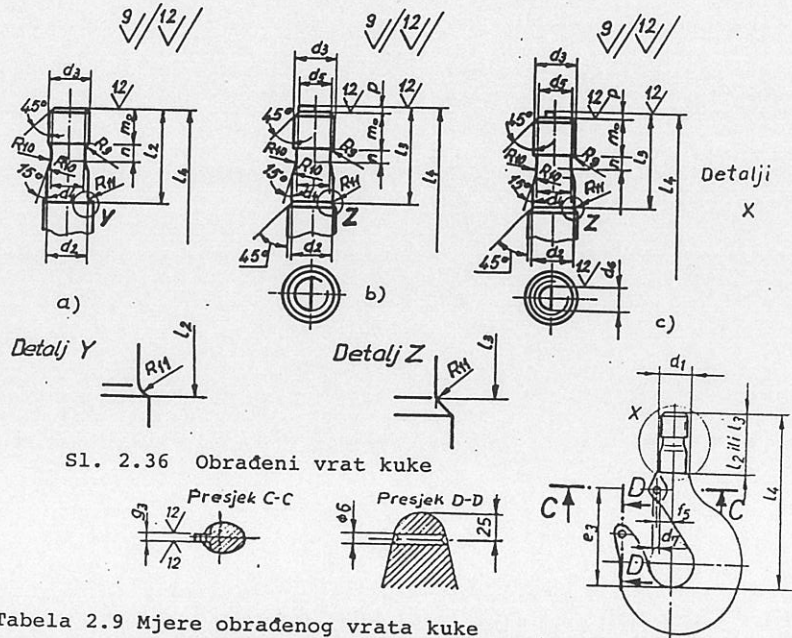
Sl. 2.35 Oznake mjera dvokrake kuke

Tabela 2.8 Dimenzije dvokrake kuke

Kuka broj	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	d ₁	f	h	l ₁	R ₁	R ₂	R ₃	Masa	
												OK.	OS
0,63	34	27	44	22	24	130	27	165	3	3	36	1,8	—
1	38	30	49	26	30	150	33	180	4	3	41	2,5	—
1,25	40	32	52	28	30	158	36	195	4	3,5	44	3,5	—
2	45	36	59	34	36	183	43	225	5	4	51	5	—
3,2	50	40	65	40	42	208	50	270	6	4,5	58	6,5	—
5	56	45	73	48	48	238	60	300	7	5,5	67	9	—
6,3	63	50	82	53	53	266	67	335	8	6,5	75	12,5	—
8	71	56	92	60	60	301	75	375	9	7	85	15,5	18
10	80	63	103	67	67	337	85	415	10	8	95	24	25
12	90	71	116	75	75	377	95	450	11	9	106	—	35
16	100	80	130	85	85	421	106	510	12,5	10	118	—	49
20	112	90	146	95	95	471	118	580	14	11	132	—	69
25	125	100	163	106	106	531	132	650	16	12,5	150	—	97
32	140	112	182	118	118	598	150	715	18	14	170	—	135
40	160	125	205	132	132	672	170	790	20	16	190	—	193
50	180	140	230	150	150	754	190	885	22	18	212	—	280
63	200	160	260	170	170	842	212	965	25	20	236	—	388
80	224	180	292	190	190	944	236	1090	28	22	265	—	539
100	250	200	325	212	212	1062	265	1235	32	25	300	—	750
125	280	224	364	236	236	1186	300	1375	36	28	335	—	1050
160	315	250	408	265	265	1330	335	1550	40	32	375	—	1480
200	355	280	458	300	300	1505	375	1745	45	36	425	—	2100
250	400	315	515	335	335	1685	425	1960	50	40	475	—	3000
320	450	355	580	375	375	1885	475	2210	56	45	530	—	4250

Oblik OK - kuka kovana u kalupu

Oblik OS - slobodno kovana kuka



Sl. 2.36 Obradeni vrat kuke

Tabela 2.9 Mjere obradenog vrata kuke

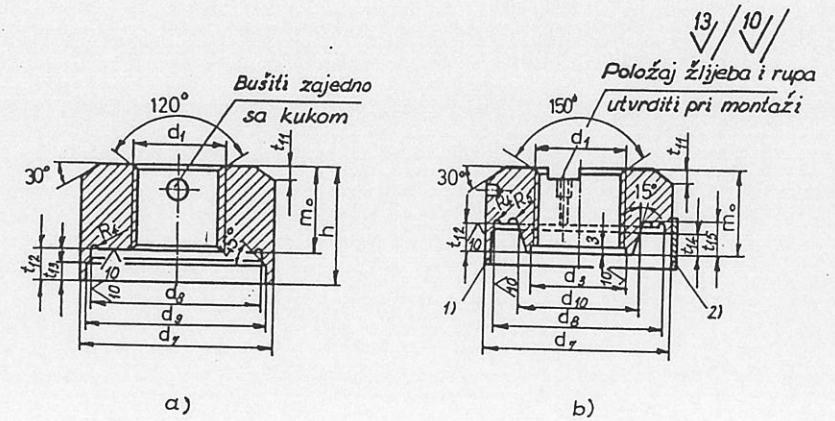
Broj kuke	d_1	d_2 h_9	Navoj d_3 c/f1	d_4	d_5 c/f1	d_6	d_7	e_3	f_5	g_3	l_2	l_3	l_4	m_o	n	p	R_9	R_{10}	R_{11}
3,2	42	36	M 36	30	-	-	10,2	132	30	-	83	-	250	32	10	-	2	10	3
5	48	42	M 42	35,5	-	-	10,2	148	33	-	93	-	281,5	36	15	-	3	10	3
6	53	45	M 45	38,5	-	-	10,2	165	37	-	103	-	314,5	40	15	-	3	10	3
8	60	50	Rd 50 x 6	42	43,4	-	10,2	180	27	18	121	112	375	45	20	10	4	14	3
10	67	56	Rd 56 x 6	48	49,4	-	12,2	205	32	23	133	122	413	50	20	10	4	16	3
12	75	64	Rd 64 x 8	54	55,2	-	12,2	221	34	23	-	135	446	56	25	10	4	18	3
16	85	72	Rd 72 x 8	62	63,2	-	16,2	252	37	28	-	157	505	63	25	12	4	20	3
20	95	80	Rd 80 x 10	68	69	-	16,2	280	42	33	-	170	576	71	30	12	6	22	3
25	106	90	Rd 90 x 10	78	79	-	20,2	330	48	33	-	187	645	80	30	12	6	25	3
32	118	100	Rd 100 x 12	85	86,8	-	20,2	360	54	38	-	207	716	90	40	12	6	28	3
40	132	110	Rd 110 x 12	95	96,8	-	20,2	400	60	38	-	232	788	100	40	12	6	32	3
50	150	125	Rd 125 x 14	108	109,6	80	25,3	447	68	42	-	257	885	112	45	12	8	36	3
63	170	140	Rd 140 x 16	120	122,4	90	25,3	485	75	42	-	280	969	125	50	12	10	40	5
80	190	160	Rd 160 x 18	138	140,2	100	25,3	550	83	45	-	322	1100	140	55	12	10	45	5
100	212	180	Rd 180 x 20	156	158	120	25,3	598	88	45	-	357	1245	160	60	12	12	50	5
125	236	200	Rd 200 x 22	173	175,8	140	30,3	688	100	50	-	402	1388	180	70	12	12	56	5
160	265	225	Rd 225 x 24	196	198,6	160	30,3	750	108	50	-	465	1565	200	80	15	12	63	5
200	300	250	Rd 250 x 28	217	219,2	180	30,3	825	117	55	-	510	1761	225	90	15	15	70	5
250	335	280	Rd 280 x 32	242	244,8	200	30,3	900	124	55	-	575	1974	250	100	15	18	80	5
320	375	320	Rd 320 x 36	278	280,4	240	30,3	980	134	60	-	650	2232	280	110	15	20	90	5

Oblici obradenih vratova kuke prema slici 2.36 vrijede za sljedeće brojeve kuka:

Sl. 2.36a - za kuke do broja 10 za serijska vitla i za kuke do broja 6 za normalne dizalice,

sl. 2.36b - za kuke broj 8 do broja 40

sl. 2.36c - za kuke iznad broja 40.

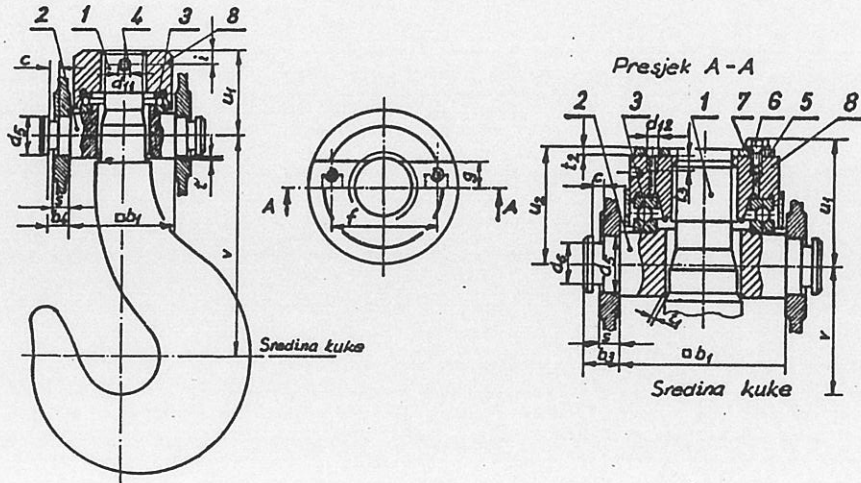


Sl. 2.37 Matice teretnih kuka

Tablica 2.10 Mjere matice teretnih kuka, mm

Navoj d_1	d_3	d_7	d_8	d_9	d_{10}	h	m_o	R_4	R_5	t_H	t_{12}	t_{13}	t_{14}	t_{15}	Broj kuke
M 36	-	70	60	63	-	44	32	0,6	-	4	12	8	-	-	3,2
M 42	-	80	70	73	-	49	36	0,6	-	5	13	9	-	-	5
M 45	-	95	85	88	-	56	40	1	-	5	16	9	-	-	6
Rd 50 x 6	50,6	115	105	-	68	-	55	1,6	4	8	20	-	15	22	8
Rd 56 x 6	56,6	125	115	-	78	-	62	1,6	4	8	21	-	16	23	10
Rd 64 x 8	64,8	145	135	-	88	-	67	2,5	5	8	24	-	18	26	12
Rd 72 x 8	72,8	165	150	-	98	-	76	2,5	5	8	25	-	19	27	16
Rd 80 x 10	81	175	160	-	108	-	84	2,5	6	10	29	-	23	32	20
Rd 90 x 10	91	185	170	-	118	-	93	2,5	6	10	28	-	22	31	25
Rd 100 x 12	101,2	205	190	-	128	-	103	2,5	6	10	33	-	25	36	32
Rd 110 x 12	111,2	240	225	-	144	-	115	2,5	8	10	33	-	25	36	40
Rd 125 x 14	126,4	270	250	-	164	-	125	2,5	8	10	35	-	27	39	50
Rd 140 x 16	141,6	320	300	-	187	-	140	2,5	10	10	48	-	38	53	63
Rd 160 x 18	161,8	360	340	-	207	-	153	2,5	12	10	48	-	38	53	80
Rd 180 x 20	182	400	380	-	235	-	173	2,5	16	10	53	-	43	58	100
Rd 200 x 22	202,2	445	420	-	258	-	193	2,5	16	10	58	-	46	63	125
Rd 225 x 24	227,4	490	460	-	290	-	215	3	18	12	63	-	51	69	160
Rd 250 x 28	252,8	530	500	-	320	-	241	3	18	12	75	-	60	82	200
Rd 280 x 32	283,2	590	560	-	360	-	266	3	20	12	81	-	63	89	250
Rd 320 x 36	323,6	680	650	-	420	-	296	3	20	12	91	-	69	100	320

Za kuke br. 3,2 do broja 6 matice imaju oblik prema sl. 2.37a, a za kuke br. 8 i veće vrijedi oblik b).



Sl. 2.38 Sklop vješanja teretne kuke

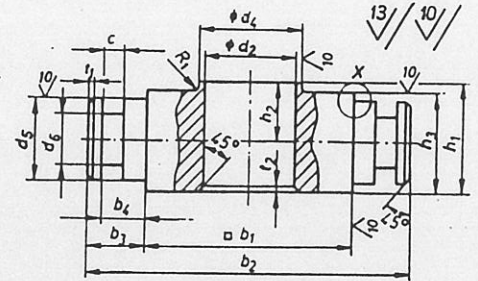
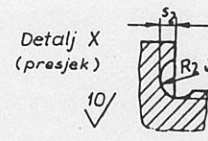
Tablica 2.11 Mjere sklopa vješanja kuke

Broj kuke	s	u ₁	d ₁₁ H12	d ₁₂	Pozicija 3, ležaj (FAG)
3,2	10	63,5	8		511 08
5	12	71	10		511 10
6	15	79,5	10		511 12
8	15	95	-	M 10	512 14
10	20	104	-	M 10	512 16
12	20	116	-	M 10	512 18
16	25	133	-	M 10	512 20
20	25	143	-	M 12	512 22
25	30	157	-	M 12	512 24
32	30	173	-	M 12	512 26
40	40	195	-	M 12	512 32
50	45	215	-	M 12	512 36
63	45	232	-	M 12	512 44
80	50	267	-	M 12	512 48
100	50	294	-	M 12	512 56
125	60	333	-	M 12	512 60
160	60	374	-	M 16	512 68
200	70	416	-	M 16	512 72
250	70	464	-	M 16	293 72 E.MB
320	80	522	-	M 16	293 84 E.MB

Mjere koje se odnose na nosač kuke sadržane su u tb. 2.12, ostale mjere: JUS M.D1.149.

2.6.2 Nosač kuke

Sl. 2.39 Nosač kuke za kolotur-
nik dulje izvedbe



Tablica 2.12 Dimenzije nosača kuke, mjere u mm, materijal Č.1430

Broj kuke	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	c	d ₂	d ₄ j6	d ₆ hg	d ₆	h ₁	h ₂	h ₃	R ₁	R ₂	s ₁	s ₂	t ₁	t ₂
3,2	80	125	22,5	17	8	37	40	30	19	40	21,5	37	0,6	1,4	0,5	1,2	2	2
5	90	140	25	19	8	43	50	35	23	45	24	42	0,6	1,4	0,5	1,2	3	2
6	100	155	27,5	22	8	46	60	40	27	50	27,5	45	1	1,4	0,5	1,2	3	2
8	125	185	30	24	10	51	70	45	32	55	30	50	1	1,2	0,5	1,2	4	2,5
10	140	210	35	29	10	58	80	50	36	60	32,5	55	1	1,2	0,5	1,2	4	3,5
12	160	230	35	29	10	66	90	55	40	65	35	60	1,3	1,2	0,3	1,2	4	5
16	180	265	42,5	34	10	74	100	60	42	78	42	72	1,3	2	0,5	2	5	6
20	190	275	42,5	36	12	82	110	70	50	88	47	82	1,3	2	0,5	2	5	7
25	200	295	47,5	41	12	93	120	80	56	95	51	88	1,3	2	0,5	2,2	5	6,5
32	220	318	49	41	12	103	130	90	64	105	54	98	1,6	2	0,5	2,2	8	8
40	240	378	59	51	12	113	160	100	72	115	62	106	1,6	2	1	1	5	9
50	265	415	65	58	14	128	180	110	80	130	70	120	1,6	2,5	0,5	2,3	5	11
63	335	465	65	58	14	143	220	125	92	145	77,5	135	2	2,5	0,5	2,3	5	12
80	380	522	71	63	14	163	240	140	104	160	85	150	2,5	2,5	0,5	2,3	5	13
100	420	565	72,5	63	14	183	280	160	120	180	95	170	2,5	2,5	0,5	2,3	6	15,5
125	470	645	87,5	77	18	203	300	180	136	200	106	188	2,5	2,5	0,5	2,2	6	18,5
160	510	685	87,5	77	18	229	340	200	150	240	126	228	2,5	5	0,5	3,4	6	14
200	550	750	100	87	18	254	360	220	164	270	142	256	3	5	0,5	3,4	6	25
250	610	810	100	87	18	284	360	240	184	305	160	290	4	5	0,5	3,4	6	25
320	700	920	110	97	18	325	420	260	200	350	185	330	5	5	0,5	3,4	6	27

Nosač kuke proračunava se kao nosač na dva oslonca opterećen na savijanje (Sl. 2.40)

$$M_{max} = \frac{Ql}{4}; \quad W = \frac{1}{6}(b - d_1)h^2$$

$$\sigma_d = 80 \dots 120 \text{ N/mm}^2$$

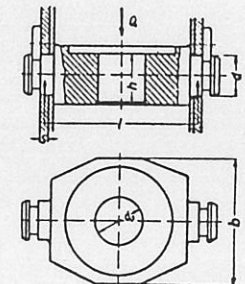
Površinski pritisak između nosećih limova i nosača kuke

$$p = \frac{Q}{2ds} \leq 80 \dots 120 \text{ N/mm}^2$$

Debljina nosivog lima je

$$s = b_4 - c + 1 \text{ mm,}$$

vidi tb. 2.11

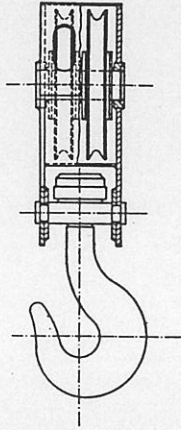


Sl. 2.40 Nosač kuke -
proračunska skica

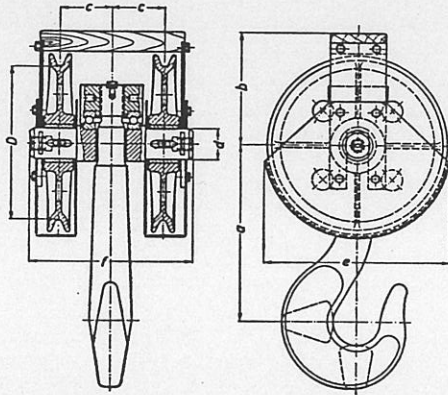
2.6.3 Osnovne mjere sklopa kuke

Sklop kuke (s kukom i užetnicima) izvodi se najčešće u dva oblika i to u duljoj izvedbi prema sl. 2.41 i kraćoj izvedbi, sl. 2.42, 2.43 i 2.44.

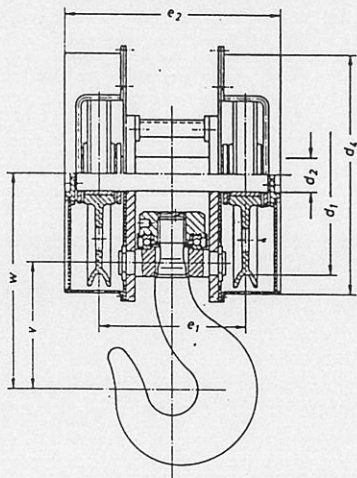
Sklopovi kuka prema slikama 2.43 i 2.44 su standardizirani a osnovne mjere su navedene u tabelama 2.13 i 2.14.



Sl. 2.41 Sklop kuke dugačke izvedbe



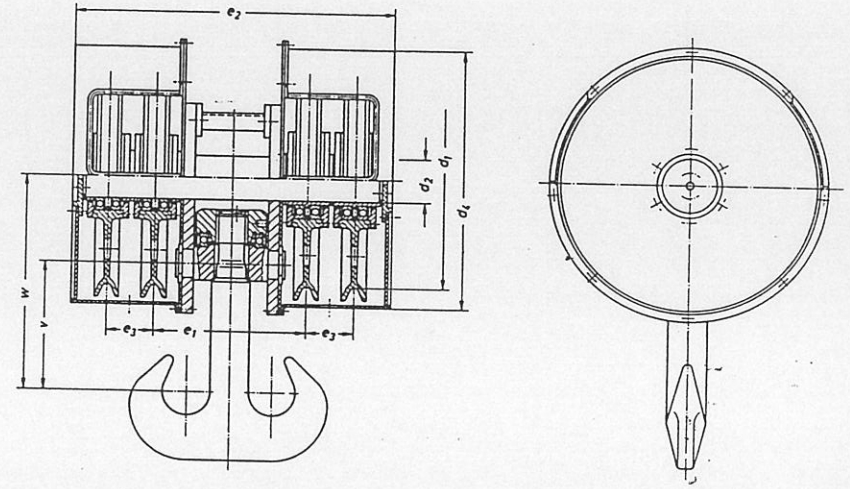
Sl. 2.42 Sklop kuke starije (kratke) izvedbe



Sl. 2.43 Sklop kuke s 2 užetnika

Tabela 2.13 Mjere sklopa kuke prema sl.2.43

Broj kuke	d_1	d_2 h_6	d_4 max	e_1	e_2 max	$R <$ 1 - kraka kuka	$R <$ 2 - kraka kuka	$R \leq$ 1 - kraka kuka	$R \leq$ 2 - kraka kuka
32	225	45	350	180	300	155	145	265	255
40	280	55	415	200	320	175	164	295	284
50	315	60	455	220	360	195	182	335	322
63	355	70	505	250	390	230	215	380	365
80	400	70	555	265	400	255	238	425	408
100	450	80	620	300	450	290	271	490	461
125	500	90	675	325	495	315	295	525	505
160	560	100	740	350	525	345	323	585	563
200	630	110	820	375	565	385	360	650	625
250	710	120	920	405	610	430	402	740	712
320	800	130	1020	450	650	490	455	830	795



Sl. 2.44 Sklop kuke s 4 užetnika

Tabela 2.14 Mjere sklopa kuke prema sl.2.44

Broj kuke	d_1	d_2 h_6	d_4 max	e_1	e_2	e_3	$R <$ 1 - kraka kuka	$R <$ 2 - kraka kuka	$R \leq$ 1 - kraka kuka	$R \leq$ 2 - kraka kuka
32	560	140	740	390	810	120	430	402	695	667
40	630	150	820	440	880	125	490	455	795	760
50	710	170	920	485	960	140	540	500	875	835
63	800	180	1020	550	1050	145	605	565	970	930
80	900	200	1140	610	1150	155	680	636	1100	1056
100	1000	220	1255	670	1240	165	765	715	1220	1170
125	1120	240	1375	730	1300	165	860	805	1370	1315
160	1250	260	1505	795	1440	190	965	900	1530	1465

3. REDUKCIJA SILA I MASA

Pokretanje nekog radnog stroja ili prenosnog mehanizma vrši se pogonskim strojem ili motorom, pomoću hidrauličkog cilindra, ručnim pogonom i sl. Ostvarena pogonska sila ili pogonski moment treba biti u stanju statičke ili dinamičke ravnoteže sa svim silama koje djeluju na pokretani stroj ili mehanizam. Definiranje uvjeta te ravnoteže provodi se redukcijom sila i masa na odabrani član ili odabranu točku mehanizma.

Kod mehanizama s jednim stupnjem slobode, čiji članovi se mogu uvjetno promatrati kao neelastični, dovoljno je poznavati zakon gibanja jednog člana ili jedne točke mehanizma, da bi se jednoznačno moglo odrediti i gibanje svih ostalih članova. Stoga se kod mehanizama s jednim stupnjem slobode vrši redukcija sila i masa na onaj član ili onu točku mehanizma čije se gibanje želi promatrati.

Član mehanizma, na kojeg se vrši redukcija sila i masa, naziva se članom redukcije.

Kada su poznate sile koje djeluju na mehanizam, a potrebno je dimenzionirati motor, tada se najčešće za član redukcije odabire pogonski član mehanizma odnosno stroja.

Reducirana masa na članu redukcije određuje se iz uvjeta da kinetička energija reducirane mase bude jednaka sumi kinetičkih energija svih članova mehanizma.

Reducirana sila se određuje iz uvjeta da elementarni rad reducirane sile bude jednak sumi elementarnih radova svih sila koje djeluju na mehanizam, tj. u primjeru rotacijskog gibanja člana redukcije:

$$M_R d\varphi_R = \sum_i \vec{F}_i d\vec{r}_i + \sum_i M_i d\varphi_i / : dt$$

$$M_R \omega_R = \sum_i \vec{F}_i \cdot \vec{v}_i + \sum_i M_i \omega_i$$

3.1 Mehanizam za dizanje tereta

Reducirana masa (sl. 3.1)

$$\frac{I_R \omega_R^2}{2} = \sum_i \frac{m_i v_i^2}{2} + \sum_i \frac{I_i \omega_i^2}{2} / : \omega_R^2$$

$$I_R = \sum_i m_i \left(\frac{v_i}{\omega_R} \right)^2 + \sum_i I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_R} \right)^2 \quad [\text{kg m}^2] \quad (3.1)$$

$\omega_R = \omega_1 = \omega_M$ - nominalna kutna brzina rotora elektromotora

I_R - moment inercije reducirane mase

Moment inercije reducirane mase može se napisati u obliku

$$I_R = I_{\text{rot}} + I_{\text{tr}}$$

gdje je

$$I_{\text{rot}} = \sum_i I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_M} \right)^2 = \sum_i I_i \left(\frac{n_i}{n_M} \right)^2$$

$$I_{\text{tr}} = \sum_i m_i \left(\frac{v_i}{\omega_M} \right)^2$$

Uzimajući u obzir stupanj djelovanja može se pisati:

- kod ubrzanja

$$I_{\text{rot}} = \sum_i \frac{I_i}{\eta_i} \left(\frac{n_i}{n_M} \right)^2$$

$$I_{\text{tr}} = \sum_i \frac{m_i}{\eta_i} \left(\frac{v_i}{\omega_M} \right)^2 \quad (3.2)$$

- kod kočenja

$$I_{\text{rot}} = \sum_i \eta_i I_i \left(\frac{n_i}{n_M} \right)^2 ; \quad I_{\text{tr}} = \sum_i \eta_i m_i \left(\frac{v_i}{\omega_M} \right)^2 \quad (3.3)$$

η_i - stupanj djelovanja od i-tog člana mehanizma do pogonske osovine.

Reducirana sila odnosno reducirani moment

$$M_R \omega_R = \sum_i M_i \omega_i + \sum_i \vec{F}_i \cdot \vec{v}_i / : \omega_R ; \quad \omega_R = \omega_M$$

$$M_R = \sum_i M_i \frac{\omega_i}{\omega_M} + \sum_i F_i \frac{v_i}{\omega_M} \cos(\vec{F}_i, \vec{v}_i) \quad [\text{Nm}] \quad (3.4)$$

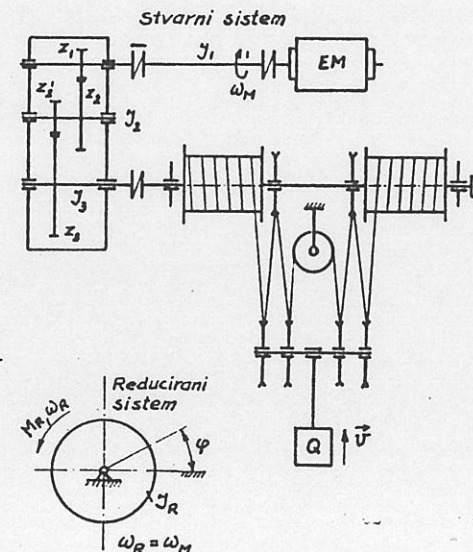
Kod mehanizama za dizanje i prenošenje tereta najčešće je

$$\cos(\vec{F}_i, \vec{v}_i) = 1 ; \quad M_i = 0 \quad (\text{obrazložite!})$$

pa je pod tim uvjetom

$$M_R = \sum_i \frac{F_i}{\eta_i} \frac{v_i}{\omega_M} \quad - \text{ kod ubrzanja odnosno ustaljenog gibanja}$$

$$M_R = \sum_i \eta_i F_i \frac{v_i}{\omega_M} \quad - \text{ kod kočenja}$$



Sl. 3.1 Stvarni i reducirani sistem mehanizma za dizanje tereta

Za mehanizam za dizanje prema sl. 3.1, zanemariću masu užeta i inercijske sile uslijed rotacije užetnika, redukcijom sila i masa na pogonsku osovinu slijedi:

a) Potrebna moment na pogonskoj osovini za jednoliko dizanje tereta

$$M_m = |M_R| = \frac{Q}{\eta} \frac{v}{\omega_m}; \quad \eta - \text{ukupni stupanj djelovanja mehanizma za dizanje}$$

b) Reducirana masa

$$I_R = I_{\text{rot}} + I_{\text{tr}}$$

- rotirajuće mase

$$I_{\text{rot}} = I_1 + I_2 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 + I_3 \left(\frac{n_3}{n_1}\right)^2 = I_1 + \frac{I_2}{i_{12}^2} + \frac{I_3}{i_{13}^2}$$

gdje su $i_{12} = \frac{n_1}{n_2}; \quad i_{13} = \frac{n_1}{n_3}$

$$I_1 = I_M + I_S + I_{z1} \quad ; \quad I_1 \cong I_M + I_S$$

$\begin{cases} \text{rotor motora} \\ \text{spojka} \\ \text{zupčanik 1} \end{cases}$

$$I_2 = I_{z2} + I_{z2'}$$

$$I_3 = I_{z3} + I_B$$

bubanj

Na primjer za $i_{12} = 3, \quad i_{13} = 12$ biti će

$$I_{\text{rot}} = I_1 + \frac{1}{9} I_2 + \frac{1}{144} I_3$$

tj. ukoliko su I_2 i I_3 reda veličine I_1 , njihov utjecaj na povećanje reducirane mase je mali.

Iz toga razloga u praktičnom se proračunu uzima kod normalnih konstrukcija pogonskih mehanizama

$$I_{\text{rot}} \cong \beta I_1; \quad \beta = 1,1 \dots 1,25; \quad \text{faktor utjecaja ostalih rotirajućih masa}$$

- translacijske mase

$$I_{\text{tr}} = m_d \left(\frac{v}{\omega_m}\right)^2 = \frac{Q}{g} \left(\frac{v}{\omega_m}\right)^2; \quad m_d = Q/g$$

Neka je npr. $v = 1 \text{ m/s} = 60 \text{ m/min}$, $n_m = 725 \text{ }^\circ/\text{min}$, tada je

$$I_{\text{tr}} = m_d \left(\frac{1}{\frac{\pi n_m}{30}}\right)^2 = 1,73 \cdot 10^{-4} \cdot m_d, \quad \text{kgm}^2$$

Kako su brzine dizanja najčešće znatno manje od 1 m/s, to je vidljivo da je i reducirana masa tereta, zbog velikog prenosnog odnosa od malog utjecaja, čak i kod tereta veće mase.

Uzimajući u obzir i stupanj djelovanja, ukupna reducirana masa je

$$I_R = I_{\text{rot}} + I_{\text{tr}} \cong \beta I_1 + \frac{1}{\eta} \frac{Q}{g} \left(\frac{v}{\omega_m}\right)^2 \quad (3.5)$$

3.2 Jednadžba gibanja mehanizma odnosno stroja

Za reducirani sistem mehanizma s jednim stupnjem slobode može se pisati zakon kinetičke energije u obliku

$$d\left(\frac{I_R \omega_R^2}{2}\right) = M d\varphi; \quad M = M_m + M_R$$

$\begin{cases} \text{reducirani moment} \\ \text{moment motora} \end{cases}$

odnosno uz $\omega_R = \omega_m = \omega$

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{I_R \omega^2}{2}\right) = M, \quad \text{pa je nakon deriviranja i uvrštenjem } \omega d\omega = \varepsilon d\varphi$$

$$I_R \varepsilon + \frac{1}{2} \frac{dI_R}{d\varphi} \omega^2 = M_m + M_R, \quad \text{- jednadžba gibanja stroja}$$

Iz izraza za reducirani moment inercije je vidljivo da je on konstantan ukoliko su konstantni prenosni odnosi, a to je upravo slučaj kod zupčanikih i užetnih prenosnika.

Skladno tome, jednadžba gibanja može se pisati u obliku

$$I_R \varepsilon = M_m + M_R, \quad \text{jer je } \frac{dI_R}{d\varphi} = 0$$

odnosno, potreban moment motora je

$$M_m = I_R \varepsilon - M_R$$

Pritom treba voditi računa da je reducirani moment M_R negativan ako se suprotstavlja gibanju a pozitivan ako djeluje u smjeru gibanja.

Skladno posljednjoj jednadžbi razlikuju se dvije vrste gibanja kako kod uređaja za dizanje tereta, tako i kod uređaja za vožnju vitla odnosno mosta granika

a) Ustaljeno gibanje, $\varepsilon = 0$

Kod ustaljenog gibanja moment motora treba biti u stanju statičke ravnoteže s reduciranim momentom tj.

$$M_m + M_R = 0 \quad \text{ili uz oznaku } M_{st} = |M_R| \\ \text{treba biti } M_m = M_{st} = |M_R|$$

b) Faza pokretanja odnosno zaustavljanja, $\varepsilon \neq 0$

U tom periodu gibanja treba na pogonskom članu biti uspostavljena dinamička ravnoteža tj.

$$M_m = I_R \varepsilon - M_R$$

U fazi pokretanja kod dizanja tereta je

$$\varepsilon > 0, \quad M_R < 0, \quad M_{st} = |M_R|$$

pa je moment motora kod pokretanja

$$M_D = I_R \varepsilon - M_R = I_R \varepsilon + M_{st} \quad (3.6)$$

U fazi zaustavljanja kod spuštanja tereta je

$$\varepsilon < 0, \quad M_R > 0, \quad M_{st} = M_R$$

pa je potreban moment kočenja kod spuštanja tereta

$$M_K = -I_R |\varepsilon| - M_{st} \quad \text{odnosno} \\ |M_K| = I_R |\varepsilon| + M_{st} \quad (3.7)$$

3.3 Moment kočenja

Reducirana masa na pogonskoj osovini je

$$I_R \approx \beta I_1 + m_{tr} \left(\frac{v}{\omega_M} \right)^2 \quad ; \quad m_{tr}, \text{ kg - ukupna} \\ \text{translacijska masa}$$

a potreban moment kočenja (vidi gl. 3.2) kod spuštanja tereta je

$$M_K = M_{st,k} + M_{din} = Q \frac{v}{\omega_M} \cdot \eta + I_R \varepsilon \quad (3.8)$$

$$\varepsilon = \frac{\omega_M}{t_z}; \quad t_z - \text{vrijeme zaustavljanja}$$

odakle je

$$M_K = Q \frac{v}{\omega_M} \eta + \left[\beta I_1 + \frac{Q}{g} \left(\frac{v}{\omega_M} \right)^2 \right] \frac{\omega_M}{t_z}$$

gdje je

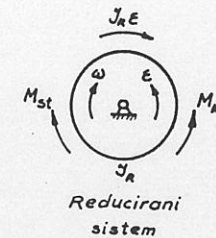
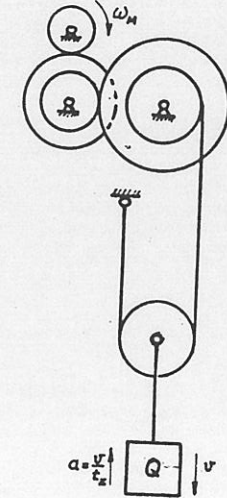
$\frac{v}{\omega_M}$ - odnos brzine dizanja i kutne brzine EM.

Moment kočenja može se odrediti i približno:

$$M_K \geq \nu_k M_{st} \quad (3.9)$$

gdje je ν_k - koeficijent sigurnosti ovisan o pogonskoj grupi dizalice

Pogonska grupa	ν_k
1 (laka)	1,5
2 (srednja)	1,75
3 (teška)	2,0
4 (vrlo teška)	2,5



Sl. 3.2 Stvarni i reducirani sistem kod spuštanja tereta

Mehanizmi za dizanje tereta kod transporta rastopljenog i užarenog metala i šljake trebaju imati dvije kočnice s nezavisnim djelovanjem.

Koeficijent sigurnosti ν_k treba za svaku kočnicu u tom slučaju biti $\nu_k \geq 1,25$.

Za mehanizme za vožnju i okretanje $\nu_k = 1,5$, a za mehanizme dizanja s teškim zahvatnim sredstvom (grabilica) $\nu_k = 3 \dots 4$.

Napomena uz pojam stupnja djelovanja kod kočenja odnosno spuštanja tereta:

Općenito, neka je za dizanje tereta potrebna sila

$$F_d = Q + T ; T - \text{sila trenja}$$

tada je stupanj djelovanja kod dizanja

$$\eta = \frac{Q}{F_d} = \frac{Q}{Q+T} = \frac{1}{1+\frac{T}{Q}}$$

Kod jednolikog spuštanja potrebna je sila za pridržavanje

$$F_s = Q - T$$

a stupanj djelovanja definiran je s

$$\eta_s = \frac{F_s}{Q} = \frac{Q-T}{Q} = 1 - \frac{T}{Q}$$

odakle je

$$\frac{T}{Q} = 1 - \eta_s$$

odnosno

$$\eta = \frac{1}{1+\frac{T}{Q}} = \frac{1}{2-\eta_s}$$

ili

$$\eta_s = 2 - \frac{1}{\eta} \quad (3.10)$$

tj. za $\eta = 0,5$ slijedi $\eta_s = 0$, što znači da je mehanizam samokočan.

Za stupnjeve djelovanja $\eta \geq 0,8$ praktički ne postoji razlika između η i η_s (provjerite), pa se u tom području i može uzeti

$$\eta_s \approx \eta$$

Ukoliko otpori u pogonskom mehanizmu slijede serijski jedan iza drugoga, tj. ako je ukupni stupanj djelovanja jednak $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots$, tada je stupanj djelovanja kod spuštanja odnosno kočenja

$$\eta_s = (2 - \frac{1}{\eta_1})(2 - \frac{1}{\eta_2})(2 - \frac{1}{\eta_3}) \dots$$

3.4 Ustaljena vožnja, pokretanje i zaustavljanje vitla odnosno mosta granika

a) Ustaljena vožnja

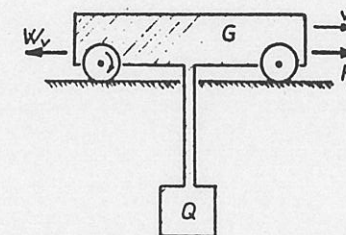
F_v - sila potrebna za ustaljenu vožnju u N

W_v - otpor kod ustaljene vožnje u N

ω_M - kutna brzina motora s^{-1}

η - ukupni stupanj djelovanja mehanizma za vožnju

v - brzina vožnje m/s



Potrebna moment na pogonskoj osovini je

Sl. 3.3 Idealizirani model vitla kod ustaljene vožnje

$$M_v = \frac{F_v}{\eta} \frac{v}{\omega_M} = \frac{W_v}{\eta} \frac{v}{\omega_M} \quad [\text{Nm}]$$

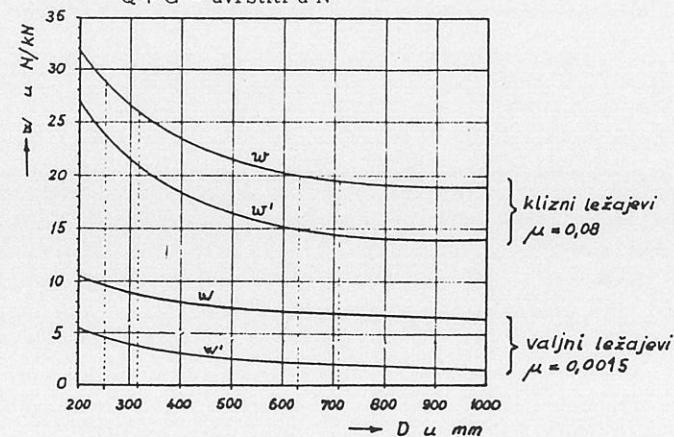
odnosno snaga potrebna za ustaljenu vožnju

$$P_v = \frac{F_v \cdot v}{\eta} = \frac{W_v \cdot v}{\eta} \quad [\text{W}]$$

gdje je $W_v = \frac{w}{1000} (Q + G) \quad [\text{N}] \quad (3.11)$

w - specifični otpor vožnje N/kN, sl. 3.4

$Q + G$ - uvrstiti u N



Sl. 3.4 Specifični otpor vožnje za standardizirane kotače

Značenje oznaka na sl. 3.4

$$w' = \frac{1000}{D/2} \left(\mu \frac{d}{2} + e \right) ; e = 0,05 \text{ cm} \quad (3.12)$$

$$w = w' + \Delta w \quad (3.13)$$

$\Delta w = 5 \text{ N/kN}$, dodatni otpori,

D, d - prema tabeli 8.6 i 8.7

b) Pokretanje

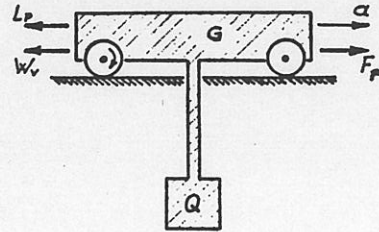
Pretpostavlja se jednoliko ubrzavanje

$$a = \frac{v}{t_p} = \text{konst}$$

t_p - vrijeme pokretanja

Inercijska sila kod pokretanja je

$$L_p = \beta_v \frac{Q+G}{g} \frac{v}{t_p} \quad (3.14)$$



Sl. 3.5 Idealizirani model vitla kod pokretanja

$\beta_v \approx 1,2$ - koeficijent kojim se uzima u obzir ubrzavanje rotirajućih dijelova mehanizma za vožnju

Potrebna sila za pokretanje je prema tome

$$F_p = L_p + W_v = \beta_v \frac{Q+G}{g} \frac{v}{t_p} + \frac{w}{1000} (Q+G)$$

a moment na pogonskoj osovini

$$M_p = \frac{F_p}{\eta} \frac{v}{\omega_m} = \frac{Q+G}{\eta} \frac{v}{\omega_m} \left(\frac{\beta_v}{g} \frac{v}{t_p} + \frac{w}{1000} \right) \quad (3.14a)$$

Moment pokretanja M_p može se odrediti i pomoću reduciranog momenta inercije, tj.

$$I_R = \beta I_1 + \frac{Q+G}{\eta g} \left(\frac{v}{\omega_m} \right)^2$$

pa je tada

$$M_p = I_R \varepsilon + \frac{W_v}{\eta} \frac{v}{\omega_m} = I_R \varepsilon + M_v \quad (3.15)$$

gdje je M_v - moment motora potreban za ustaljenu vožnju,

$$\varepsilon = \frac{\omega_m}{t_p}, \text{ kutno ubrzanje pogonske osovine}$$

c) Zaustavljanje

Pretpostavka je

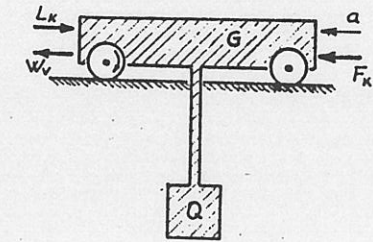
$$a = \text{konst} = \left| -\frac{v}{t_z} \right|$$

t_z - vrijeme zaustavljanja

Inercijska sila kod kočenja je

$$L_k = \beta_v \frac{Q+G}{g} \frac{v}{t_z}$$

a potrebna sila za kočenje



Sl. 3.6 Idealizirani model vitla u fazi kočenja

$$F_k = L_k - W_v = \beta_v \frac{Q+G}{g} \frac{v}{t_z} - \frac{w}{1000} (Q+G) = (Q+G) \left(\frac{\beta_v v}{g t_z} - \frac{w}{1000} \right)$$

Moment kočenja na pogonskoj osovini odredi se redukcijom sile F_k na osovину motora

$$M_k = \eta F_k \frac{v}{\omega_m} = \eta (Q+G) \frac{v}{\omega_m} \left(\frac{\beta_v v}{g t_z} - \frac{w}{1000} \right) \quad (3.16)$$

Kočenje će biti potrebno, ako je prema gornjem izrazu

$$\frac{\beta_v}{g} \frac{v}{t_z} - \frac{w}{1000} > 0$$

odnosno ako je

$$t_z < \frac{1000 \beta_v v}{g w}$$

Računa li se s $g \sim 10 \text{ m/s}^2$, $w \approx 20 \text{ N/kN}$, tada je

$$t_z < 5 \beta_v v \approx 5,5 v,$$

što na primjer, kod brzine vožnje $v = 1 \text{ m/s}$ iznosi

$$t_z \approx 5,5 \text{ s} \quad \text{tj. vitlo odnosno most granika zaustavio bi se bez kočenja za 5,5 s, kod čega bi put zaustavljanja bio}$$

$$s_z = \frac{v t_z}{2} \approx 2,75 \text{ m}$$

d) O dozvoljenom ubrzanju kod pokretanja i zaustavljanja

Veličina ubrzanja kod pokretanja odnosno zaustavljanja treba biti takva da ne dodje do klizanja točkova po tračnicama.

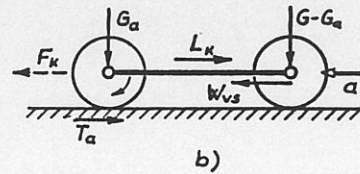
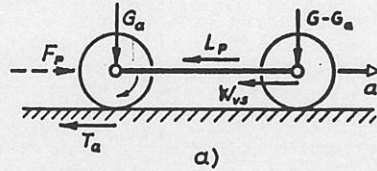
Najveća tangencijalna sila kojom se pogonski točkovi mogu odupirati o tračnice ovisna je o adhezivnoj težini G_a , koja otpada na pogonske odnosno kočene točkove, te o koeficijentu odupiranja μ_a između točka i tračnice.

$$T_a = \mu_a G_a$$

Veća opasnost od klizanja je kada nema tereta, pa vrijedi

- kod pokretanja

$$F_p = L_p + W_{vs} \leq \mu_a G_a$$



Sl. 3.7 a) pokretanje
b) zaustavljanje

$$\beta_v \frac{G}{g} \frac{v}{t_p} \leq \mu_a G_a - W_{vs}$$

$$a = \frac{v}{t_p} \leq \frac{\mu_a G_a - W_{vs}}{\beta_v G} \cdot g ; t_p \geq \frac{\beta_v G v}{(\mu_a G_a - W_{vs}) \cdot g} \quad (3.17)$$

- kod zaustavljanja

$$F_k = L_k - W_{vs} \leq \mu_a G_a, \text{ pa je}$$

$$a = \frac{v}{t_z} \leq \frac{\mu_a G_a + W_{vs}}{\beta_v G} \cdot g ; t_z \geq \frac{\beta_v G v}{(\mu_a G_a + W_{vs}) g} \quad (3.18)$$

gdje je

W_{vs} - otpor vožnji slobodnih točkova,

$\mu_a = 0,12$; za granike na otvorenom prostoru,

$\mu_a = 0,2$; suhe tračnice, zatvoren prostor,

$\mu_a = 0,25 - 0,35$; suhe tračnice posipane pijeskom.

$\mu_a = 0,14 \approx 1/7$, DIN 15019 T.1

Za mosne granike normalne izvedbe najčešće se može uzeti

$$G_a \approx G \frac{n_p}{n_k}$$

gdje je n_p - broj pogonskih odnosno kočanih kotača

n_k - ukupni broj kotača

Na primjer za $n_p = \frac{n_k}{2}$, $w \approx 20$ N/kN (klizni ležajevi, vidi sl. 3.4), biti će uz $\beta_v = 1,2$ (utjecaj rotirajućih masa)

- kod pokretanja

$$t_p \geq \frac{\beta_v G v}{\mu_a \frac{G}{2} - \frac{w}{1000} \frac{G}{2}} \frac{1}{g} = \frac{2\beta_v v}{\mu_a - 0,02} \frac{1}{g}$$

a uvrštenjem $\mu_a = 0,2$, slijedi

$$t_p \geq \frac{13,3}{g} v = 1,35 v ; v \text{ u m/s}$$

odnosno

$$a \leq \frac{1}{13,3} g = 0,735 \text{ m/s}^2$$

- kod zaustavljanja

$$t_z \geq \frac{2\beta_v v}{\mu_a + \frac{w'}{1000}} \frac{1}{g} ; w' \approx 15 \text{ N/kN}$$

Kod zaustavljanja se uzima specifični otpor w' jer zahtijeva veće vrijeme t_z , a u stvarnosti se i može dogoditi da točkovi budu u položaju, u kojem nema dodatnih otpora, pa je

$$t_z \geq \frac{2\beta_v v}{0,215} \frac{1}{g} = \frac{11,16}{g} v = 1,14 v$$

odnosno

$$a \leq 0,09 g = 0,88 \text{ m/s}^2$$

e) Utjecaj vjetra na opterećenje pogonske osovine

Kod granika koji rade na otvorenom prostoru treba u svim analizama uzeti u obzir i djelovanje vjetra, s brzinom vjetra kod koje je dozvoljen rad dizalice. Pritom treba uzeti u obzir najnepovoljniji smjer vjetra, tj. da se vjetar suprostavlja pokretanju, vožnji odnosno kočenju. Sile, kojima vjetar djeluje na pojedine površine konstrukcije potrebno je pritom reducirati uobičajenim postupkom na pogonsku osovinu, tj.

$$M_{vj} = F_{vj} \left(\frac{v_F}{\omega_M} \right), \text{ Nm} \quad (3.19)$$

gdje je: F_{vj} - rezultirajuća sila kojom vjetar djeluje na promatrane površine, N ;

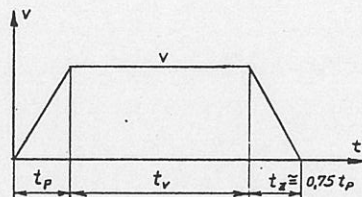
v_F - brzina točke promatrane površine kroz koju prolazi rezultirajuća sila vjetra, m/s ;

M_{vj} - moment na pogonskoj osovini (reducirani moment) od djelovanja sile vjetra, Nm.

4. KINEMATIČKI PARAMETRI KOD POKRETANJA I ZAUSTAVLJANJA

Brzine dizanja, vožnje, promjene dohvata i brzine vrtnje propisane su standardom JUS M.D1.023.

Orijentacijske veličine vremena i ubrzanja kod pokretanja i zaustavljanja za različite pogonske mehanizme navedene su u tablicama 4.1 do 4.4.

Sl.4.1 Dijagram $v=v(t)$

Tablica 4.1 Vremena pokretanja i zaustavljanja

Mehanizam	t_p, s	t_z, s
Dizanje	do 30 t	1...5
	> 30 t	do 12
Vožnja	vitlo	2...6
	most	4...6
	portal	8...20
Promjena dohvata	2...4	1,5...3 (max 5)
Vrtnja, okretanje	4...8	3...5

Tablica 4.2 Vrijeme pokretanja mehanizma za vožnju vitla i mosta

Brzina vožnje, m/s	do 0,5	1	1,5	2	2,5	3
Vrijeme pokretanja, t_p, s	3...5	6	7	8	9	10

Tablica 4.3 Preporučljiva ubrzanja tereta kod pokretanja i zaustavljanja mehanizma za dizanje

Namjena granika	$a_p, m/s^2$	$a_z, m/s^2$
Montažni, transport rastopljenog metala	do 0,1	do 0,15
Opća namjena	do 0,2	do 0,3
Metalurški granici	do 0,5	do 0,7
Forsirani pogon s grabilicom	do 0,8	do 1(2)

Tablica 4.4 Preporučljiva ubrzanja i usporenja mehanizama vožnje vitla odnosno mosta granika; $a, m/s^2$

Namjena granika	Nosivost, t		
	do 3,2	3,2...12,5	>12,5
Pretovar s grabilicom	0,25	0,25	0,25
Transport komadne robe	0,1...0,2	0,1...0,15	0,1
Montažni radovi	0,1	0,07	0,05
Transport rastopljenog metala	0,1	0,1	0,1

Za granike s krutim zavješanjem tereta mogu se ubrzanja u tablici 4.4 povećati 50%.

Općenito se ubrzanje kod vožnje kreće od 0,1 do 0,4 m/s^2 . Za veća ubrzanja potrebno je provesti kontrolu proklizavanja kotača, bez tereta.

Kod pokretanja ili zaustavljanja mehanizma za okretanje, maksimalno tangencijalno ubrzanje tereta i kod najvećeg dohvata ne smije prijeći 0,6 m/s^2 .

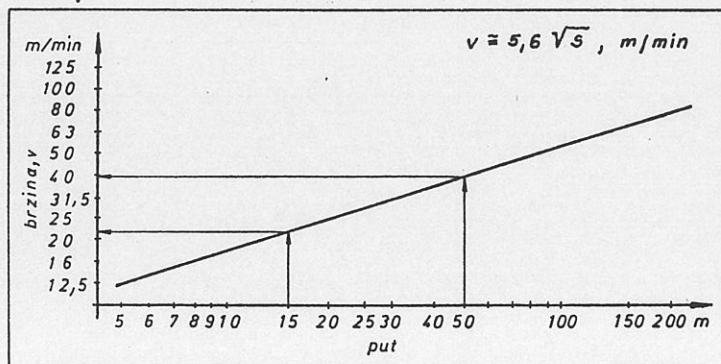
Kod mehanizma za dizanje pogonska osovinu se za vrijeme zaustavljanja okrene najčešće 5...8 puta.

Na temelju toga vrijeme zaustavljanja je

$$t_z = (5...8) \frac{120}{\Delta n}, \text{ s}; \Delta n = n_1 - n_2, \text{ razlika broja okretaja (o/min) na početku i na kraju kočenja.}$$

Sa ciljem postizanja što kraćeg vremena transportiranja, brzinu vožnje vitla odnosno mosta treba podesiti prosječnoj dužini staze.

Racionalne brzine vožnje ovisno o dužini staze prikazane su na slici 4.2.



Sl. 4.2 Izbor brzine vožnje

5. IZBOR ELEKTROMOTORA

Režimi intermitiranih pogona koji dolaze u obzir kod motora za pogon pojedinih mehanizama granika su:

Intermitirani pogon S3, kod primjene klizno-kolutnih motora s predoporima za pokretanje i kočenje, pokretanje i kočenje pritom ne utječe na zagrijavanje; max 6 ciklusa / h, vrijeme radnog ciklusa $T \leq 10$ min.

Intermitirani pogon S4, kod primjene kaveznih motora bez protustrujnog kočenja; kočenje pritom ne utječe na zagrijavanje, broj ciklusa / h proizvoljan (150, 300, 600).

Intermitirani pogon S5, za kavezne motore s protustrujnim kočenjem; na zagrijavanje utječu sve tri faze rada motora: pokretanje, ustaljeni rad i kočenje.

Motora za isprekidani rad izvode se najčešće s nazivnim relativnim trajanjem uključenja ED = 15, (20), 25, 40, 60 i 100 %. Relativno trajanje uključenja ED označava se u literaturi još i sa IP odnosno ϵ .

5.1 Motor za dizanje

Motor za dizanje odabire se na temelju snage potrebne za dizanje jednolikom brzinom.

$$P = \frac{m_d v_d}{\eta} g, \quad \text{kW} \quad (5.1)$$

gdje je: m_d - ukupna masa koju diže mehanizam za dizanje, t;

v_d - brzina dizanja, m/s ;

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

η - ukupni stupanj djelovanja mehanizma za dizanje.

Intermitencija motora ED odredi se na temelju procijenjene ili izračunate vrijednosti relativnog trajanja uključenja.

5.2. Motor za vožnju

a) Snaga motora potrebna za ustaljenu vožnju jednaka je

$$P_v = \frac{F_v v}{\eta}, \quad \text{W} \quad (5.2.)$$

gdje je:

v - brzina vožnje, m/s ;

η - stupanj djelovanja mehanizma za vožnju;

F_v - sila potrebna za svladavanje svih otpora kod ustaljenog gibanja, N;

$F_v = W_v + W_{vj} + W_{ost}, \quad \text{N};$

W_v - otpori ustaljene vožnje, koji se izračunaju prema (3.11) ili očitaju iz dijagrama na slici 5.1 ili 5.2;

$F_v = W_v$, za granike u zatvorenom prostoru;

$W_{vj} = F_{vj}$, N - otpor vjetra, vidi poglavlje: Opterećenje od vjetra;

W_{ost} - ostali otpori (uslijed nagiba vozne pruge i sl.), N.

b) Kod pokretanja mehanizma za vožnju motor treba ostvariti moment pokretanja

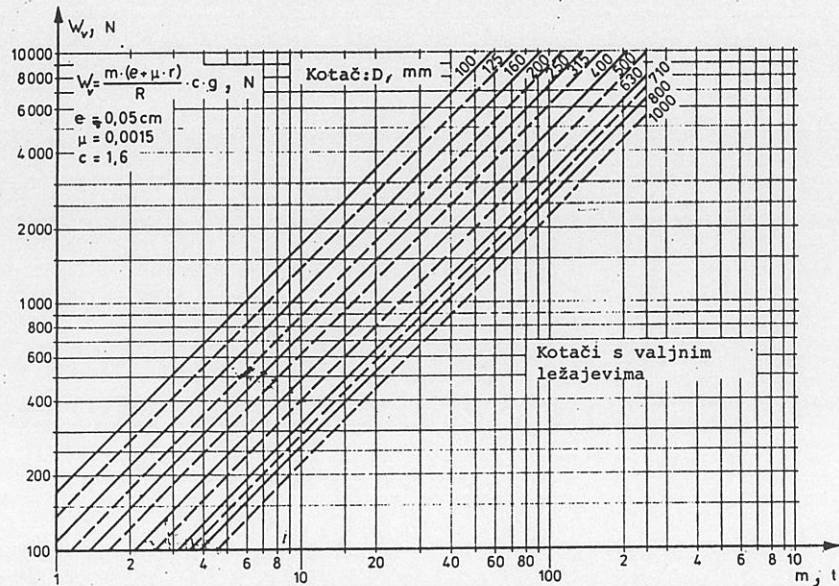
$$M_p = M_{st} + I_R \epsilon = \frac{F_v}{\eta} \left(\frac{v}{\omega_M} \right) + I_R \epsilon, \quad \text{Nm} \quad (5.3)$$

gdje je:

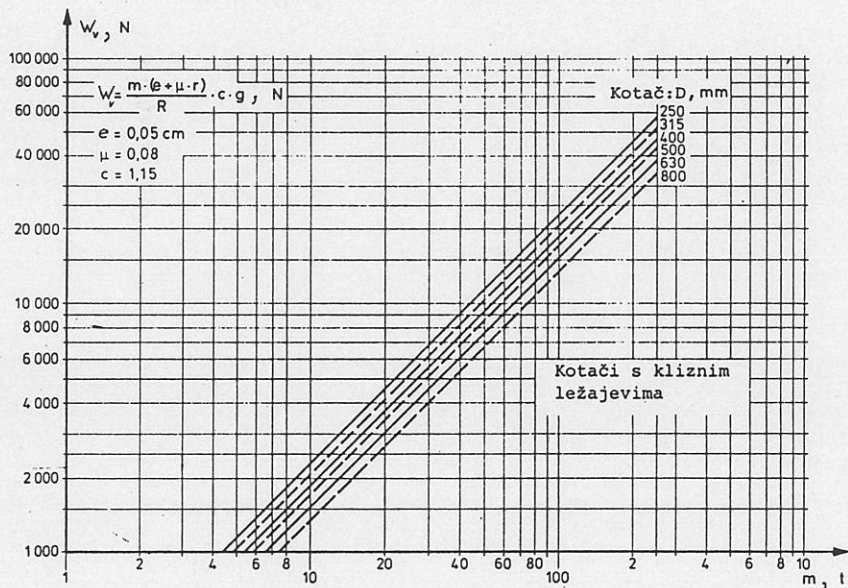
$$I_R = \beta I_1 + m_{tr} \left(\frac{v}{\omega_M} \right)^2 \frac{1}{\eta}, \quad \text{kgm}^2 \quad (5.4)$$

m_{tr} - ukupna translacijska masa, kg; $\epsilon = \frac{\omega_M}{t_p}, \quad \text{s}^{-2}$

Sl.5.1 Otpori vožnje, kotači s valjnim ležajevima



Sl.5.2 Otpori vožnje, kotači s kliznim ležajevima



Ukoliko vrijeme pokretanja nije posebno zadano, odrediti će se prema tablici 4.2 i 4.4.

Budući da se reducirani moment inercije I_R prema (5.4) ne može odrediti dok se ne poznaje motor ($I_R = I_M + I_S$), može se moment pokretanja odrediti približno prema (3.14 i 3.14a), tj. na temelju potrebne sile pokretanja

$$F_p = F_v + \beta_v m_{tr} \frac{v}{t_p} ; \quad \beta_v \approx 1,2 \quad (5.5)$$

Budući da za motore za granike treba biti

$$\frac{M_p}{M_n} = \frac{F_p}{F_n} \leq 1,7 \dots 2 \quad (5.6)$$

gdje je: M_n - nominalni moment motora, Nm;

F_n - pripadna nominalna sila vožnje, N,

to je

$$F_n = (0,5 \dots 0,6) (F_v + \beta_v m_{tr} \frac{v}{t_p}) , \quad N \quad (5.7)$$

a nominalna snaga motora je

$$P_n = \frac{F_n v}{\eta} , \quad W \quad (5.8)$$

Nakon izbora motora prema (5.8) te izbora odgovarajuće spojke izračunati će se moment pokretanja prema (5.3) i provjeriti da li je zadovoljen uvjet (5.6).

Izloženim postupkom dimenzioniraju se motori čije je relativno trajanje uključenja ED procijenjeno. Ukoliko je raspodjela vremena unutar radnog ciklusa poznata, motor se može točnije dimenzionirati metodom toplinski ekvivalentnog momenta, izloženom u primjeru koji slijedi.

- c) Provjera snage motora obzirom na mogućnost proklizavanja kotača, vrši se bez tereta.

Na temelju izraza (3.17) odredi se minimalno vrijeme pokretanja bez tereta

$$t_{min} = 1,2 \frac{\beta_v m_o v}{(\mu_a G_a - W_{vs})} , \quad s \quad (5.9)$$

gdje je faktorom 1,2 određeno 20% sigurnosti.

Faktor β_v može se sada izračunati, jer je poznat moment inercije rotora motora i spojke $I_1 = I_M + I_S$. Budući da je

$$I_R = \beta I_1 + \frac{m_{tr}}{\eta} \left(\frac{v}{\omega_M} \right)^2 = \frac{m_{tr}}{\eta} \left(\frac{v}{\omega_M} \right)^2 \left[1 + \frac{\beta I_1}{m_{tr}} \left(\frac{\omega_M}{v} \right)^2 \eta \right]$$

slijedi

$$\beta_v = 1 + \frac{\beta I_1}{m_{tr}} \left(\frac{\omega_M}{v}\right)^2 \eta = 1 + \frac{I_{rot}}{I_{tr}} \quad (5.10)$$

Za pokretanje bez tereta je $m_{tr} = m_0$, i

$$I_R \approx I_{Ro} = \beta I_1 + \frac{m_0}{\eta} \left(\frac{v}{\omega_M}\right)^2 ; \quad \beta = 1, 1, \dots, 1, 25$$

Moment pokretanja, kojim bi se vitlo ili granik ubrzali u vremenu t_{min} iznosi

$$M_{Po} = I_{Ro} \frac{\omega_M}{t_{min}} + M_{st,o} \quad (5.11)$$

$$M_{st,o} = \frac{W_{vo}}{\eta} \frac{v}{\omega_M} ; \quad W_{vo} - \text{otpori ustaljene vožnje bez tereta}$$

Do proklizavanja neće doći ako je stvarni srednji moment pokretanja odabranog motora $M_{P,sr}$ manji od momenta M_{Po} , tj. treba biti

$$M_{Po} > M_{P,sr} \approx 1,5 M_n \quad (5.12)$$

Ukoliko navedeni uvjet nije zadovoljen, treba smanjiti snagu motora ako je to moguće obzirom na pokretanje i nominalnu snagu, ili povećati broj pogonskih kotača.

Minimalni broj pogonskih kotača odredi se iz uvjeta: tangencijalna sila između kotača i tračnica $T_a = \mu_a G_a$ treba biti veća ili jednaka odgovarajućoj sili F_p pokretanja (vidi također poglavlje 3.4d), tj.

$$\mu_a G_a \geq F_p, \quad \text{odnosno}$$

$$\max \left(\frac{F_p}{\mu_a G_a} \right) \leq 1 \quad (5.13)$$

Za granike s približno jednakim opterećenjem kotača (mosni granici i vitla) posebno vrijedi:

$$G_a \approx G \frac{n_p}{n_k}, \quad \text{pa je u tom slučaju potrebni odnos pogonskih kotača prema ukupnom broju kotača}$$

$$\frac{n_p}{n_k} \geq \max \left(\frac{F_p}{\mu_a G} \right) \quad (5.14)$$

G , težina granika ili vitla bez tereta
 F_p , sila pokretanja prema (5.5).

d) Prilikom dimenzioniranja motora za vožnju s pojedinačnim pogonom, treba uzeti u obzir da se otpori vožnje na pojedinim stranama granika mijenjaju s položajem tereta, slika 5.3.

Srednje opterećenje kotača na lijevoj i desnoj strani, uz $x = l/2$ iznosi

$$F_{sr} = (G_m + G_v + Q)/2$$

Srednja potrebna snaga P_{sr} za svladavanje otpora ustaljene vožnje, koja je mjerodavna pri dimenzioniranju motora za centralni pogon, određuje se na temelju ukupnih otpora vožnje tj. na temelju otpora

$$W_v = W_1 + W_2 = w(F_{o1} + F_{o2}) = w(G_m + G_v + Q) = 2 w F_{sr}$$

gdje je w , specifični otpor vožnje.

Maksimalno opterećenje kotača na lijevoj odnosno desnoj strani, uz $x \approx 0$ odnosno $x \approx l$ iznosi

$$F_{max} = G_m/2 + G_v + Q,$$

a pripadni otpori vožnje su

$$W_{1max} = W_{2max} = w F_{max}.$$

Maksimalnu snagu P_{1max} odnosno P_{2max} motora

M_1 odnosno M_2 (sl. 5.3), potrebnu za svladavanje otpora vožnje preporučljivo je odrediti na temelju maksimalnih otpora vožnje na pojedinim stranama ([2], str. 391).

Kako je za mosni granik

$$P_{1max} = P_{2max} = P_{max}'$$

to je odnos snage motora s pojedinačnim i centralnim pogonom jednak

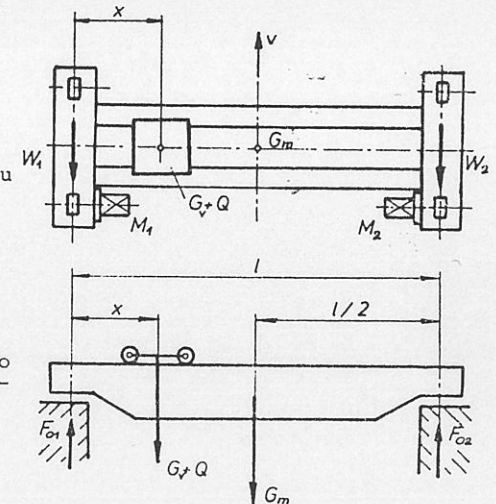
$$\frac{2P_{max}}{P_{sr}} = \frac{P_{1max} + P_{2max}}{P_{sr}} = \frac{W_{1max} + W_{2max}}{W_v} = \frac{2 w F_{max}}{2 w F_{sr}}, \quad \text{odnosno}$$

$$\frac{2P_{max}}{P_{sr}} = \frac{F_{max}}{F_{sr}} = \frac{G_m + 2(G_v + Q)}{G_m + G_v + Q} \quad (5.15)$$

Potrebna snaga oba motora je prema (5.15)

$$P_{uk} = 2P_{max} = \frac{G_m + 2(G_v + Q)}{G_m + G_v + Q} P_{sr} = w [G_m + 2(G_v + Q)] \frac{v}{\eta} \quad (5.16)$$

Sila pokretanja prema (5.5) se za krute konstrukcije i nezavisan rad motora dijeli jednako na oba motora $\rightarrow F_{p1} = F_p/2$.
 Usuprotnom (povećan rad motora) i sile inercije se dijele skladno otklonu središta mase od geometrijskog središta granika.



Sl. 5.3 Skica mosnoga granika s pojedinačnim pogonom

5.3 Provjera instalirane snage motora za vožnju mosta

Treba provjeriti snagu instaliranog motora za vožnju mosnog granika normalne izvedbe.

- Zadano: - elektromotor 2AKMd 180 L-8, S3: 60%,
 nazivne snage $P = 8,5 \text{ kW}$ i
 broja okretaja $n_M = 722 \text{ min}^{-1} = 12,03 \text{ s}^{-1}$,
 - ukupna masa granika i tereta
 $m_{tr} = (Q + G)/g = 61 \text{ t}$
 - brzina vožnje $v = 50 \text{ m/min} = 0,83 \text{ m/s}$
 - promjer kotača $D = 500 \text{ mm}$ (valjni ležajevi)
 - ukupni stupanj djelovanja mehanizma za vožnju $\eta = 0,8$
 - dinamički momenti inercije članova mehanizma za vožnju:

$$I_1 = 1,75 \text{ kgm}^2, \text{ ukupno na osovini 1 (sl.5.4)}$$

$$I_2 = I_3 = 2,5 \text{ kgm}^2, \quad I_4 = 15 \text{ kgm}^2$$

- brojevi okretaja

$$n_1 = n_M = 722 \text{ min}^{-1}, \quad n_2 = 250 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = 72 \text{ min}^{-1}, \quad n_4 = 20 \text{ min}^{-1}$$

- radni ciklus

$$t_1 = 8 \text{ s}, \text{ vrijeme pokretanja}$$

$$t_2 = 119 \text{ s}, \text{ ustaljena vožnja}$$

$$t_3 = 8 \text{ s}, \text{ zaustavljanje}$$

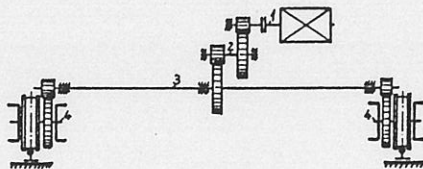
$$t_4 = 90 \text{ s}, \text{ mirovanje}$$

$$t_5 = 8 \text{ s}, \text{ pokretanje (vraćanje granika)}$$

$$t_6 = 99 \text{ s}, \text{ ustaljena vožnja}$$

$$t_7 = 8 \text{ s}, \text{ zaustavljanje}$$

$$t_8 = 110 \text{ s}, \text{ mirovanje.}$$



Sl. 5.4 Shema mehanizma za vožnju, centralni pogon

Rješenje:

- a) Redukcija masa na pogonsku osovину

Budući da su poznati momenti inercije rotirajućih dijelova, može se izvršiti redukcija masa na pogonsku osovину (vidi pogl.3.1.)

$$I_R = I_{rot} + I_{tr}$$

$$I_{rot} = I_1 + I_2 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 + I_3 \left(\frac{n_3}{n_1}\right)^2 + I_4 \left(\frac{n_4}{n_1}\right)^2$$

$$I_{rot} = 2,086 \text{ kgm}^2$$

$$I_{tr} = \frac{m_u}{\eta} \left(\frac{v}{\omega_M}\right)^2 = \frac{61000}{0,8} \left(\frac{0,83}{2\pi \cdot 12,03}\right)^2 = 9,19 \text{ kgm}^2$$

$$I_R = 2,086 + 9,19 = 11,28 \text{ kgm}^2$$

- b) Moment motora potreban za ustaljenu vožnju

$$\omega_M = 2\pi n_M = 2\pi \cdot 12,03 = 75,587 \text{ s}^{-1}$$

Specifični otpor vožnje - iz sl. 3.4, za $D = 500 \text{ mm}$, valjni ležajevi

$$w \approx 7,5 \text{ N/kN}$$

ukupni otpor vožnje

$$W_v = (Q + G) \frac{w}{1000} = (61000 \cdot 9,81) \frac{7,5}{1000} = 4488 \text{ N}$$

Moment motora

$$M_v = \frac{W_v}{\eta} \frac{v}{\omega_M} = \frac{4488}{0,8} \frac{0,83}{75,587} = 61,60 \text{ Nm}$$

- c) Pogonski moment potreban za pokretanje

$$M_p = M_v + I_R \varepsilon; \quad \varepsilon = \frac{\omega_M}{t_p}, \quad t_p = t_1 = 8 \text{ s}$$

$$M_p = 61,6 + 11,28 \cdot \frac{75,587}{8} = 168,2 \text{ Nm}$$

- d) Relativno trajanje uključenja

$$ED = \frac{\sum t_r}{T} \cdot 100\%; \quad \sum t_r = t_1 + t_2 + t_3 + t_5 + t_6 + t_7 = 250 \text{ s}$$

$$T = \sum_{i=1}^8 t_i = 450 \text{ s}$$

$$ED = \frac{250}{450} \cdot 100\% = 55,5\% ; \text{ odabrano } ED = 60\%$$

e) Provjera zahvatnog momenta elektromotora

$$\text{Dozvoljeno je } \frac{M_p}{M_n} = 1,7 \text{ do } 2$$

Nazivni moment instaliranog motora je

$$M_n = \frac{P_n}{\omega_M} = \frac{8,5 \cdot 10^3}{75,587} = 112,45 \text{ Nm}$$

$$\text{pa je } \frac{M_p}{M_n} = \frac{168,2}{112,45} = 1,5$$

Motor je dobro dimenzioniran.

f) Napomena

Kada ne bi bili poznati momenti inercije rotirajućih dijelova mehanizma za vožnju, odredio bi se potreban pogonski moment kod pokretanja pomoću izraza (vidi pogl. 3.4)

$$M_p = \frac{Q + G}{\gamma} \frac{v}{\omega_M} \left(\frac{\beta_v}{g} \frac{v}{t_p} + \frac{w}{1000} \right) ; \beta_v \approx 1,2$$

$$M_p = \frac{61000 \cdot 9,81}{0,8} \frac{0,83}{75,587} \left(\frac{1,2}{9,81} \frac{0,83}{8} + \frac{7,5}{1000} \right) = 165,84 \text{ Nm}$$

što se u ovom primjeru dobro podudara, s izračunatim momentom pokretanja $M_p = 168,2 \text{ Nm}$.

g) Provjera motora metodom ekvivalentnog momenta

$$M_e = \sqrt{\frac{\sum_i M_i^2 t_i}{\sum_i t_i}}$$

Za vrijeme ustaljene vožnje pogonski moment je

$$M_v = 61,6 \text{ Nm}$$

a trajanje ustaljene vožnje je ukupno

$$t_v = t_2 + t_6 = 119 + 99 = 218 \text{ s}$$

Kod pokretanja je moment i ukupno vrijeme

$$M_p = 168,2 \text{ Nm} ; t_p = t_1 + t_5 = 16 \text{ s}$$

Potreban moment kod kočenja motorom je

$$M_k = I_R \varepsilon - W_v \frac{v}{\omega_M} \eta$$

Kod kočenja uzimamo iz sl. 3.4 specifični otpor

$$w' = 2,5 \text{ N/kN} \quad (\text{navedite razlog!})$$

$$\text{pa je } W_v = (Q + G) \frac{w'}{1000} = 61 \cdot 9,81 \cdot 2,5 = 1496 \text{ N}$$

$$M_k = 11,28 \frac{75,587}{8} - 1496 \frac{0,83}{75,587} \cdot 0,8$$

$$M_k = 106,58 - 13,14 = 93,44 \text{ Nm}$$

Ukupno trajanje kočenja je $t_k = 16 \text{ s}$. Ekvivalentni moment je prema tome

$$M_e = \sqrt{\frac{M_p^2 t_p + M_v^2 t_v + M_k^2 t_k}{t_p + t_v + t_k}}$$

$$M_e = \sqrt{\frac{168,2^2 \cdot 16 + 61,6^2 \cdot 218 + 93,44^2 \cdot 16}{16 + 218 + 16}} = 75,35 \text{ Nm}$$

kod 55,5% ED

što preračunato na 60% ED iznosi

$$M_{es} = M_e \sqrt{\frac{ED}{ED_s}} = 75,35 \sqrt{\frac{55,5}{60}} = 72,5 \text{ Nm}$$

$$\text{pa je } \frac{M_{es}}{M_n} = \frac{72,5}{112,45} \approx 0,65$$

Motor dakle zadovoljava jer treba biti $M_{es} \leq M_n$.

5.4 Tablice za izbor elektromotora (Rade Končar, Zagreb)

Tabela 5.1 Izvod iz tehničkih podataka za elektromotore

Intermitirani pogon S3
(6 zaleta na sat)

Tip	Masa kg	mD ² max (kgm ²)			napon rotora U _r (V)	Intermitencija									
		rotora	dodatni	ukupni		25 %					40 %				
						snaga kW	n min ⁻¹	I ₁ kod 380 V A	I ₂ A	M _m /M _n	snaga kW	n min ⁻¹	I ₁ kod 380 V A	I ₂ A	M _m /M _n

2 p = 6 n_s = 1000 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 2500 min⁻¹

132 Ma	108	0.16	1.04	1.2	110	4,7	925	11	28	2.5	4	938	10	23.5	2.9
132 Mb	115	0.2	1.2	1.4	130	6,5	934	16	32	2.5	5,5	945	14,5	27	3
160 M	150	0.4	1.8	2.2	170	8	945	18	32	2,4	7	945	16	27	2,7
160 L	170	0.5	2.5	3	255	11,5	940	26	29	2,3	10	950	23	25	2,6
180 L	220	0.9	3.5	4.4	225	17,5	950	43	48	2,8	15	960	38	41	3,3
200 L	280	2.1	4	6.1	269	23	960	53	52	2,6	20	965	49	45	3,1
225 Ma	350	2.8	5.1	7.9	255	30	960	70	73	2,6	25	965	61	60	3,1
225 Mb	375	3.3	5.7	9	310	35	960	75	69	2,4	30	965	66	59	2,9
250 Ma	485	4.1	7.5	11.6	156	48	960	94	198	2,4	40	965	80	162	2,8
250 Mb	530	5	9	14	183	60	960	119	200	2,5	50	965	101	166	3
280 S	680	8	10.5	18.5	200	72	965	135	220	2,6	63	970	120	190	3
280 M	750	10.2	11.8	22	260	93	970	173	225	2,5	80	975	150	193	3
315 S	960	17	14.3	31.3	285	115	975	220	250	2,6	100	978	190	220	3
315 M	1050	19.5	17.5	37	310	140	975	260	280	2,3	120	980	220	236	2,7

2 p = 8 n_s = 750 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 1875 min⁻¹

180 L	230	1	5.2	6.2	225	11,5	710	32	32	2,6	10	715	29	28	3
200 L	290	2.3	7	9.3	240	17,5	715	45	45	2,3	15	720	41	38	2,8
225 Ma	350	3.6	9.2	12.8	220	23	720	58	64	2,4	20	725	52	53	2,8
225 Mb	405	4.3	11.1	15.4	262	30	720	67	73	2,3	25	725	59	60	2,8
250 Ma	500	5.2	13.2	18.4	130	35	720	81	164	2,6	30	725	70	140	3,1
250 Mb	550	6.7	15.8	22.5	185	48	720	102	166	2,6	40	725	88	135	3,1
280 S	690	10.8	19.2	30	187	60	725	121	205	2,5	50	730	104	168	3
280 M	750	13	20	33	225	72	725	145	201	2,5	63	730	130	175	2,9
315 S	975	19	30	49	295	93	725	175	197	2,5	80	730	150	168	2,9
315 M	1055	23	37	60	375	115	730	225	190	2,8	100	732	195	165	3,2

2 p = 10 n_s = 600 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 1500 min⁻¹

250 Ma	500	5.2	15.2	20.4	120	30	565	69	160	2	25	570	59	130	2.5
250 Mb	560	6.7	17.8	24.5	157	35	570	81	145	2,3	30	575	72	122	2,7
280 S	690	10.8	23.7	34.5	183	48	575	108	168	2,3	40	580	94	138	2,8
280 M	750	13	31	44	220	60	575	132	178	2,3	50	580	113	145	2,8
315 S	935	19	39	58	230	72	570	145	202	2,1	63	576	130	175	2,4
315 M	1050	23	47	70	290	93	580	192	204	2,2	80	580	170	172	2,6

Tabela 5.1 Nastavak

maks. 660 V — 50 Hz

Intermitirani pogon S3
(6 zaleta na sat)

Tip	Masa kg	mD ² max (kgm ²)			napon rotora U _r (V)	Intermitencija									
		rotora	dodatni	ukupni		60 %					100 %				
						snaga kW	n min ⁻¹	I ₁ kod 380 V A	I ₂ A	M _m /M _n	snaga kW	n min ⁻¹	I ₁ kod 380 V A	I ₂ A	M _m /M _n

2 p = 6 n_s = 1000 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 2500 min⁻¹

132 Ma	108	0.16	1.04	1.2	110	3,6	945	9,5	21	3,3	3	955	7,5	17	3,9
132 Mb	115	0.2	1.2	1.4	130	4,8	953	13,4	23,5	3,4	4	960	12,4	19,5	4,2
160 M	150	0.4	1.8	2.2	170	6	960	15	23	3,2	5,5	965	14	21	3,5
160 L	170	0.5	2.5	3	255	8,5	960	20	22	3,1	7,5	965	19	19	3,5
180 L	220	0.9	3.5	4.4	225	13	965	34	35	3,8	11	970	31	30	4,5
200 L	280	2.1	4	6.1	269	17,5	970	45	40	3,5	15	975	43	34	4,1
225 Ma	350	2.8	5.1	7.9	255	22	970	57	53	3,6	18,5	975	52	44	4,3
225 Mb	375	3.3	5.7	9	310	26	970	60	51	3,4	22	975	55	43	4
250 Ma	485	4.1	7.5	11.6	156	34	970	70	136	3,4	30	975	63	120	3,8
250 Mb	530	5	9	14	183	44	970	91	146	3,5	37	975	79	123	4,1
280 S	680	8	10.5	18.5	208	53	975	102	160	3,6	45	980	90	135	4,2
280 M	750	10.2	11.8	22	260	70	978	133	168	3,5	60	980	116	143	4
315 S	960	17	14.3	31.3	285	87	980	170	190	3,5	75	985	150	162	4,1
315 M	1050	19.5	17.5	37	310	105	982	195	206	3,1	90	985	172	176	3,6

2 p = 8 n_s = 750 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 1875 min⁻¹

180 L	230	1	5.2	6.2	225	8,5	722	27	24	3,6	7,5	725	25	21	4,1
200 L	290	2.3	7	9.3	240	13	725	38	33	3,2	11	730	35	28	3,8
225 Ma	350	3.6	9.2	12.8	220	17,5	730	48	49	3,2	15	730	45	42	3,7
225 Mb	405	4.3	11.1	15.4	262	22	730	54	52	3,1	18,5	730	49	44	3,8
250 Ma	500	5.2	13.2	18.4	130	26	730	64	122	3,5	22	730	58	103	4,2
250 Mb	550	6.7	15.8	22.5	185	34	730	78	113	3,6	30	730	73	100	4,1
280 S	690	10.8	19.2	30	187	44	732	95	146	3,4	37	735	84	122	4,1
280 M	750	13	20	33	225	53	734	114	146	3,4	45	735	102	123	4
315 S	975	19	30	49	295	70	733	135	145	3,4	60	735	120	124	3,9
315 M	1055	23	37	60	375	87	734	175	142	3,7	75	735	155	122	4,3

2 p = 10 n_s = 600 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 1500 min⁻¹

250 Ma	500	5.2	15.2	20.4	120	22	575	55	114	2,8	18,5	580	50	95	3,4
250 Mb	560	6.7	17.8	24.5	157	26	580	67	105	3,1	22	584	60	89	3,7
280 S	690	10.8	23.7	34.5	183	34	582	84	117	3,3	30	585	80	103	3,8
280 M	750	13	31	44	220	44	582	105	126	3,2	37	585	95	105	3,8
315 S	935	19	39	58	230	53	582	112	145	2,8	45	587	100	122	3,4
315 M	1050	23	47	70	290	70	587	152	150	3	60	590	136	128	3,5

Tabela 5.1 Nastavak

maks. 660 V — 50 Hz

Intermitirani pogon S4 i S5
klasa zaleta 150

Tip	Masa kg	mD ^{max} (kgm ²)		napon rotora U _r (V)	Intermitencija											
		rotora	dodatni		25 %				40 %				60 %			
					snaga kW	n min ⁻¹	I ₁ kod 380 V A	I ₂ A	M _m M _n	snaga kW	n min ⁻¹	I ₁ kod 380 V A	I ₂ A	M _m M _n	snaga kW	n min ⁻¹

2 p = 6 n_s = 1000 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 2500 min⁻¹

132 Ma	108	0,16	1,04	1,2	110	3,8	942	9,7	22	3	3,3	950	8	19	3,5	3	955	7,5	17	3,9
132 Mb	115	0,2	1,2	1,4	130	5,2	948	14	25	3,2	4,5	956	13	22	3,7	4	960	12,4	19,5	4,2
160 M	150	0,4	1,8	2,2	170	7	955	16	27	2,7	6	960	15	23	3,2	5,5	965	14	21	3,5
160 L	170	0,5	2,5	3	225	9,5	950	22	24	2,7	8,5	960	20	22	3,1	7,5	965	19	19	3,5
180 L	220	0,9	3,5	4,4	225	14	960	36	38	3,5	12,5	965	33	34	4	11	970	31	30	4,5
200 L	280	2,1	4	6,1	269	19	967	47,5	43	3,2	17	970	44,5	36	3,6	15	975	43	34	4,1
225 Ma	350	2,8	5,1	7,9	255	23	970	58	54	3,4	21	975	56	49	3,8	18,5	975	52	44	4,3
225 Mb	375	3,3	5,7	9	310	28	970	63	55	3,1	25	970	59	49	3,5	22	975	55	43	4
250 Ma	485	4,1	7,5	11,6	156	38	970	76	152	3	33	973	68	131	3,5	30	975	63	120	3,8
250 Mb	530	5	9	14	183	47	970	96	156	3,2	42	973	87	140	3,6	37	975	79	123	4,1
280 S	680	8	10,5	18,5	208	57	973	110	172	3,3	50	977	98	150	3,8	45	980	90	135	4,2
280 M	750	10,2	11,8	22	260	76	977	142	182	3,1	67	980	127	160	3,6	60	980	116	143	4
315 S	960	17	14,3	31,3	285	95	980	182	217	3,2	84	983	164	183	3,6	75	985	150	162	4,1
315 M	1050	19,5	17,5	37	310	113	980	208	221	2,9	100	983	185	195	3,2	90	985	172	176	3,6

2 p = 8 n_s = 750 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 1875 min⁻¹

180 L	230	1	5,2	6,2	225	9,5	718	28	26,5	3,2	8,5	722	27	24	3,6	7,5	725	25	21	4,1
200 L	290	2,3	7	9,3	240	14	723	39,5	35,5	3	12	727	36	30,5	3,6	11	730	35	28	3,8
225 Ma	350	3,6	9,2	12,8	220	18,5	725	50	51	3	16,5	730	49	47	3,3	15	730	45	42	3,7
225 Mb	405	4,3	11,1	15,4	262	23	725	55	54	3	20	730	51	48	3,5	18,5	730	49	44	3,8
250 Ma	500	5,2	13,2	18,4	130	27	725	66	130	3,3	24	730	60	112	3,8	22	730	53	103	4,2
250 Mb	550	6,7	15,8	22,5	185	38	727	85	128	3,2	33	730	77	110	3,7	30	732	73	100	4,1
280 S	690	10,8	19,2	30	187	47	730	100	156	3,2	41	730	90	136	3,7	37	735	84	122	4,1
280 M	750	13	20	33	225	58	730	122	160	3,1	50	734	110	137	3,6	45	735	102	123	4
315 S	975	19	30	49	295	75	730	142	157	3,1	66	733	128	137	3,5	60	735	120	124	3,9
315 M	1055	23	37	60	375	95	733	168	157	3,4	83	734	167	136	3,9	75	735	155	122	4,3

2 p = 10 n_s = 600 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 1500 min⁻¹

250 Ma	500	5,2	15,2	20,4	120	24	573	58	125	2,6	20	578	51	103	3,1	18,5	580	50	95	3,4
250 Mb	560	6,7	17,8	24,5	157	28	578	69	114	2,9	24	582	63	97	3,4	22	584	60	89	3,7
280 S	690	10,8	23,7	34,5	183	39	580	92	135	2,9	33	583	82	112	3,4	30	585	83	103	3,8
280 M	750	13	31	44	220	48	580	111	139	2,9	42	583	101	120	3,3	37	585	95	105	3,8
315 S	935	19	39	58	230	58	580	122	160	2,6	51	584	110	139	3	45	587	100	122	3,4
315 M	1050	23	47	70	290	76	585	163	164	2,7	67	588	148	143	3,1	60	590	136	128	3,5

Tabela 5.1 Nastavak

maks. 660 V — 50 Hz

Intermitirani pogon S4 i S5
klasa zaleta 300

Tip	Masa kg	mD ^{max} (kgm ²)		napon rotora U _r (V)	Intermitencija									
		rotora	dodatni		40 %					60 %				
					snaga kW	n min ⁻¹	I ₁ kod 380 V A	I ₂ A	M _m M _n	snaga kW	n min ⁻¹	I ₁ kod 380 V A	I ₂ A	M _m M _n

2 p = 6 n_s = 1000 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 2500 min⁻¹

132 Ma	108	0,16	1,04	1,2	110	2,8	958	7,3	16	4,2	2,5	963	6,9	14,5	4,7
132 Mb	115	0,2	1,2	1,4	130	3,8	961	12,2	18,5	4,4	3,5	963	11,8	17	4,8
160 M	150	0,4	1,8	2,2	170	5,5	965	14	21	3,5	5	967	13,5	19	3,8
160 L	170	0,5	2,5	3	255	7	965	18	18	3,7	6,5	970	17,5	16,5	4
180 L	220	0,9	3,5	4,4	225	10,5	970	30,5	28,5	4,7	9,5	975	30	26	5,2
200 L	280	2,1	4	6,1	269	14	975	42,5	32	4,3	13	977	40	30	4,7
225 Ma	350	2,8	5,1	7,9	255	18	977	51	43	4,4	16	980	49	38	4,9
225 Mb	375	3,3	5,7	9	310	21	976	53	42	4,2	19	980	50	38	4,6
250 Ma	485	4,1	7,5	11,6	156	28	978	60	112	4	25	970	70	136	3,4
250 Mb	530	5	9	14	183	35	975	76	117	4,3	32	975	72	108	4,7
280 S	680	8	10,5	18,5	208	43	980	86	129	4,4	38	980	79	115	4,9
280 M	750	10,2	11,8	22	260	57	982	112	137	4,2	51	983	102	122	4,7
315 S	960	17	14,3	31,3	285	72	985	145	157	4,2	64	988	132	140	4,8
315 M	1050	19,5	17,5	37	310	85	985	163	167	3,8	77	988	150	152	4,2

2 p = 8 n_s = 750 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 1875 min⁻¹

180 L	230	1	5,2	6,2	225	7	727	24	19,5	4,4	6,5	728	23,5	18	4,7
200 L	290	2,3	7	9,3	240	10,5	730	34	27	4	9,5	730	33	24,5	4,4
225 Ma	350	3,6	9,2	12,8	220	14,5	730	42	41	3,8	13	735	41	37	4,2
225 Mb	405	4,3	11,1	15,4	262	17,5	731	46	41	4	16	735	45	38	4,4
250 Ma	500	5,2	13,2	18,4	130	21	731	56	98	4,4	19	735	54	90	4,6
250 Mb	550	6,7	15,8	22,5	185	28	733	70	92	4,4	26	735	67	85	4,7
280 S	690	10,8	19,2	30	187	35	735	82	115	4,3	32	735	78	105	4,7
280 M	750	13	20	33	225	43	735	100	118	4,2	39	736	95	108	4,6
315 S	975	19	30	49	295	57	735	114	117	4,1	52	738	106	107	4,5
315 M	1055	23	37	60	375	72	735	151	118	4,4	65	738	141	106	4,9

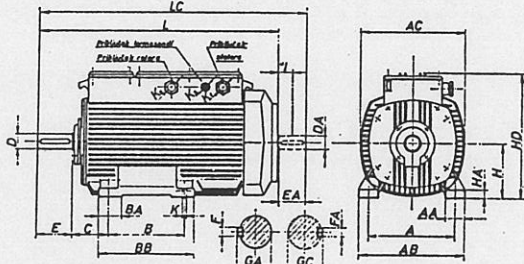
2 p = 10 n_s = 600 min⁻¹ Dozvoljeno n_{max} = 1500 min⁻¹

250 Ma	500	5,2	15,2	20,4	120	18	580	48	92	3,5	16	583	45	82	3,9
250 Mb	560	6,7	17,8	24,5	157	21	585	59	85	3,8	18,5	588	56	75	4,4
280 S	690	10,8	23,7	34,5	183	28	586	76	95	3,9	25	590	73	86	4,5
280 M	750	13	31	44	220	35	586	88	98	4	31	588	86	85	4,5
315 S	935	19	39	58	230	43	588	97	116	3,5	38	590	89	102	4
315 M	1050	23	47	70	290	57	590	132	122	3,7	50	593	120	108	4,2

Tabela 5.1 Nastavak

MJERNE SKICE
(Mjere u mm)

OBLIK IM B3
2 AKMd 132...315



* Minimalni slobodni prostor, za prolaz zraka

Tip	Pol.	H	A	B	C	K	L	AA	AB	AC	BA	BB	HA	HD	K ₁	K ₂	K ₃	C	I	D	E	F	GA	DA	EA	FA	GC		
																												7	707
2 AKMd 132 M		132	216	178	89	12	624	60	265	258	60	250	16	355	21	21	7	707	35	38	80	10	41	38	80	10	41		
2 AKMd 160 M	6			210			730					276						843											
2 AKMd 160 L		160	254	108	14		52	306	300	75		20	390	23	23	7		45	42	110	12	45,1	42	110	12	45,1			
2 AKMd 180 L		180	279	279	121	14	805	60	339	336	80	349	26	430	23	26	7	918	50	48	110	14	51,5	48	110	14	51,5		
2 AKMd 200 L	6-8	200	318	303	133	18	890	60	398	388	95	385	34	480	26	32	7	1000	55	55	110	16	58,8	55	110	16	58,8		
2 AKMd 225 Ma		225	356	311	149	18	985	60	436	424	95	391	34	520		32	35	7	1098	60	60	140	18	64,2	55	110	16	58,8	
2 AKMd 225 Mb																36													
2 AKMd 250 Ma	6-10	250	406	349	168	23	1135	100	506	484	120	449	42	600		35	2 x 43	7	1277	70	70	140	20	74,6	80	140	18	64,2	
2 AKMd 250 Mb																	38,5	2 x 46											
2 AKMd 280 S		280	457	190	23		1190				468					43		1331											
2 AKMd 280 M	6-10			419			1270				519					50	2 x 46	7	1411		80	80	170	22	85,5	65	140	18	69,2
2 AKMd 315 S			315	508	216	27		1345				526					2 x 46		1487										
2 AKMd 315 M				457			1400				577					2 x 50		1542											

Normalni tip pogona za motore prema tb. 5.1 je klasa zaleta Z = 150 i intermitencija 60%. Snage za taj pogon jednake su snagama u trajnom pogonu (režim rada S1), odnosno snagama u režimu rada S3 kod ED = 100%.

Tablica 5.2 Trofazni asinhroni kavezni motori do 7 kW

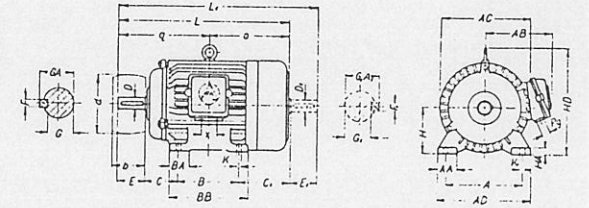
Tip motora	Struja A uklopavanja	Potezni moment kNcm	GD' motora kgm²	Intermitencija 100%						Intermitencija 60%						masa kg
				Snaga		o/min	A	Ukl/h		Snaga		o/min	A	Ukl/h		
				kW	KS			na prazno	pod teretom	kW	KS			na prazno	pod teretom	
4AZd 90S - 6	7,5	1,7	0,013	0,7	0,95	900	2,1	375	225	0,75	1	890	2,2	750	400	17,2
4AZd 90L - 6	11	2,3	0,019	0,9	1,2	910	2,7	310	150	1	1,36	900	2,9	600	260	20,2
4AZd 100L - 6	19	3,5	0,038	1,5	2	920	3,9	235	90	1,7	2,3	915	4,5	400	140	30
4AZd 112M - 6	28	5,5	0,065	2,4	3,3	930	5,9	185	60	2,6	3,5	925	6,4	320	95	41,5
4AZd 132S - 6	38	7,2	0,12	3,2	4,4	940	7,6	155	45	3,5	4,8	935	8,3	275	75	60
4AZd 132Ma - 6	55	10,5	0,15	4,4	6	950	10,2	140	35	4,7	6,4	945	10,9	240	60	69
4AZd 132Mb - 6	67	13	0,18	5,5	7,5	950	12,2	125	30	6	8	945	13,2	215	50	76

Tip motora	Struja A uklopavanja	Potezni moment kNcm	GD' motora kgm²	Intermitencija 40%						Intermitencija 20%						masa kg
				Snaga		o/min	A	Ukl/h		Snaga		o/min	A	Ukl/h		
				kW	KS			na prazno	pod teretom	kW	KS			na prazno	pod teretom	
4AZd 90 S - 6	7,5	1,7	0,013	0,8	1,1	880	2,4	1050	500	0,9	1,2	870	2,7	1250	500	17,2
4AZd 90 L - 6	11	2,3	0,019	1,1	1,5	890	3,3	800	320	1,2	1,6	880	3,5	950	320	20,2
4AZd 100L - 6	19	3,5	0,038	1,8	2,5	910	4,7	550	180	1,9	2,6	905	5	675	180	30
4AZd 112M - 6	28	5,5	0,065	2,8	3,8	920	6,9	410	115	3,1	4,2	915	7,6	500	115	41,5
4AZd 132S - 6	38	7,2	0,12	3,7	5	930	8,8	365	90	4,2	5,7	925	10	425	90	60
4AZd 132Ma - 6	55	10,5	0,15	5	6,8	940	11,6	320	70	5,6	7,6	935	13	385	70	69
4AZd 132Mb - 6	67	13	0,18	6,3	8,5	940	14	290	60	7	9,5	935	15,8	350	60	76

MJERNE SKICE

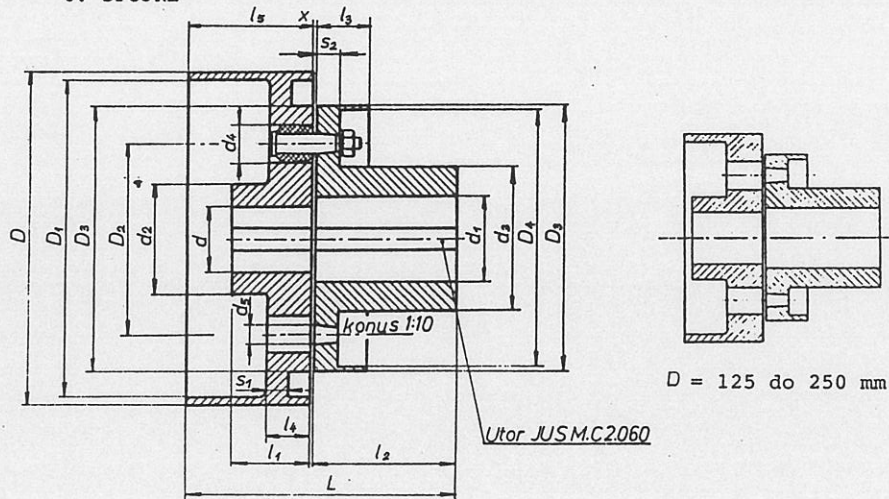
Mjere u mm

OBLIK B3



Veličina motora	H	A	B	C	K	HA	D	D ₁	E	E ₁	F	F ₁	GA	G _A	G	G ₁	L	L ₁	BA	AA	o	q	HD	AC	AB	BB	AD	X	P _g	d	b
90 S	90	140	100	56	94	9	12	24	24	50	50	8	26,9	26,9	19,9	19,9	296	350	40	40	140	156	182	178	146	130	180	-	13,5	100	63
90 L	90	140	125	56	94	9	12	24	24	50	50	8	26,9	26,9	19,9	19,9	321	375	40	40	152,5	168,5	182	178	146	155	180	-	13,5	125	63
100 L	100	160	140	63	105	13	14	28	28	60	60	8	30,9	30,9	23,9	23,9	363	428	60	45	170	193	202	198	160	175	200	45	2-21	160	100
112 M	112	190	140	70	116	13	16	28	28	60	60	8	30,9	30,9	23,9	23,9	381	446	60	55	181	200	256	222	168	185	240	45	2-21	200	100
132 S	132	216	140	89	133	13	18	38	38	80	80	10	41,3	41,3	33,3	33,3	437	522	60	60	198	239	305	267	189	187	265	45	2-21	200	125
132 M	132	216	178	89	133	13	18	38	38	80	80	10	41,3	41,3	33,3	33,3	475	560	60	60	217	258	305	262	189	225	265	45	2-21	224	125

6. SPOJKE



D = 125 do 250 mm

Sl. 6.1 Elastična spojka s bubnjem za kočnicu (JUS M.C1.516)

Tablica 6.1 Mjere spojke prema sl. 6.1, mm

Nazivni promjer D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	d H7	d ₁ H7	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	L	l ₁	l ₂	l ₃
125	115	70	100	92	14 do 32	16 do 32	50	50	18	8	132	50	80	25
160	147	90	130	120	16 do 40	20 do 40	60	63	18	8	152	60	90	38
200	185	120	160	148	20 do 50	25 do 56	80	90	28	14	187	75	110	40
250	234	145	200	188	25 do 60	32 do 71	100	115	28	14	217	95	120	45
315	293	180	250	238	30 do 70	38 do 80	120	135	50	22	264	120	140	60
400	376	210	290	278	35 do 90	50 do 100	150	170	50	22	324	150	170	60
500	474	300	400	387	50 do 100	65 do 125	170	210	70	32	405	190	210	78
630	600	360	500	484	60 do 125	80 do 160	210	270	70	32	515	240	270	100
710	678	425	560	544	90 do 160	100 do 160	255	270	70	32	540	265	270	100

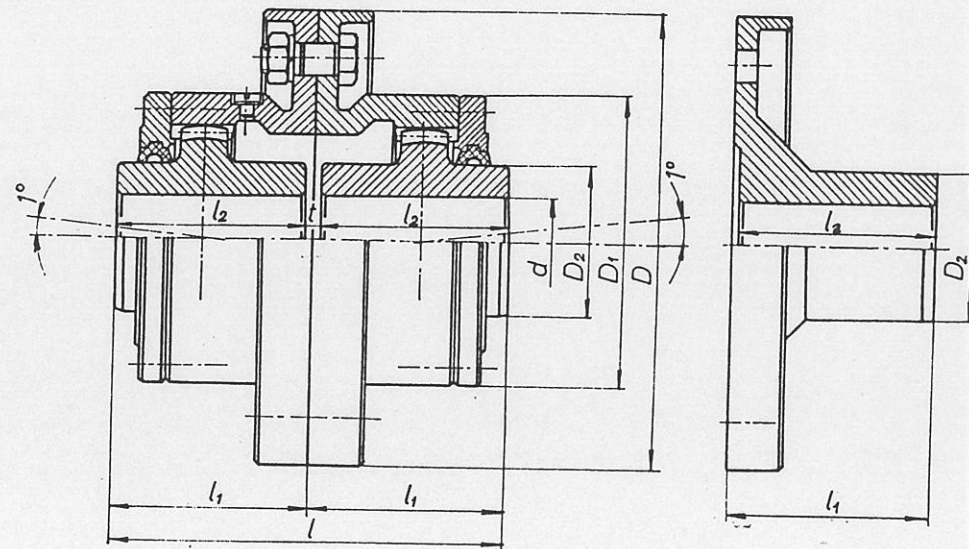
Tablica 6.1 Nastavak

D	l ₄	l ₅	s ₁	s ₂	x	M _z	n _{max}	mD ²	m	broj svornjaka
mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN cm	o/min	kg m ²	kg	
125	24	50	—	15	2	5	4580	0,027	4,6	6
160	26	60	—	15	2	10	3580	0,086	8,3	8
200	35	75	—	23	2	20	2860	0,27	18,5	6
250	38	95	—	23	2	32	2290	0,74	32,8	8
315	55	120	20	35	4	63	1820	2,40	63,7	6
400	57	150	25	35	4	125	1430	6,30	107	8
500	80	190	32	43	5	250	1150	20,8	216	6
630	85	240	40	43	5	500	910	59,0	392	8
710	85	265	40	43	5	1000	800	94,0	484	12

Dozvoljeno naprezanje u svornjaku od savijanja je $\sigma_d = 90$ MPa.

Dozvoljeni površinski pritisak između uložka i svornjaka $p_d = 1,6$ MPa.

Ostali podaci: JUS M.C1.516



Sl. 6.2 Zupčasta spojka, dvostrana i jednostrana, (JUS M.C1.511 i 512)

Tablica 6.2 Mjere zupčaste spojke prema sl. 6.2, mm

Nazivni promjer d _n	M _{t, max} kN cm	D	D ₁	D ₂	l	t	n _{max} o/min	m ~ kg
40	50	125	92	63	104	4	7500	4
50	90	160	115	80	130	4	6000	8
63	180	200	145	100	166	6	5000	16
80	400	250	180	125	210	10	4000	30
100	770	300	230	160	260	10	3200	60
125	1500	360	280	200	330	10	2650	115
160	3200	450	360	250	410	10	2130	220
200	6100	560	450	320	520	20	1710	430
250	12000	710	560	400	650	20	1350	850
315	25000	850	710	500	820	20	1130	1600
400	49000	1050	880	630	1030	30	910	3100
500	95000	1300	1100	800	1290	30	740	6000
630	185000	1600	1360	1000	1630	30	600	11500

$$l_1 = l/2, \quad l_2 = l_1 - t/2, \quad d = (0,8 \dots 1) d_n$$

7. PRENOSNICI POGONSKIH MEHANIZAMA

Nakon što je odabran elektromotor, potrebno je odrediti prenosni odnos reduktora i pristupiti proračunu ili izboru reduktora.

Prenosni odnosi kreću se u širokom rasponu od približno 1:7 do 1:250 i više.

Ovisno o problemu, prenosnici se izvode sa čelnim ili koničnim zupčanicima, s pužnim prenosom ili kao planetarni reduktori. U većini slučajeva je raspoloživi prostor odlučujući za izbor vrste prenosnika.

Zupčanike reduktora za dizalice treba odgovarajuće dimenzionirati u odnosu na dva glavna zahtjeva: istrošenje i čvrstoću. Kod proračuna na čvrstoću treba voditi računa o opterećenju kod pokretanja odnosno kočenja.

Prenosni odnos od pogonske osovine do osovine bubnja je za reduktor mehanizma za dizanje

$$i_{\text{red}} = \frac{n_M}{n_b} = \frac{\pi D n_M}{P_k v_d} = \frac{R}{P_k} \frac{\omega_M}{v_d} \quad (7.1)$$

gdje je :

$$\omega_M = \frac{\pi n_M}{30}, \text{ kutna brzina motora, 1/s;} \quad \text{Sl.7.1 Mehanizam za dizanje}$$

$$n_b = \frac{P_k v_d}{\pi D}, \text{ broj okretaja bubnja, 1/s ili 1/min;}$$

P_k , prenosni odnos užetnog prenosnika;

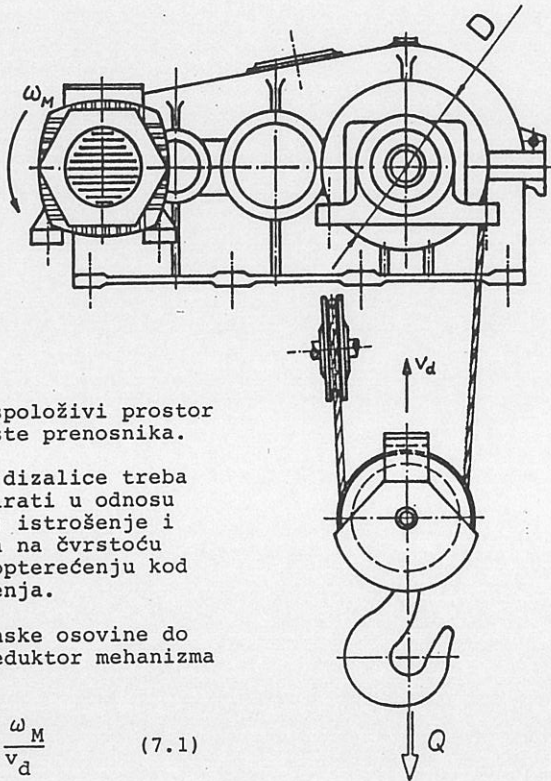
v_d , brzina dizanja, m/s ili m/min;

$D = 2R$, promjer bubnja, m.

Prenosni odnos reduktora mehanizma za vožnju treba biti

$$i_{\text{red}} = R \frac{\omega_M}{v} \quad (7.2)$$

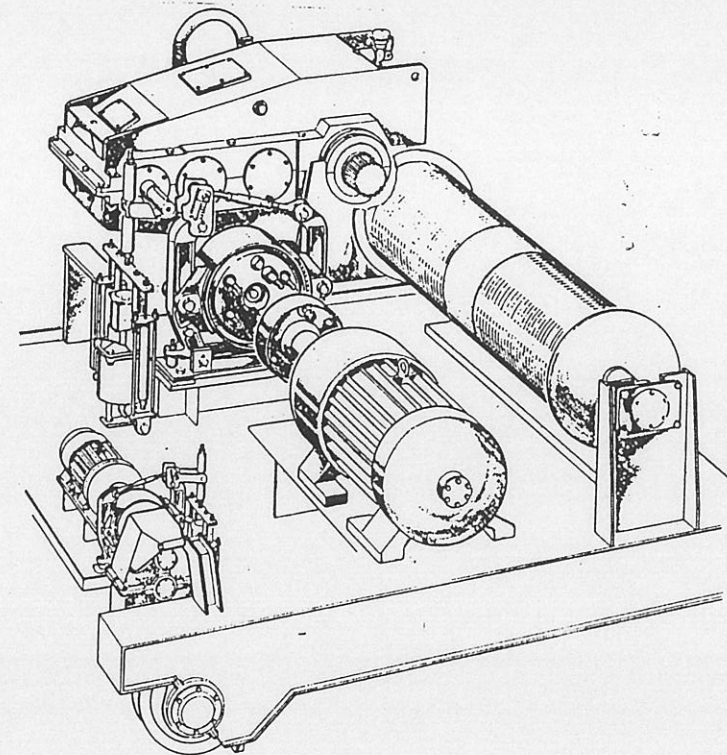
R - polumjer kotača, m;
 v - brzina vožnje, m/s.



Elektromotori se najčešće biraju sa sinhronom brzinom vrtnje 1500, 1000, 750 i rjeđe 600 o/min.

Kod izbora brzine vrtnje motora treba uzeti u obzir slijedeće: manji broj okretaja motora daje najčešće manji i jeftiniji reduktor, ali zato skuplji, teži i po dimenzijama veći motor. Općenito se stoga može preporučiti: 1500 o/min za manje motore, 1000 o/min za srednje motore do ~ 60 kW, 750 o/min za motore snage veće od 60 kW i ako je promjer bubnja kočnice 630 mm ili više.

7.1. Izvedbe i smještaj reduktora mehanizma za dizanje



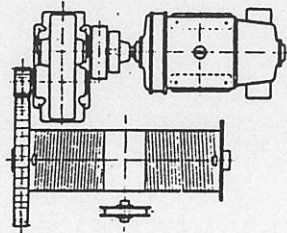
Sl. 7.2 Pogonski mehanizmi voznog vitla

Od izvedbe i smještaja reduktora u svakom pogonskom mehanizmu granika (za dizanje, vožnju i okretanje) ovisi veličina potrebnog prostora, pristupačnost pojedinim dijelovima, jednostavnost, održavanje i trajnost uređaja.

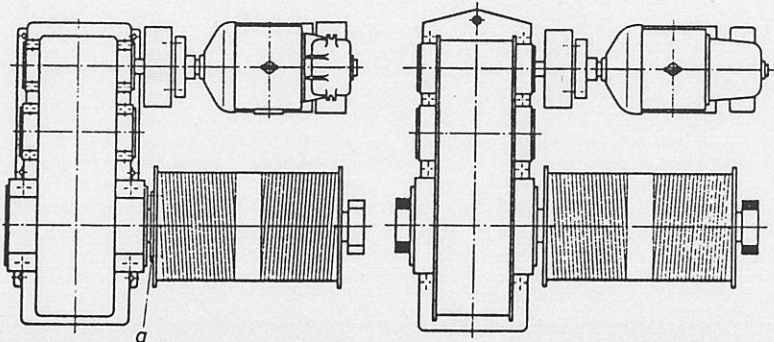
Reduktori uređaja za dizanje općenito se izvode u dva osnovna oblika:

- a) djelomično zatvoreni reduktor - u zatvorenom reduktoru su zupčanici s većim kutnim brzinama. Otvoreni par zupčanika između zatvorenog dijela reduktora i bubnja preuzima također ulogu spojke s bubnjem odnosno s pogonskim točkom kod uređaja za vožnju, sl. 7.3.

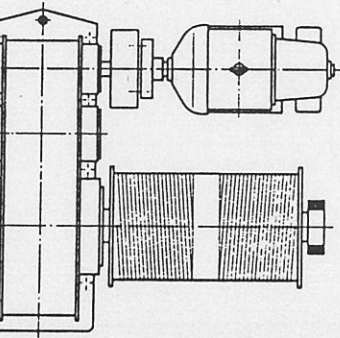
Sl. 7.3 Uređaj za dizanje s dvostepenim reduktorom i otvorenim posljednjim stupnjem do bubnja



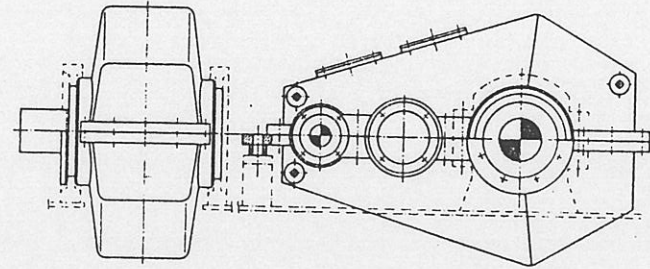
- b) potpuno zatvoreni reduktor, s oslanjanjem bubnja na izlaznu osovinu



Sl. 7.4 Uređaj za dizanje s potpuno zatvorenim reduktorom i spojkom u bubnju a)



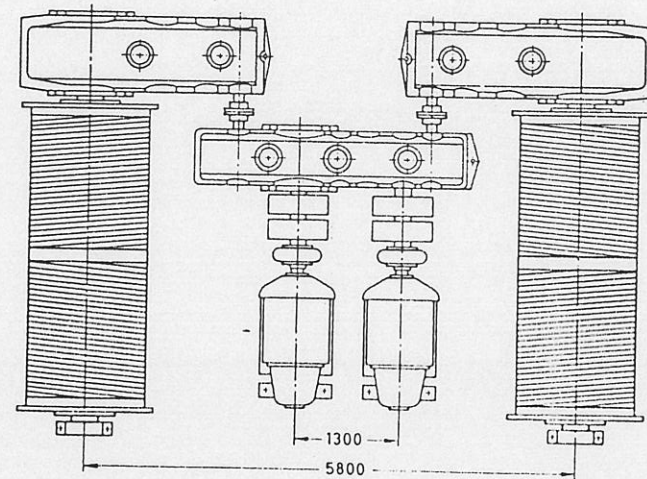
Sl. 7.5 Uređaj za dizanje oslonjen na tri oslonca



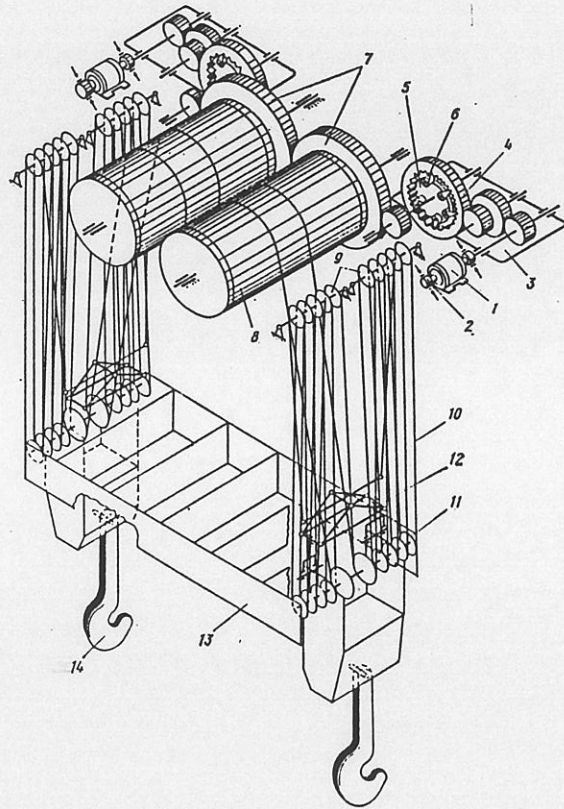
Sl. 7.6 Reduktor uređaja za dizanje oslonjen na tri oslonca (prema DIN 15053)

Na slici 7.5 prikazana je izvedba uređaja za dizanje sa zavješanjem na tri oslonca. Reduktor visi na osovini, a kućište reduktora nije opterećeno s vanjskim silama.

Zavješanje samog kućišta reduktora na tri oslonca prikazano je na slici 7.6. Kako je takav način zavješanja statički određen, ne mogu se pojaviti naprezanja u kućištu uslijed deformiranja konstrukcije vitla. Prednost je također mogućnost brze zamjene reduktora.



Sl. 7.7 Uređaj za dizanje ljevaoničkog granika nosivosti 350 t



Sl. 7.8 Skica glavnoga uređaja za dizanje lijevaoničkog granika nosivosti do 450 t

7.2. Izvod iz tehničkih podataka za reduktore

U tablicama 7.1 do 7.9 navedene su dimenzije i karakteristike tipiziranih reduktora za granike jednog proizvođača dizalica. Nazivne veličine reduktora su razmaci ulaznih i izlaznih vratila (E) i prenosni odnos reduktora (i_{red}).

Potrebni prenosni odnos reduktora i_{red} određen je izrazom (7.1) odnosno (7.2), dok veličina reduktora ovisi o snazi odnosno o opterećenju reduktora. Tablica za izbor reduktora prema katalogu proizvođača temelji se na snazi koju prenosi reduktor. Ovdje je ta tablica prerađena i prikazana tako da se reduktori mogu birati na temelju veličine momenta na bubnju M_{tb} odnosno momenta na izlaznoj osovini (tablica 7.1 i 7.2). Bazine vrtnje motora mogu biti 750 do 1500 o/min.

Nazivni prenosni odnosi ovdje prikazanih reduktora su:

- za dvostepene, 10; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,5; 25; 28; 32; 35,5; 40; 45; 50.
- trostepene, 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180.

Oznake reduktora su:

- H2.E - i_{red} , H3.E - i_{red} (za horizontalne)
- V2.E - i_{red} , V3.E - i_{red} (za vertikalne)

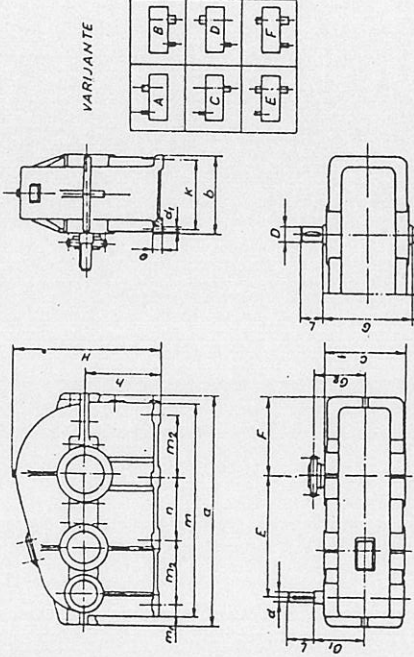
Na primjer: H3.710 - 140 je horizontalni trostepeni reduktor, nazivne veličine E = 710 mm i prenosnog odnosa $i_{red} = 140$.

Tablica 7.1 Izbor veličina dvostepenih reduktora na temelju opterećenja izlaznog vratila M_{tb}

M_{tb} , kNm (max)	1,33	2,1	5,25	8,5	12	15	37,5
Veličina reduktora	320	400	500	630	710	800	1000
H O R I Z O N T A L N I H2							
VERTIKALNI V2							

Tablica 7.2 Izbor veličina trostepenih reduktora

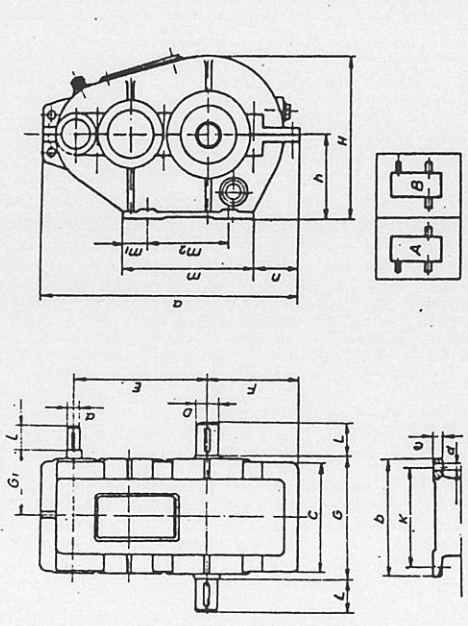
M_{tb} , kNm (max)	4,5	7,0	18	29	40	50	125
Veličina reduktora	560	710	900	1060	1250	1400	1700
H O R I Z O N T A L N I H3							
VERTIKALNI V3							



Tablica 7.3 Horizontalni reduktor H2

Velicina reduktora	d	l	D	L	a	b	c	e	F	G	G ₁
320	28	60	55	90	625	290	280	24	320	220	300
400	32	80	55	90	780	300	290	28	400	275	320
500	40	90	70	120	930	340	370	30	500	370	390
630	55	100	90	140	1170	440	470	34	630	400	490
710	65	110	95	150	1350	470	500	36	710	460	550
800	70	120	100	160	1530	520	520	40	800	525	560
1000	90	140	140	210	1800	620	720	46	1000	595	800

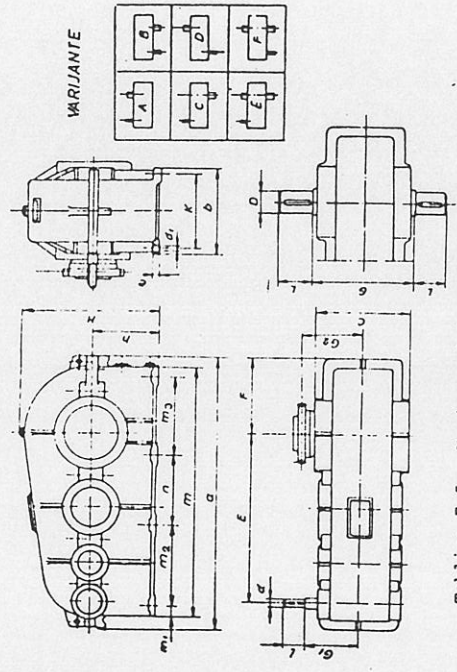
Velicina reduktora	G ₁	H	h	K	m	m ₁	m ₂	m ₃	n	d ₁	Br. ank.	Težina
320	190	410	200	230	555	50	230	230	18	18	6	190
400	195	510	230	260	700	50	300	300	18	18	6	240
500	230	600	300	300	860	50	380	380	20	20	6	400
630	290	775	400	380	1080	50	490	490	24	24	6	1050
710	320	885	450	420	1250	60	390	390	340	24	8	1280
800	320	985	500	460	1400	70	430	430	400	29	8	1380
1000	430	1150	560	550	1700	70	560	480	520	33	8	3250



Tablica 7.4 Vertikalni reduktor V2

Velicina reduktora	d	l	D	L	a	b	c	e	F	G
320	28	60	55	90	625	290	280	24	320	300
400	32	80	55	90	780	300	290	28	400	320
500	40	90	70	120	930	340	300	30	500	320

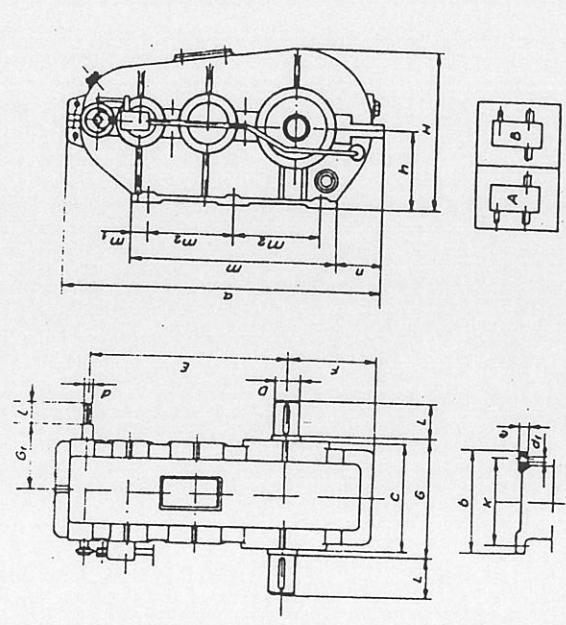
Velicina reduktora	G ₁	H	h	K	m	m ₁	m ₂	m ₃	n	d ₁	Br. ank.	Težina
320	160	385	200	250	320	60	200	110	18	18	4	110
400	160	485	250	260	400	60	280	125	18	18	4	220
500	250	585	300	300	480	50	380	150	20	20	4	360



Tablica 7.5 Horizontalni reduktor H3

Velicina reduktora	d	l	D	L	a	b	c	e	F	G	G ₁
560	28	60	75	120	910	330	360	28	560	260	380
710	32	80	95	150	1140	370	400	30	710	320	430
900	40	90	120	180	1440	445	500	35	900	405	570
1060	55	100	140	210	1670	540	620	40	1060	435	650
1250	65	110	170	240	1950	600	680	46	1250	515	740
1400	70	120	170	240	2180	620	690	50	1400	580	750
1700	90	140	240	320	2600	820	900	55	1700	675	970

Velicina reduktora	G ₁	H	h	K	m	m ₁	m ₂	m ₃	n	d ₁	Br. ank.	Težina
560	250	470	225	280	840	50	370	370	—	20	6	360
710	275	585	280	320	1060	50	300	350	300	22	8	560
900	320	705	350	390	1340	50	430	430	380	27	8	1240
1060	380	805	400	480	1560	50	500	500	460	30	8	1770
1250	420	985	500	540	1840	60	580	580	560	33	8	2360
1400	425	1100	560	550	2050	70	640	640	630	36	8	3050
1700	550	1260	630	720	2450	70	700	800	800	38	8	6900



Tablica 7.6 Vertikalni reduktor V3

Velicina reduktora	d	l	D	L	a	b	c	e	F	G
560	28	60	75	120	910	330	360	28	560	260
710	32	80	95	150	1136	370	400	30	710	320

Velicina reduktora	G ₁	H	h	K	m	m ₁	m ₂	m ₃	n	d ₁	Br. ank.	Težina
560	210	445	225	280	560	50	240	145	20	6	6	320
710	240	560	280	320	710	50	305	170	22	6	6	480

Tablica 7.7 Nominalni i stvarni prenosni odnosi

Dvostepeni Zbroj zubi Trostepeni
 H2.500 Prvi par 100 H3.900
 V2.500 Drugi par 105

Izvedenje	Prenosni odnosi		Zupčanici	
	Nomi-nalni	Stvar-ni	Prvi par	Drugi par
I	10	10,34	79/21	78/27
II	12,5	12,33	81/19	78/27
III	14	13,85	82/18	79/26
IV	16	15,99	84/16	79/26
V	18	17,78	84/16	81/24
VI	20	19,88	84/16	83/22
VII	22,5	22,68	85/15	84/21
VIII	23	25,63	85/15	86/19
IX	28	27,33	85/15	87/18
X	32	31,70	86/14	88/17
XI	35	33,80	86/14	89/16
XII	40	40,15	87/13	90/15
XIII	45	44,10	88/12	90/15
XIV	50	48,60	89/11	90/15

Broj zubi trećeg para
 $z_5 = 21, z_6 = 76$

Tablica 7.8 Nominalni i stvarni prenosni odnosi

Dvostepeni Zbroj zubi Trostepeni
 H2.630 Prvi par 101 H3.1060
 H2.710 Drugi par 104 H3.1250
 H2.1000 H3.1700

Izvedenje	Prenosni odnosi		Zupčanici	
	Nomi-nalni	Stvar-ni	Prvi par	Drugi par
I	10	10,36	80/21	76/28
II	12,5	12,30	82/19	77/27
III	14	13,80	83/18	78/26
IV	16	15,90	85/16	78/26
V	18	17,60	85/16	80/24
VI	20	19,70	85/16	82/22
VII	22,5	22,60	86/15	83/21
VIII	25	25,60	86/15	85/19
IX	28	27,50	86/15	86/18
X	32	31,70	87/14	87/17
XI	35	34,10	87/14	88/16
XII	40	40,00	88/13	89/15
XIII	45	44,00	89/12	89/15
XIV	50	48,54	90/11	89/15

Broj zubi trećeg para
 za H3.1060 → 20/73
 za H3.1250 → 23/82
 za H3.1700 → 21/76

Izvedenje	Prenosni odnosi		Zupčanici			
	Nomi-nalni	Stvarni	Prvi par	Drugi par		
I	56	58,5	57,0	58,0	85/16	78/26
II	63	65,6	64,2	65,0	85/16	80/24
III	71	73,0	71,4	72,5	85/16	82/22
IV	80	83,5	81,6	83,0	86/15	83/21
V	90	89,0	87,0	88,5	86/15	85/19
VI	100	101	98,5	100	86/15	86/18
VII	112	117	114	116	87/14	87/17
VIII	125	126	123	125	87/14	88/16
IX	140	148	144	146	88/13	89/15
X	160	163	159	161	89/12	89/15
XI	180	177	175	178	90/11	89/15

Tablica 7.9 Nominalni i stvarni prenosni odnosi

Dvostepeni Zbroj zubi Trostepeni
 H2.320 V2.320 Prvi par 101 H3.560 V3.560
 H2.400 V2.400 Drugi par 105 H3.710 V3.710
 H2.800 H3.1400

Izvedenje	Prenosni odnosi		Zupčanici	
	Nomi-nalni	Stvar-ni	Prvi par	Drugi par
I	10	10,36	79/22	78/27
II	12,5	12,40	82/19	78/27
III	14	14,00	83/18	79/26
IV	16	16,10	85/16	79/26
V	18	17,90	85/16	81/24
VI	20	20,00	85/16	83/22
VII	22,5	22,90	86/15	84/21
VIII	25	24,40	86/15	85/20
IX	28	27,60	86/15	87/18
X	32	32,00	87/14	88/17
XI	35,5	34,40	87/14	89/16
XII	40	40,50	88/13	90/15
XIII	45	44,50	89/12	90/15
XIV	50	49,10	90/11	90/15

Izvedenje	Prenosni odnosi					
	Nomi-nalni	Stvarni			Zupčanici	
		56	71	140	Prvi par	Drugi par
I	56	58,5	56,0	57,0	85/16	79/26
II	63	65,6	63,0	64,2	85/16	81/24
III	71	73,0	70,0	71,4	85/16	83/22
IV	80	83,5	80,0	81,6	86/15	84/21
V	90	89,0	85,5	87,0	86/15	85/20
VI	100	101	96,6	98,5	86/15	87/18
VII	112	117	112	114	87/14	88/17
VIII	125	126	120	123	87/14	89/16
IX	140	148	142	144	88/13	90/15
X	160	163	156	159	89/12	90/15
XI	180	179	172	175	90/11	90/15

Broj zubi trećeg para
 za vel. 560 → 20/73
 za vel. 710 → 22/77
 za vel. 1400 → 23/82

Moment M_{tb} u tablicama 7.1 i 7.2 određuje se ovisno o pogonskoj grupi mehanizma za dizanje odnosno mehanizma za vožnju. Označi li se stvarni moment na bubnju (odnosno na izlaznom vratilu) s M_b , tada se moment M_{tb} za izbor reduktora odredi ovisno o pogonskoj grupi kako slijedi:

$$M_{tb} = M_b / 1,25 \quad , \quad \text{za laku pogonsku grupu}$$

$$M_{tb} = M_b \quad , \quad \text{za srednju pogonsku grupu}$$

$$M_{tb} = M_b / 0,8 \quad , \quad \text{za tešku pogonsku grupu}$$

$$M_{tb} = M_b / 0,71 \quad , \quad \text{za vrlo tešku pogonsku grupu}$$

Oblik izlaznog vratila predviđen je prema sl. 2.24 odnosno 2.27, ali se može izvesti i drugačije.

7.3 Analiza planetarnih reduktora

Na sl. 7.9 prikazana je shema jedne izvedbe planetarnog reduktora, pogodnog za prenosne odnose

$$n_1/n_b = 20...500$$

Veliki prenosni odnosi kod tog reduktora mogu se postići kod male razlike u promjeru odnosno broju zuba zupčanika 3 i 4.

Redukcija sila: isto kao kod ostalih mehanizama s jednim stupnjem slobode, tj.

$$M_R \omega_1 = M_b \omega_b ; \quad M_R = M_b \frac{\omega_b}{\omega_1} = M_b \frac{n_b}{n_1}$$

ili

$$M_R \omega_1 = Qv ; \quad M_R = Q \frac{v}{\omega_1} ; \quad M_R = \frac{Q}{\gamma} \frac{v}{\omega_1}$$

7.4 Analiza diferencijalnog reduktora

Na slici 7.10 prikazana je shema diferencijalnog reduktora uređaja za dizanje s glavnim i pomoćnim pogonom.

Diferencijalnim prenosnikom naziva se planetarni reduktor s dva stupnja slobode.

Kinematička analiza

$n_v = n_5$ - broj okretaja vodilice

Willisova formula

- za par 1 - 3

$$\frac{n_1 - n_v}{n_3 - n_v} = -\frac{z_3}{z_1} \quad (A)$$

- za par 3 - 4

$$\frac{n_3 - n_v}{n_4 - n_v} = \frac{z_4}{z_3} \quad (B)$$

Množenjem (A) i (B) slijedi

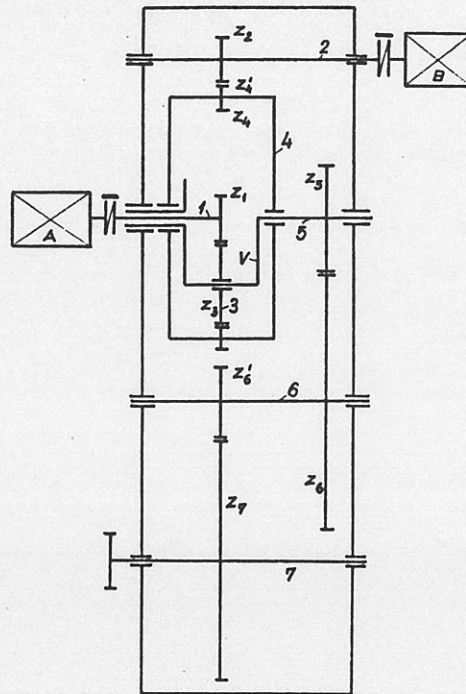
$$\frac{n_1 - n_v}{n_4 - n_v} = -\frac{z_4}{z_1} = i_{14}^{(v)} \quad (C)$$

odakle je

$$n_1 + n_4 \frac{z_4}{z_1} = n_v \left(1 + \frac{z_4}{z_1}\right)$$

odnosno

$$n_v = \frac{z_1}{z_1 + z_4} n_1 + \frac{z_4}{z_1 + z_4} n_4 \quad (D)$$



Sl.7.10 Shema reduktora s glavnim i pomoćnim pogonom

Iz jednadžbi (A) i (D) slijedi

$$n_3 = \frac{z_1}{z_3} \left(\frac{z_1 + z_3}{z_1 + z_4} - 1 \right) n_1 + \frac{z_4}{z_3} \frac{z_1 + z_3}{z_1 + z_4} n_4 \quad (E)$$

Kod gibanja obje ulazne osovine, jednadžbu (D) možemo pisati za cijeli reduktor

$$n_1 + \left(\frac{n_4}{n_2} \right) \cdot n_2 \frac{z_4}{z_1} = \left(\frac{n_v}{n_7} \right) \cdot n_7 \left(1 + \frac{z_4}{z_1} \right) ,$$

odakle je

$$n_7 = \frac{z_1}{i_{57} (z_1 + z_4)} n_1 + \frac{i_{42}}{i_{57}} \frac{z_4}{z_1 + z_4} n_2 \quad (F)$$

odnosno

$$n_7 = \frac{\partial n_7}{\partial n_1} \cdot n_1 + \frac{\partial n_7}{\partial n_2} n_2 \quad (G)$$

gdje je

$$\frac{\partial n_7}{\partial n_1} = i_{71}^{(2)} = \frac{z_1}{i_{57} (z_1 + z_4)} ; \quad \frac{\partial n_7}{\partial n_2} = i_{72}^{(1)} = \frac{i_{42}}{i_{57}} \frac{z_4}{z_1 + z_4}$$

Neka je broj zubi reduktora prema sl. 7.10 slijedeći:

$$z_1 = 19, z_2 = 27, z_3 = 25, z_4 = 69, z'_4 = 98, z_5 = 31, z_6 = 61, z'_6 = 18,$$

$$z_7 = 64$$

pa se uz

$$i_{57} = \frac{n_v}{n_7} = \frac{z_6}{z_5} \frac{z_7}{z'_6} , \quad i_{42} = \frac{n_4}{n_2} = -\frac{z_2}{z'_4}$$

može odrediti prenosni odnos i to:

$$\text{- za } n_2 = 0: \quad i_{17}^{(2)} = \frac{1}{i_{71}^{(2)}} = i_{57} \frac{z_1 + z_4}{z_1} = 32,4$$

$$\text{- za } n_1 = 0: \quad i_{27}^{(1)} = \frac{1}{i_{72}^{(1)}} = \frac{i_{57}}{i_{42}} \frac{z_1 + z_4}{z_4} = -32,39$$

$$\text{za } n_2 = -n_1: \frac{n_1}{n_7} = \frac{1}{\frac{\partial n_7}{\partial n_1} - \frac{\partial n_7}{\partial n_2}} = \frac{1}{\frac{1}{32,4} - \left(-\frac{1}{32,39}\right)} = 16,198$$

Uz pretpostavku da je $n_m = n_1 = |n_2|$ jednadžbu (G) možemo pisati u obliku

$$\frac{n_7}{n_1} = \frac{\partial n_7}{\partial n_1} + \text{sign}\left(\frac{n_2}{n_1}\right) \frac{\partial n_7}{\partial n_2} \quad (\text{H})$$

ili

$$\frac{n_7}{n_1} = \frac{z_1}{i_{57}(z_1 + z_4)} + \text{sign}\left(\frac{n_2}{n_1}\right) i_{42} \frac{z_4}{z_1 + z_4}$$

što predstavlja prenosni odnos reduktora, kada rade oba motora s jednakim brojem okretaja.

Zaključak: Za isti odnos z_4/z_1 i i_{57} , može se podešavati prenosni odnos n_m/n_7 promjenom prenosnog odnosa

$$i_{42} = \frac{n_4}{n_2}$$

Pritom treba biti produkt $\text{sign}\left(\frac{n_2}{n_1}\right) \cdot i_{42} > 0$, kako bi brzina dizanja kod

rada oba motora bila veća nego kada radi samo jedan motor.

U analiziranom primjeru je brzina dizanja dva puta veća kada rade oba motora od one kada radi samo motor A, odnosno B.

Promjenom prenosnog odnosa i_{42} neće se promijeniti prenosni odnos $i_{17}^{(2)}$, tj. brzina dizanja s motorom A ($n_2 = 0$) će ostati ista, ali će se promijeniti brzina dizanja kada rade oba motora.

Redukcija sila

Za mehanizam s dva stupnja slobode reducirane sile na pogonskim osovina 1 i 2 odrede se pomoću izraza

$$M_{R1} = \sum_i \vec{F}_i \frac{\partial \vec{v}_i}{\partial \omega_1} + \sum_i M_i \frac{\partial \omega_i}{\partial \omega_1} \quad (\text{I})$$

$$M_{R2} = \sum_i \vec{F}_i \frac{\partial \vec{v}_i}{\partial \omega_2} + \sum_i M_i \frac{\partial \omega_i}{\partial \omega_2}$$

U analiziranom primjeru trebamo poznavati moment na osovini 7, koji se dobije redukcijom tereta na tu osovina

$$M_7 \omega_7 = Q v_d \quad M_7 = Q \frac{v_d}{\omega_7}$$

pa od vanjskih sila na reduktor djeluje moment M_7 te momenta motora M_{m1} i M_{m2} .

Prema tome je

$$M_{R1} = M_7 \frac{\partial \omega_7}{\partial \omega_1} = M_7 i_{71}^{(2)} = \frac{M_7 z_1}{i_{57}(z_1 + z_4)} = \frac{M_7}{32,4}$$

$$M_{R2} = M_7 \frac{\partial \omega_7}{\partial \omega_2} = M_7 i_{72}^{(1)} = M_7 \frac{i_{42}}{i_{57}} \frac{z_4}{z_1 + z_4} = -\frac{M_7}{32,39}$$

Rezultirajući momenti na pogonskim osovina su

$$M_1 = M_{m1} + M_{R1} \quad (\text{J})$$

$$M_2 = M_{m2} + M_{R2}$$

gdje su M_{m1} i M_{m2} pogonski momenti motora.

Jednadžbe gibanja i redukcija masa

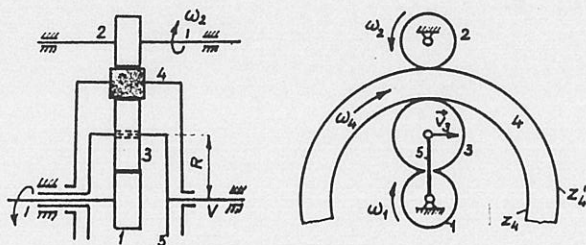
Jednadžbe gibanja mehanizma s dva stupnja slobode nešto su složenije u usporedbi s jednadžbom gibanja mehanizma s jednim stupnjem slobode. One glase:

$$I_{11}\ddot{\varphi}_1 + I_{12}\ddot{\varphi}_2 + \frac{1}{2}\dot{\varphi}_1^2 \frac{\partial I_{11}}{\partial \varphi_1} + \dot{\varphi}_2^2 \left(\frac{\partial I_{12}}{\partial \varphi_2} - \frac{1}{2} \frac{\partial I_{22}}{\partial \varphi_1} \right) + \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \frac{\partial I_{11}}{\partial \varphi_2} = M_1$$

$$I_{12}\ddot{\varphi}_1 + I_{22}\ddot{\varphi}_2 + \frac{1}{2}\dot{\varphi}_2^2 \frac{\partial I_{22}}{\partial \varphi_2} + \dot{\varphi}_1^2 \left(\frac{\partial I_{12}}{\partial \varphi_1} - \frac{1}{2} \frac{\partial I_{11}}{\partial \varphi_2} \right) + \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \frac{\partial I_{22}}{\partial \varphi_1} = M_2$$

Reducirane mase I_{11} , I_{22} i $I_{12} = I_{21}$ odrede se prema izrazima

$$\begin{aligned} I_{11} &= \sum_i \left[m_i \left(\frac{\partial v_i}{\partial \omega_1} \right)^2 + I_i \left(\frac{\partial \omega_i}{\partial \omega_1} \right)^2 \right] \\ I_{22} &= \sum_i \left[m_i \left(\frac{\partial v_i}{\partial \omega_2} \right)^2 + I_i \left(\frac{\partial \omega_i}{\partial \omega_2} \right)^2 \right] \\ I_{12} &= \sum_i \left[m_i \frac{\partial \vec{v}_i}{\partial \omega_1} \frac{\partial \vec{v}_i}{\partial \omega_2} + I_i \frac{\partial \vec{\omega}_i}{\partial \omega_1} \frac{\partial \vec{\omega}_i}{\partial \omega_2} \right] \end{aligned} \quad (K)$$



Sl. 7.11 Shema diferencijalnog prenosnika prema sl. 7.10

Iz kinematičke analize je

$$\omega_5 = \omega_v = \frac{z_1}{z_1 + z_4} \omega_1 + i_{42} \frac{z_4}{z_1 + z_4} \omega_2; \quad v_3 = \omega_5 R$$

$$\omega_3 = \frac{z_1}{z_3} \left(\frac{z_1 + z_3}{z_1 + z_4} - 1 \right) \omega_1 + \frac{z_4}{z_3} \frac{z_1 + z_3}{z_1 + z_4} \cdot i_{42} \omega_2$$

$$\omega_4 = i_{42} \omega_2 = - \frac{z_2}{z_4'} \omega_2$$

pa je

$$\frac{\partial \omega_5}{\partial \omega_1} = k_{51} = \frac{z_1}{z_1 + z_4}; \quad \frac{\partial \omega_5}{\partial \omega_2} = k_{52} = i_{42} \frac{z_4}{z_1 + z_4}$$

$$\frac{\partial \omega_3}{\partial \omega_1} = k_{31} = \frac{z_1}{z_3} \left(\frac{z_1 + z_3}{z_1 + z_4} - 1 \right); \quad \frac{\partial \omega_3}{\partial \omega_2} = k_{32} = i_{42} \frac{z_4}{z_3} \frac{z_1 + z_3}{z_1 + z_4}$$

$$\frac{\partial \omega_4}{\partial \omega_2} = i_{42}; \quad \frac{\partial \omega_4}{\partial \omega_1} = 0$$

$$\frac{\partial v_3}{\partial \omega_1} = R k_{51}; \quad \frac{\partial v_3}{\partial \omega_2} = R k_{52}$$

Mase članova 6 i 7 možemo uobičajenim postupkom reducirati na član 5.

$$I_{5R} = I_5 + I_6 \left(\frac{n_6}{n_5} \right)^2 + I_7 \left(\frac{n_7}{n_5} \right)^2$$

gdje pod momentom inercije I_7 podrazumijevamo i sve pokretne mase van reduktora reducirane na član 7.

Uvrštenjem u jednadžbe (K) slijedi

$$I_{11} = I_1 + m_3 R^2 k_{51}^2 + I_3 k_{31}^2 + I_{5R} k_{51}^2$$

$$I_{22} = I_2 + m_3 R^2 k_{52}^2 + I_3 k_{32}^2 + I_4 i_{42}^2 + I_{5R} k_{52}^2$$

$$I_{12} = m_3 R^2 k_{51} k_{52} + I_3 k_{31} k_{32} + I_{5R} k_{51} k_{52}$$

Kako su I_{11} , I_{22} i spregnuti moment inercije I_{12} u promatranom primjeru neovisni o položaju članova tj.

$$I_{11} = \text{konst}, \quad I_{22} = \text{konst}, \quad I_{12} = \text{konst}$$

to onda jednadžbe gibanja glase

$$I_{11} \ddot{\varphi}_1 + I_{12} \ddot{\varphi}_2 = M_1 = M_{m1} + M_{R1}$$

$$I_{12} \ddot{\varphi}_1 + I_{22} \ddot{\varphi}_2 = M_2 = M_{m2} + M_{R2}$$

odakle je

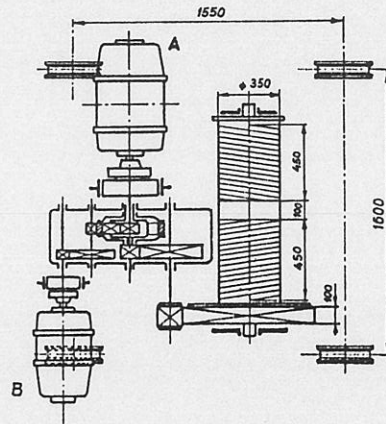
$$\ddot{\varphi}_1 = \varepsilon_1 = \frac{M_1 I_{22} - M_2 I_{12}}{I_{11} I_{22} - I_{12}^2}$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \varepsilon_2 = \frac{M_2 I_{11} - M_1 I_{12}}{I_{11} I_{22} - I_{12}^2}$$

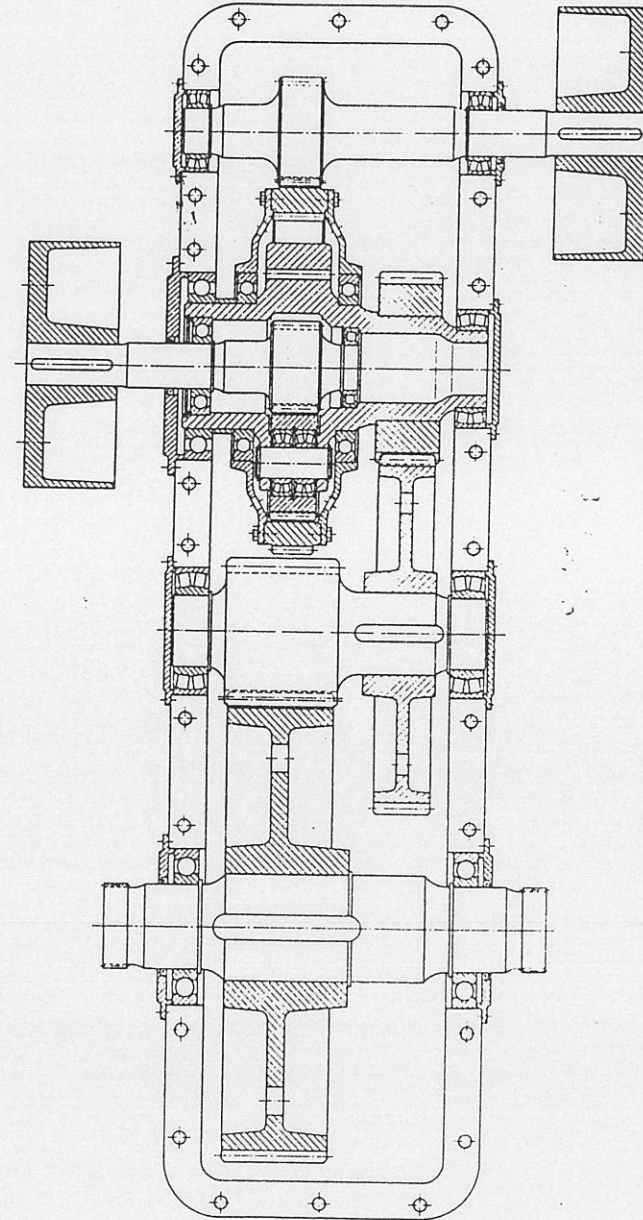
Primijetimo još, da spregnuti moment inercije I_{12} , ovisno o prenosnim odnosima, može imati i negativnu vrijednost.

Na slici 7.12 pokazan je mehanizam za dizanje nosivosti 10 t s glavnim (A) i pomoćnim (B) motorom za dizanje. Broj zubi zupčanika z_1, \dots, z_6 je isti kao za reduktor prema sl. 7.10, a između motora B i osovine 2 ugrađen je dodatni par zupčanika s prenosnim odnosom $n_B/n_2 = -3$.

Provesti kinematičku analizu reduktora.



Sl. 7.12 Mehanizam za dizanje s dvije brzine dizanja

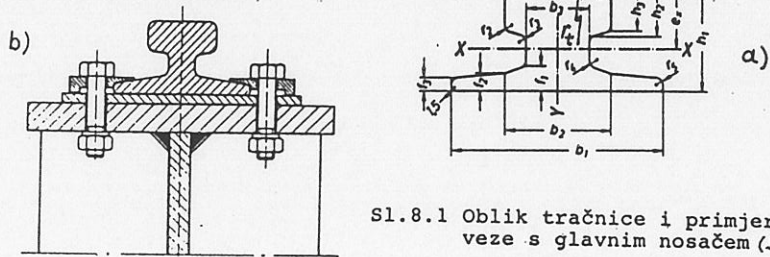


Sl. 7.13 Konstrukcijska izvedba reduktora prema sl. 7.10

8. KOTAČI I TRAČNICE

8.1. Oblik i mjere tračnica

Najčešće se upotrebljava tračnica prema sl. 8.1 i tabeli 8.1



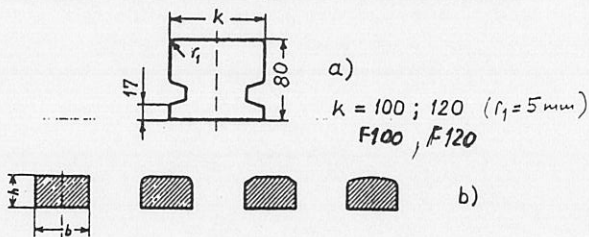
Sl.8.1 Oblik tračnice i primjer veze s glavnim nosačem (DIN 536 T.1)

Tablica 8.1 Mjere tračnice prema sl.8.1a

Oznaka	širina glave			f ₁	f ₂	f ₃	h ₁	h ₂	h ₃	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	presjek A cm ²	masa m kg/m	moment inercije J _x cm ⁴	položaj težišta e _x cm	moment otpora W _x cm ³	moment inercije J _y cm ⁴	moment otpora W _y cm ³	stara oznaka	r _t mm
	k	b ₁	b ₂																				
A 45	45	125	54	24	14,5	11	8	55±1	24	20	4,3	4	5,4	28,3	22,2	91	3,31	27,5	169	27,0	KS 22	400	
A 55	55	150	66	31	17,5	12,5	9	65±1	28,5	25	6,5	5	6,5	40,7	32,0	182	3,88	46,9	337	44,9	KS 32	400	
A 65	65	175	78	38	20	14	10	75±1	34	30	6,5	5	6,5	55,4	43,5	327	4,44	73,7	609	69,6	KS 43	400	
A 75	75	200	90	45	22	15,4	11	85±1	39,5	35	8,6	6	8,6	72,1	56,6	545	5,00	109	1010	101	KS 56	500	
A 100	100	200	100	60	23	16,5	12	95±1,5	45,5	40	10,6	6	8,6	95,6	75,2	888	5,21	170	1360	136	KS 75	500	
A 120	120	220	120	72	30	20	14	105±1,5	55,5	47,5	10,6	10	10,6	129,0	101,3	1420	5,70	249	2370	215	KS101	600	
A150	150	220	-	80	31,5	-	14	150±1,5	64,5	50	10	10	30	191	150	4373	7,73	-	-	-	-	-	800

Raširena je i upotreba tračnica iz plosnatih čeličnih profila prema sl. 8.2b, dimenzija

b . h = 50 . 30, 50 . 40, 60 . 30, 60 . 40, 70 . 50 mm²



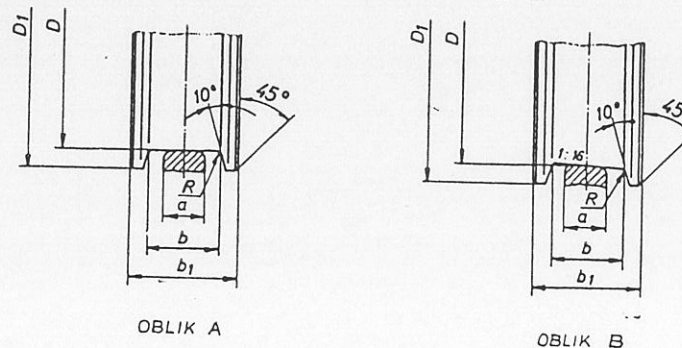
Sl.8.2 Ostali oblici tračnica

- a) prema DIN 536 Bl.2
- b) iz plosnatih profila koji se zavare za glavni nosač

Tračnice prema sl. 8.2 koriste se uglavnom za vožnju vitla po mostu, a za vožnju prugu granika tračnice prema sl. 8.1.

8.2. Oblici profila kotača

Oblici profila kotača s vijencima izvode se prema sl. 8.3 i tabeli 8.2 . U pravilu se primjenjuje oblik A, a oblik B samo na zahtjev naručioa.



OBLIK A

OBLIK B

Sl. 8.3 Oblici profila kotača

Tabela 8.2 Mjere profila kotača u mm

Nazivni promjer D	D ₁	b	b ₁	R	a najviše	
					most	vitlo
200	230	60	90	5	40	50
250	280	60	90	5	40	50
315	350	105	150	10	70	80
400	440	105	150	10	70	80
500	540	115	165	10	75	90
630	680	115	165	10	75	90
710	760	155	205	10	100	120
800	850	155	205	10	100	120
900	950	155	205	10	100	120

8.3 Dimenzioniranje kotača

a) Opterećenje kotača definira se izrazom

$$F = \frac{F_{\min} + 2 F_{\max}}{3} \quad [N], \quad \text{gdje je}$$

F_{min} - opterećenje kotača s najvećim dozvoljenim teretom, u najpovoljnijem položaju

F_{max} - opterećenje kotača s najvećim dozvoljenim teretom u najnepovoljnijem položaju

Kod vitla se uzima $F = F_{max}$.

b) Promjer kotača

Kotač treba odabrati tako da bude (DIN 15070)

$$F \leq k_1 k_2 k_3 p_d D b_t, \text{ odnosno}$$

$$D \geq \frac{F}{k_1 k_2 k_3 p_d \cdot b_t}, \text{ gdje je}$$

D - promjer kotača u mm

$p_d = 5,6 \text{ N/mm}^2$, za tračnice s ravnom površinom glave

$b_t = k - 2 r_t$ mm, korisna širina glave tračnice, vidi sl. 8.1 i tabelu 8.1

k_1, k_2, k_3 - koeficijenti prema tabelama 8.3, 8.4 i 8.5.

Tabela 8.3 Vrijednosti koeficijenta k_1 za neke materijale

Materijal; min $R_m, \text{N/mm}^2$	k_1
tračnica	
≤ 330	0,5
410	0,63
490	0,8
590	1,0
≥ 690	1,25

Tabela 8.4 Vrijednosti koeficijenta k_3

Pogonska grupa	k_3	Vrijeme rada u 1 satu, %
1 - laka	1,25	do 16
2 - srednja	1,12	16...25
3 - teška	1	25...40
4 - vrlo teška	0,9	40...63
	0,8	> 63

Tabela 8.5 Vrijednosti koeficijenta k_2

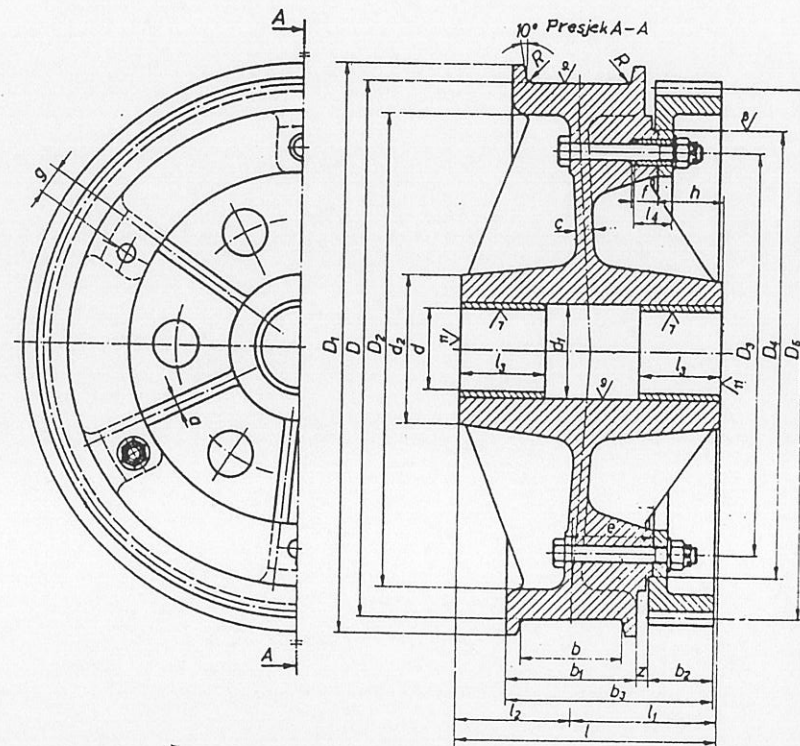
Broj okret. točka u min.	5	10	20	25	31,5	40	50	63	80	100
k_2	1,17	1,13	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82

Broj okret. točka u min.	125	160	200
k_2	0,77	0,72	0,66

Materijal tih tračnica je čvrstoće $\geq 690 \text{ N/mm}^2$, a za tračnice A75, veće može biti i $\geq 880 \text{ N/mm}^2$

glavom
Napomena: Tračnice sa zaobljenom glavom sl. 8.1 propisane su novom normom DIN 536 T.1 od 1991g. Proračun kotača na tim tračnicama dovoljen je pomoću ekvivalentne širine ravne tračnice, definirane s $b_t = k - 2 r_t$ pa se u postupku dimenzioniranja kotača ništa ne mijenja!

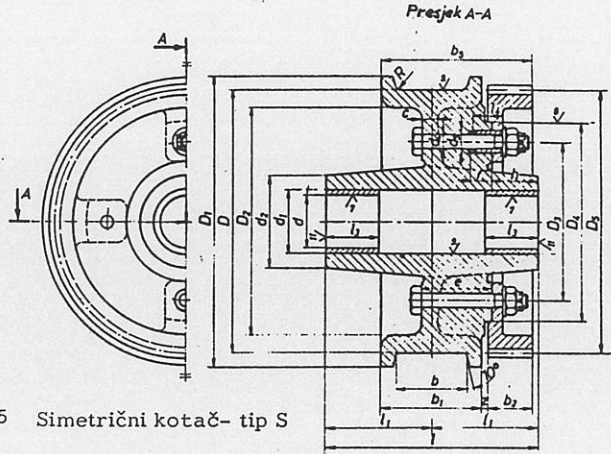
8.4 Oblik i mjere pogonskih kotača od čeličnog lijeva, s kliznim ležajevima



Sl. 8.4 Nesimetrični kotač - tip N

Tabela 8.6 Mjere kotača prema sl. 8.4 i 8.5

D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	d	d ₁	d ₂	d ₄	d ₅	l za tip	
h11				H7/h9		h8	H7/m6			H7/m6	N	S
200	230	170	125	170	200	45	55	85	14	22	175	210
250	280	210	155	200	250	50	60	100	18	28	200	230
315	350	270	200	260	312	60	75	120	18	28	255	310
400	440	345	240	300	400	80	95	140	22	35	280	320
500	540	435	330	390	490	90	105	160	22	35	300	340
630	680	560	450	510	620	100	120	180	26	40	325	370
710	760	630	520	580	696	110	130	200	26	40	385	430
800	850	710	600	660	792	125	145	220	26	40	400	450
900	950	805	690	750	882	140	160	240	26	40	415	470



Sl. 8.5 Simetrični kotač- tip S

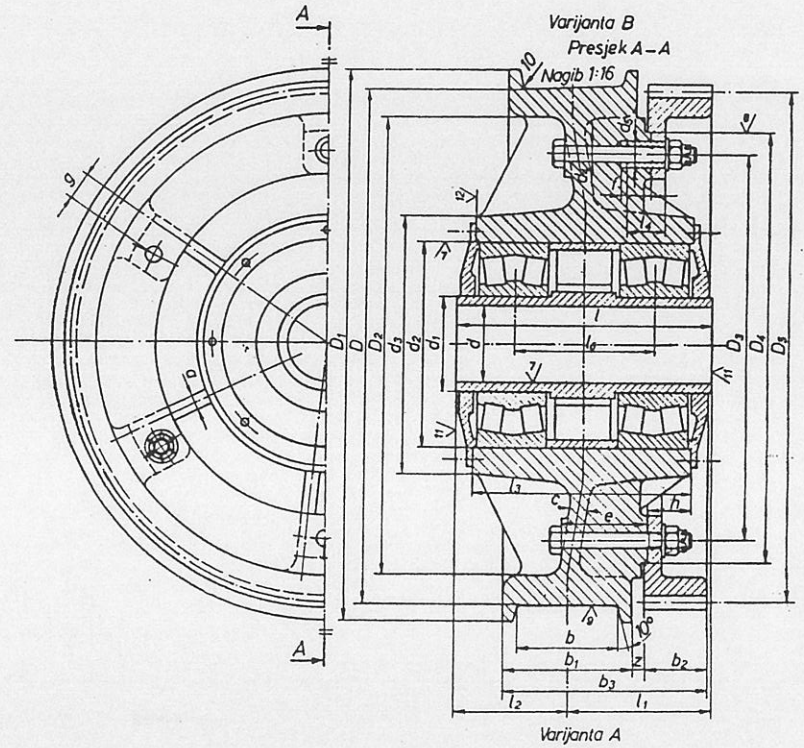
Tabela 8.6 nastavak

D	l_1	l_2 samo za tip N	l_3	l_4	a	b	b_1	b_2	b_3	c	e	f
200	105	70	45	26	...	60	90	40	145	15	72,5	18
250	115	85	50	36	...	60	90	50	155	15	72,5	25
315	155	100	65	36	...	105	150	60	225	18	105	25
400	160	120	80	45	...	105	150	65	230	20	105	32
500	170	130	90	45	15	115	165	70	250	20	112,5	32
630	185	140	100	50	15	115	165	80	265	20	117,5	34
710	215	170	110	50	18	155	205	90	315	25	140	34
800	225	175	125	50	18	155	205	100	325	25	140	34
900	235	180	140	50	18	155	205	110	335	25	140	34

Tabela 8.6 nastavak

D	g	h	R	z	Broj rebara	Zubaca		Vijaka		Broj tu-ljaka	Masa	
						modul	broj	JUS M. Bl.051 broj	navoj		za tip N	za tip S
200	0	40	5	15	—	5	40	4	M12	2	23	25
250	0	50	5	15	—	5	50	4	M16	2	38	40
315	0	60	10	15	—	6	52	4	M16	2	66	70
400	0	65	10	15	—	8	50	4	M20	2	126	130
500	35	67,5	10	15	4	10	49	4	M20	2	182	190
630	40	77,5	10	20	6	10	62	6	M24	3	290	300
710	40	87,5	10	20	6	12	58	6	M24	3	430	450
800	40	97,5	10	20	6	12	66	6	M24	3	480	500
900	40	107,5	10	20	6	14	63	6	M24	3	620	645

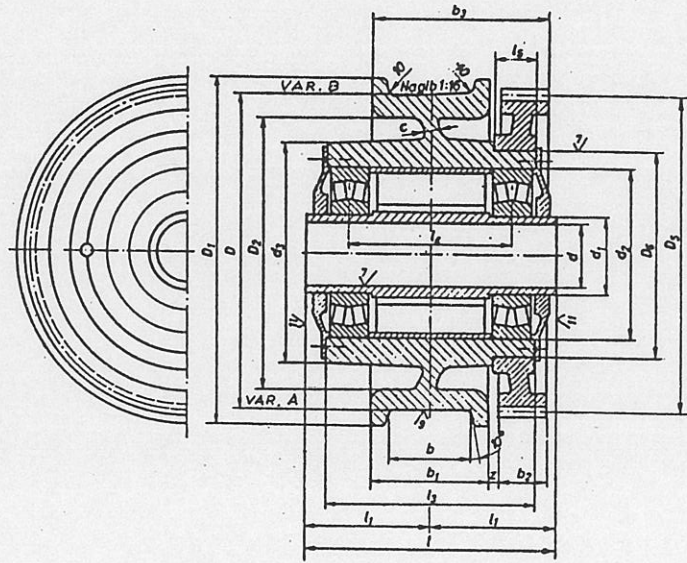
8.5. Oblik i mjere pogonskih kotača s valjnim ležajevima



Sl. 8.6 Nesimetrični kotač - tip N

Tablica 8.7 Mjere kotača prema sl. 8.6 i 8.7, mm

D	D_1	D_2	D_3	D_4 H7 h9	D_5	D_6 H7 m6	d H8	d_1 m6	d_2 M7	d_3	d_4	d_5 H7 m6	l za tip S		l_1
315	350	270	—	—	312	220	60	80	170	230	—	—	255	310	155
400	440	345	—	—	400	260	80	100	215	275	—	—	280	320	160
500	540	435	—	—	490	300	90	110	240	310	—	—	300	340	170
630	680	560	450	510	620	—	100	120	260	330	26	40	325	370	185
710	760	630	520	580	696	—	110	140	300	370	26	40	385	430	215
800	850	710	600	660	792	—	125	150	320	390	26	40	400	450	225
900	950	805	690	750	882	—	140	170	360	450	26	40	415	470	235



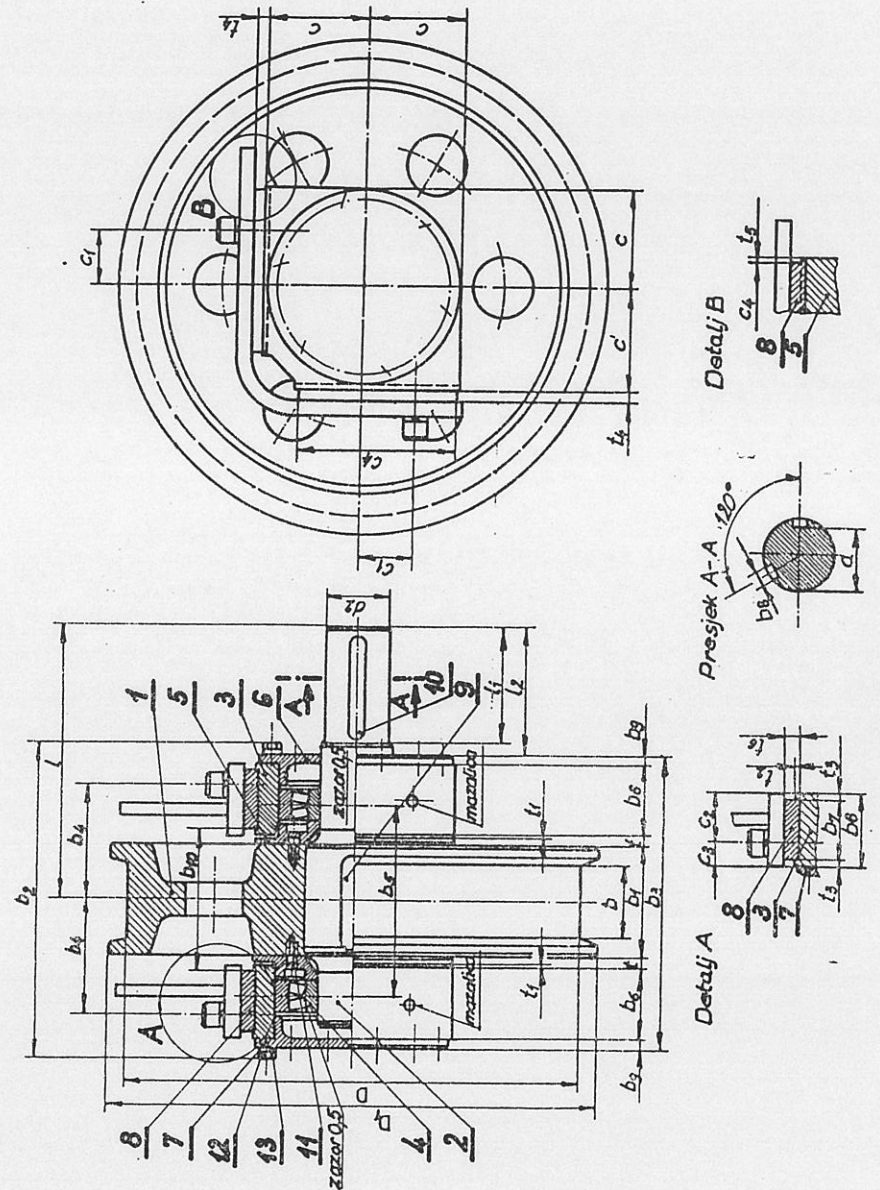
Sl. 8.7 Simetrični kotač - tip S

Tablica 8.7 nastavak

D	l ₂ za tip N		l ₃ za tip S		l ₄	l ₅	l ₆ za tip N S		a	b	b ₁	b ₂	b ₃	c	e	f
	N	S	N	S			N	S								
315	100	185	240	—	45	117	172	—	105	150	60	225	18	—	—	—
400	120	230	270	—	55	147	187	—	105	150	65	230	20	—	—	—
500	130	250	290	—	60	160	200	15	115	165	70	250	20	—	—	—
630	140	265	310	50	—	169	214	15	115	165	80	265	20	117,5	34	—
710	170	325	370	50	—	213	258	18	155	205	90	315	25	140	34	—
800	175	340	390	50	—	222	272	18	155	205	100	325	25	140	34	—
900	180	355	410	50	—	225	280	18	155	205	110	335	25	140	34	—

D	g	h	Broj rebara	Zubaca modul	broj	Oznaka ležaja		Vijaka		Masa		z
						ranija	nova	broj	navoj	N	S	
315	0	—	—	6	52	22316	80SD23	—	—	105	115	15
400	0	—	—	8	50	22320	100SD23	—	—	186	198	15
500	35	—	4	10	49	22322	110SD23	—	—	270	285	15
630	40	47,5	6	10	62	22324	120SD23	6	M24	375	400	20
710	40	57,5	6	12	58	22328	140SD23	6	M24	550	575	20
800	40	67,5	6	12	66	22330	150SD23	6	M24	660	685	20
900	40	77,5	6	14	63	22334	170SD23	6	M24	860	895	20

8.6 Pogonski kotači s direktnim pogonom



Sl. 8.8 Pogonski kotač s direktnim pogonom

Tablica 8.8 Mjere sklopa kotača prema sl.8.8

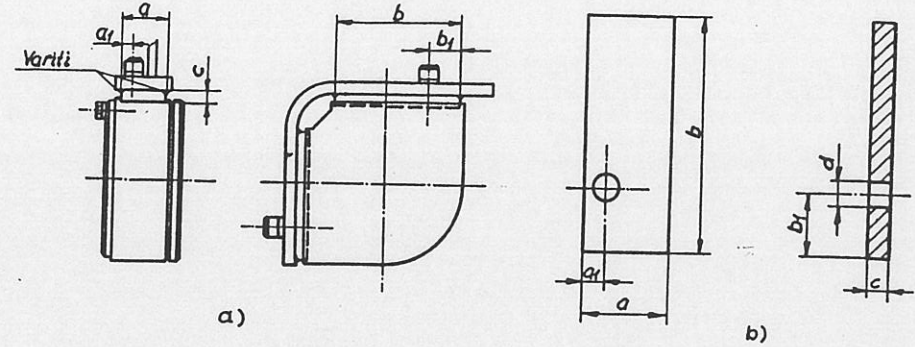
Nazivni promjer D	D ₁	d ₂ m6	a	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	b ₆	b ₇	b ₈	b ₉	nazivna mjera P9	b ₁₀ dozvoljeno odstupanje
200	230	40	35,1	60	90	265	250	97	170	60	44	12	8	130	+0 -0,5
250	280	50	44,5	60	90	285	270	105	180	70	50	14	8	134	
315	350	60	53,2	105	150	379	364	147	258	85	65	18	10	194	
400	440	70	62,6	105	150	441	422	174	287	105	85	20	12	208	+0 -0,5
500	540	80	71,5	115	165	488	467	191,5	311	120	100	22	12	223	
630	680	95	86,3	115	165	522	495	196,5	323	130	100	25	16	233	
710	760	110	100,1	155	205	610	583	235,5	391	150	120	28	16	281	+0 -0,5
800	850	125	113,9	155	205	641	607	245,5	401	160	130	32	18	281	
900	950	140	127,7	155	205	685	651	260,5	421	180	150	36	20	281	

Tablica 8.8 nastavak

D	l	l ₁	l ₂	c	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	t	t ₁	t ₂	t ₃	t ₄	t ₅	t ₆	Masa ≈ kg
200	195	60	70	80	50	40	20	110	12	2	3	8	11	5	14	52
250	220	75	85	95	60	48	22	140	12	2	3	10	13	5	16	69
315	285	90	103	120	80	60	25	180	12	2	4	10	14	5	18	154
400	330	105	119	145	100	80	25	220	19	3	5	10	15	5	20	255
500	372,5	120	139	165	110	90	30	250	19	3	5	10	20	5	25	391
630	412,5	140	165	180	125	95	35	270	19	3	5	15	27	5	32	543
710	477,5	165	186	210	140	110	40	320	23	3	6	15	30	5	36	846
800	522,5	190	219	230	160	120	40	350	23	3	6	15	34	5	40	1073
900	562,5	210	237	260	180	135	45	410	23	3	6	15	39	5	45	1452

Tablica 8.8 nastavak

D mm	Pozicija 4 Ležaj JUS M.C3.655		Pozicija 9	Pozicija 10	Pozicija 11	Pozicija 12	Pozicija 13
	oznaka prema JUS	stara oznaka	Klinovi bez nagiba-pera visoki JUS M.C2.060		vijak JUS M.B1.120	Vijak JUS M.B1.053	Prstenasta elastična podloška JUS M.B2.110
200	50SD23	22310	A18 × 11 × 80	A12 × 8 × 50	M6 × 15	M8 × 20	A 8
250	60SD23	22312	A20 × 12 × 80	A14 × 9 × 60	M6 × 15	M8 × 20	A 8
315	80SD23	22316	A25 × 14 × 140	A18 × 11 × 80	M8 × 20	M8 × 25	A 8
400	100SD23	22320	A32 × 18 × 140	A20 × 12 × 90	M10 × 20	M10 × 30	A 10
500	110SD23	22322	A32 × 18 × 140	A22 × 14 × 110	M10 × 20	M12 × 35	A 12
630	120SD23	22324	A36 × 20 × 140	A25 × 14 × 125	M12 × 20	M16 × 35	A 16
710	140SD23	22328	A40 × 22 × 180	A28 × 16 × 140	M16 × 30	M16 × 45	A 16
800	150SD23	22330	A45 × 25 × 180	A32 × 18 × 180	M16 × 30	M20 × 45	A 20
900	170SD23	22334	A45 × 25 × 180	A36 × 20 × 180	M16 × 30	M20 × 45	A 20

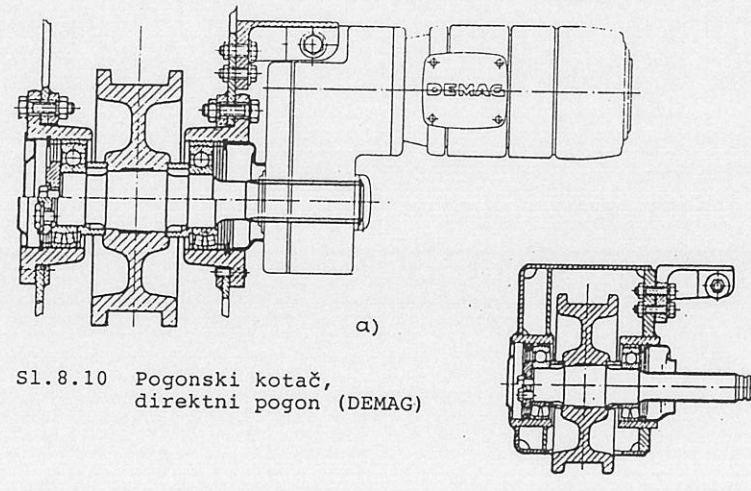


Sl.8.9 Lim ležaja prema sl.8.8

Tablica 8.9

Dimenzije limova prema sl. 8.9

Nazivni promjer D	a	a ₁	b	b ₁	d	c	Masa ≈ kg
200	44	12	110	25	18	14	0,3
250	50	12	140	30	18	16	0,7
315	65	15	180	35	22	18	1,5
400	85	15	220	40	22	20	2,9
500	100	20	250	50	26	25	4,9
630	100	20	270	50	26	32	6,7
710	120	25	320	65	26	36	10,7
800	130	25	350	65	33	40	14,1
900	150	30	410	75	33	45	21,5



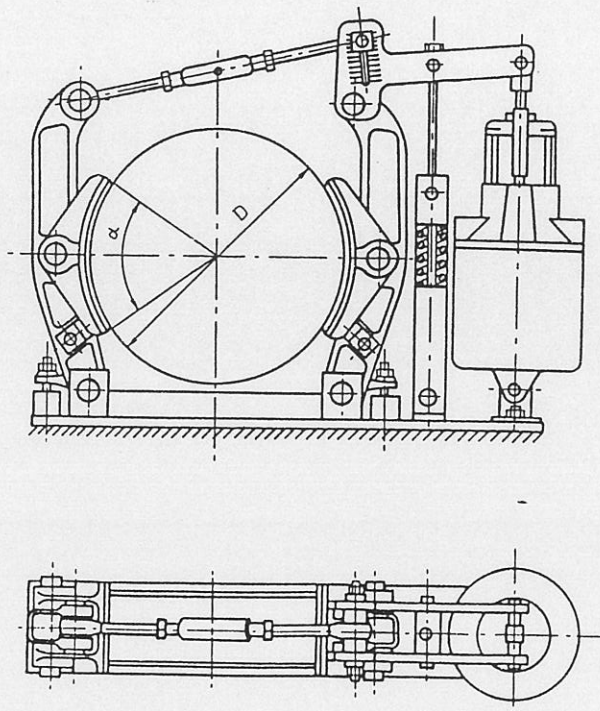
Sl.8.10 Pogonski kotač, direktni pogon (DEMAG)

9. DVOČELJUSNE KOČNICE

Dimenzioniranje kočnice ovisi o njezinoj namjeni. S obzirom na namjenu, kočnice se dijele u tri osnovne grupe:

- Zaustavne kočnice - ove kočnice preuzimaju na sebe kinetičku energiju svih masa u pokretu, a kod mehanizama za dizanje i potencijalnu energiju tereta; u većini slučajeva do zaustavljanja.
- Kočnice za držanje - imaju funkciju održavanja masa u stanju mirovanja, odnosno zaštite od neželjenog pokretanja uslijed težine, vjetra i sl.
- Regulacijske kočnice - imaju funkciju regulacije brzine spuštanja tereta. Stoga ove kočnice preuzimaju na sebe potencijalnu energiju tereta i sprečavaju njezino pretvaranje u kinetičku energiju.

Kod mehanizama granika najčešće ista kočnica obavlja dvije ili čak sve od navedenih funkcija, kod čega je potrebna mogućnost promjene momenta kočenja.

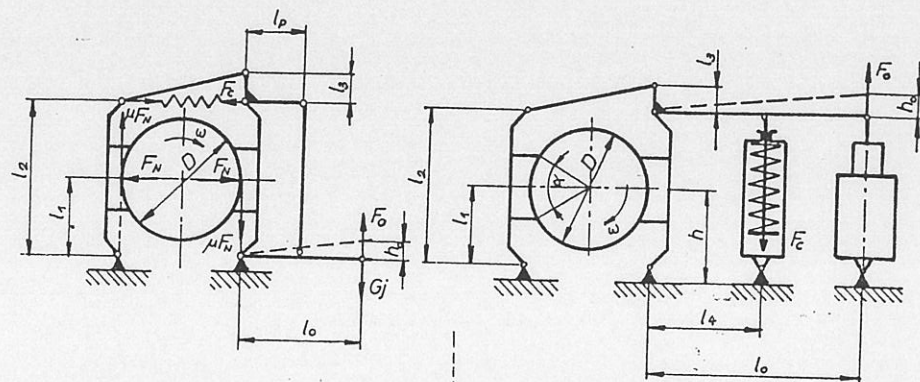


Sl. 9.1 Dvočeljusna kočnica s EH potiskivačem i oprugom

9.1. Sila u opruzi i otkočna sila

Kočnica se u pravilu montira na pogonskoj osovini, kako bi potrebni moment kočenja bio što manji.

Potrebni moment kočenja M_k određuje se prema izrazima (3.8), (3.9) i (3.16) iz 3. poglavlja, a vrijeme kočenja prema podacima iz 4. poglavlja.



Sl.9.2 Dvočeljusna kočnica A

Sl.9.3 Dvočeljusna kočnica B

$$F_N = \frac{M_k}{\mu D} \quad (9.1)$$

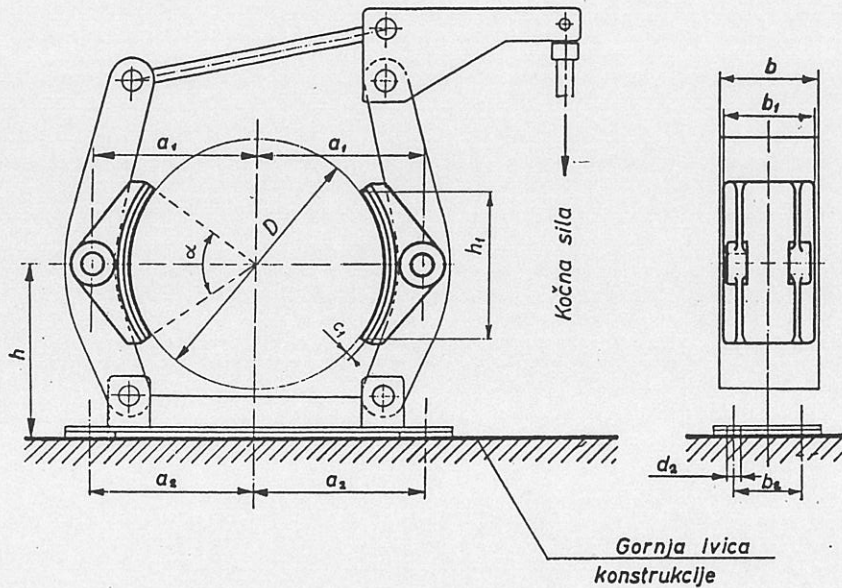
$$F_C = F_N \frac{l_1}{l_2} - G_j \frac{l_0}{l_3} \quad (9.2)$$

$$F_O = F_N \frac{l_1}{l_2} \frac{l_3}{l_0} = F_N / i_k \quad (9.3)$$

$$i_k = \frac{l_2 l_0}{l_1 l_3} = \frac{h_0}{2\lambda} = 4 \dots 15 \quad (9.4)$$

- F_N - normalna sila na čeljusti kočnice, N;
- G_j - težina jezgre otkočnog uređaja, N;
- F_O - otkočna sila, N;
- i_k - prenosni odnos polužja kočnice;
- λ - zračnost na papučici otkočene kočnice, mm;
- μ - koeficijent trenja (0,35; 0,4; 0,45);
- h_0 - hod otkočnog uređaja, mm.

9.2 Priključne mjere dvočeljusne kočnice



Sl. 9.4 Priključne mjere dvočeljusne kočnice

Tabela 9.1 Propisane priključne mjere dvočeljusne kočnice prema sl. 9.4 (JUS M.D1.240, DIN 15435)

D	M_k Nm (max)	b	b ₁	b ₂	h	a ₁	a ₂	d ₂	λ zračnost na papuci %	Debljina novih obloga c ₁
160	80	60	55	55	130	115	120	14	0,75	7
200	160	75	70	55	160	140	145	14	1	8
250	320	95	90	65	190	170	180	18	1,25	8
315	630	118	110	80	230	212	220	18	1,25	10
400	1250	150	140	100	280	260	270	22	1,6	10
500	2500	190	180	130	340	320	325	22	1,6	12
630	5000	236	225	170	420	390	400	27	2	12
710	7100	265	255	190	470	440	450	27	2	15

Tablica 9.2 Vrijednosti $(\mu pv)_d$ u zavisnosti o promjeru bubnja D

D, mm	200	250	315	400	500	630	710
$(\mu pv)_d, W/mm^2$	0,75	0,80	0,90	1,0	1,1	1,25	1,35

9.3. Karakteristike bubnja i papuče kočnice potrebne za proračun

Za dimenzioniranje bubnja kočnice potrebno je poznavati površinu papuče i površinu bubnja (vanjsku, unutrašnju, bočnu) radi provjere toplinskog opterećenja kočnice.

Karakteristične dimenzije obloga kočnih papučica su (sl.9.4):

$$b_1 = 0,355 D, \quad \text{širina obloge; } D - \text{promjer bubnja, mm;} \\ \alpha \cong 70^\circ, \quad \text{obuhvatni kut papuče;}$$

$$h_1 = 2 \frac{D}{2} \sin \frac{\alpha}{2} = 0,574 D, \quad \text{visina obloge;}$$

$$A_1 = b_1 h_1 \cong 0,204 D^2, \quad \text{računska površina obloge.}$$

Karakteristike bubnja kočnice na elastičnoj spojci su (sl.6.1):

$$b = l_5 \cong 0,375 D, \quad \text{širina bubnja;}$$

$$b_u = l_5 - s_1 \cong 0,305 D, \quad \text{unutrašnja širina bubnja;}$$

$$D_1 \cong 0,94 D, \quad \text{unutrašnji promjer bubnja;}$$

$$A_v = \pi D b \cong 1,18 D^2, \quad \text{vanjska površina bubnja;}$$

$$A_u = \pi D_1 b_u \cong 0,9 D^2, \quad \text{unutrašnja površina bubnja;}$$

$$A_b = 2 \frac{D^2 \pi}{4} \cong 1,57 D^2, \quad \text{bočna površina bubnja;}$$

$$A = A_v + A_u + A_b \cong 3,65 D^2, \quad \text{ukupna površina bubnja;}$$

$$A_{vs} = \pi D b \left(1 - \frac{\alpha}{360}\right) \cong 0,951 D^2, \quad \text{slobodna vanjska površina;}$$

$$A_s = A_{vs} + A_u + A_b \cong 3,42 D^2, \quad \text{ukupna slobodna površina.}$$

Dozvoljeno istrošenje obloga je:

$$\Delta c_1 = (0,5 \dots 0,6) c_1, \quad \text{za zakovane obloge;}$$

$$\Delta c_1 = (0,7 \dots 0,8) c_1, \quad \text{za ljepljene obloge;}$$

c_1 - debljina nove obloge, tablica 9.1.

9.4. Dimenzioniranje promjera bubnja kočnice

9.4.1. Dimenzioniranje na temelju $(\mu pv)_d$

Osnova za određivanje promjera bubnja kočnice je dozvoljena veličina specifične snage trenja

$$(\mu pv)_d, \quad \frac{N}{m} \frac{m}{s} \quad \text{odnosno} \quad W/m^2$$

koja se temelji na praktičkim iskustvima, osobito na visoko opterećenim zaustavnim kočnicama mehanizama za dizanje.

Pritisak na oblozi papuče kočnice iznosi

$$p = \frac{F_N}{A_1} \cong \frac{F_N}{0,204 D^2} \cong 5 \frac{F_N}{D^2}, \quad \text{N/m}^2 \quad (9.5)$$

Obodna brzina bubnja na početku kočenja je

$$v = \frac{D}{2} \omega_k; \quad \frac{D}{v} = \frac{2}{\omega_k}, \quad \text{pa je}$$

$$M_k = \mu F_N D = \mu \frac{p D^2}{5} \cdot D = \frac{D^2}{5} \mu p v \frac{D}{v} = \frac{2}{5} \frac{D^2}{\omega_k} (\mu p v),$$

pa mora biti

$$M_k \leq \frac{2}{5} \frac{D^2}{\omega_k} (\mu p v)_d, \quad \text{ili} \quad D \geq \sqrt{\frac{5}{2} \frac{M_k \omega_k}{(\mu p v)_d}}, \quad \text{m} \quad (9.6)$$

Površinski pritisak također ne smije prijeći dozvoljenu granicu, posebno kod kočnica za držanje gdje je veliki moment kočenja.

Prema (9.5) je

$$p = \frac{5}{D^2} F_N = \frac{5}{D^2} \frac{M_k}{\mu D}, \quad \text{N/m}^2 \quad (9.5a)$$

odakle je

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{5 M_k}{\mu p_d}}, \quad \text{m} \quad (9.7)$$

Na temelju iskustva iz prakse, dozvoljene vrijednosti $(\mu p v)_d$ ovisne o promjeru D navedene su u tb. 9.2.

Dozvoljene vrijednosti p_d navedene su u tb. 9.3.

9.4.2. Zagrijavanje kočnice

Kod normalnih pogonskih uvjeta općenito nije potrebna provjera na zagrijavanje. Ova provjera se vrši u posebnim slučajevima, kao što su mehanizmi za dizanje s velikim brzinama spuštanja (granici u pogonima za termičku obradu - poboljšanje čelika), granici za forsirani pogon s grabilicom te kod regulacijskih kočnica.

Kod kontrole kočnice na zagrijavanje pretpostavlja se:

- da je temperatura bubnja i obloge jednaka,

- da se toplina odvodi s površine bubnja,
- da kočna obloga nema utjecaj na odvođenje topline,
- da je okolni zrak u stanju mirovanja.

Kočenjem se kinetička i potencijalna energija pretvaraju u toplinu. Nastala toplina odvodi se:

- zračenjem,
- slobodnim strujanjem zraka (kod mirovanja kočnice),
- prisilnim strujanjem zraka (u radu kočnice).

Najveći dio topline odvodi se prisilnim strujanjem, pa je prema nekim propisima (DIN 15434) dozvoljeno zanemariti odvođenje topline zračenjem i slobodnim strujanjem. Rezultat provjere zagrijavanja pritom je na strani veće sigurnosti.

Količina topline koja se može odvesti prisilnim strujanjem jednaka je

$$W_{pr} = ED \cdot \Delta T \cdot \alpha_{pr} (A_v + A_u + A_b), \quad W \quad (9.8)$$

$$A = A_v + A_u + A_b, \quad \text{poglavlje 9.3}$$

$$\alpha_{pr} = 7,14 v^{0,78}, \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad \text{- za okolinu u mirovanju}$$

i za $v \geq 0,8 \text{ m/s}$.

Po pojedinim površinama bubnja je:

- za vanjsku površinu

$$\alpha_{pr} A_v = 7,14 v^{0,78} \cdot 1,18 D^2; \quad v = \frac{D}{2} \omega_k$$

$$\alpha_{pr} A_v = 4,9 \omega_k^{0,78} \cdot D^{2,78}, \quad \text{W/K} \quad (9.9)$$

- za unutrašnju površinu

$$\alpha_{pr} A_u = 7,14 \left(\omega_k \frac{D_1}{2} \right)^{0,78} \cdot 0,9 D^2 = 3,5 \omega_k^{0,78} \cdot D^{2,78} \quad (9.10)$$

- za bočnu površinu

$$\alpha_{pr} A_b = 2 \int_0^{D/2} 7,14 \cdot (\omega_k r)^{0,78} \cdot 2\pi r dr = 4,7 \omega_k^{0,78} D^{2,78} \quad (9.11)$$

Po ukupnoj površini je

$$\alpha_{pr} A = \alpha_{pr} A_v + \alpha_{pr} A_u + \alpha_{pr} A_b = 13,1 \omega_k^{0,78} D^{2,78} \quad (9.12)$$

pa je $W_{pr} = 13,1 ED \cdot \Delta T \omega_k^{0,78} D^{2,78}$, W (9.13)

Za vrijeme mirovanja bubnja odvodi se toplina slobodnim strujanjem, pa je

$$W_{sl} = \alpha_{sl} A_s \Delta T (1 - ED) , W \quad (9.14)$$

$$\alpha_{sl} \cong 5,82 \text{ W/(m}^2\text{K)} - \text{ za bubanj u mirovanju}$$

ili za $v < 0,8 \text{ m/s}$

$$A_s \cong 3,42 D^2 , \quad \text{poglavlje 9.3}$$

$$W_{sl} = 19,9 D^2 \Delta T (1 - ED) , W \quad (9.15)$$

Toplina odvedena zračenjem iznosi

$$W_z = (c_1 A_{vs} + c_2 A_b) \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] , W \quad (9.16)$$

$$c_1 = 1,51 , \quad \text{za svijetlu (vanjsku) površinu bubnja;}$$

$$c_2 = 5,0 , \quad \text{za tamnu (mat) površinu;}$$

$$A_{vs} \cong 0,95 D^2 , \quad \text{poglavlje 9.3}$$

$$A_b \cong 1,5 D^2 , \quad \text{pa je za bubanj prema sl.6.1}$$

$$W_z \cong 9 D^2 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] , W \quad (9.16a)$$

Ukupno odvedena toplina treba biti veća ili jednaka radu kočenja u 1 satu, tj.

$$W_k \leq (W_{pr} + W_{sl} + W_z) \cdot 3600 = W_{sek} \cdot 3600 , \text{ Nm}$$

$$W_{sek} = 13,1 \cdot ED \cdot \Delta T \omega_k^{0,78} D^{2,78} + 19,9 D^2 \Delta T (1 - ED) + W_z , \text{ Nm} \quad (9.17)$$

$$\Delta T = T_1 - T_2 , \text{ K} ; \quad T_1 , \text{ K} - \text{ temperatura obloge,}$$

$$T_2 , \text{ K} - \text{ temperatura okoline.}$$

Kočnica je toplinski ispravno dimenzionirana ukoliko temperatura obloge T_1 ne prekorači dozvoljenu temperaturu materijala obloge, tj. mora biti

$$T_1 \leq T_{dozv} , \quad \text{odnosno} \quad \Delta T \leq T_{dozv} - T_2 \quad (9.18)$$

Zanemari li se toplina odvedena zračenjem, za kočnicu prema sl. 6.1 vrijedi

$$\frac{W_k}{3600} = \Delta T \cdot D^2 \left[13,1 \cdot ED \cdot (\omega_k D)^{0,78} + 19,9 (1 - ED) \right] , \text{ odnosno}$$

$$\frac{W_k}{3600} = \Delta T \cdot D^2 \left[22,5 \cdot ED \cdot v^{0,78} + 19,9 (1 - ED) \right] , \text{ Nm} \quad (9.19)$$

$$\Delta T = \frac{W_k / 3600}{D^2 \left[13,1 \cdot ED (\omega_k D)^{0,78} + 19,9 (1 - ED) \right]} \leq T_{dozv} - T_2 \quad (9.20)$$

Postupak za provjeru zagrijavanja kočnice prema sl. 6.1 je prema tome slijedeći:

- prema izrazu (9.6) izračuna se potrebni promjer D i izabere se standardni promjer;
- prema (9.20) izračuna se porast temperature i usporedi sa dozvoljenom vrijednosti prema tablici 9.3.

Za ostale oblike bubnjeva kočnica postupak je identičan ali su druge veličine površina A_v , A_u , A_b i A_{vs} .

Tablica 9.3 Karakteristike nekih frikcionih materijala

Materijal obloge	Materijal bubnja	μ	p_d , N/mm ²	Dozvoljena radna temp. T_{dozv} , K
Sivi lijev	čelik	0,15...0,2	0,8...1,4	500
Ferodo-fiber	čelik	0,4...0,55	0,05...0,4 (1,2)	380...400
Ferodo-azbest		0,3...0,4	0,05...0,4 (8)	450...500
Metalno pletivo s bunom (prešano)		0,4...0,65	0,05...0,4 (8)	500...550
Sintermetal na bazi Cu ili Fe	čel. lijev	0,15...0,35	0,05...0,4 (1,5)	550...850
Metal-keramika		0,35...0,5	< 0,5	550...850

Vrijednosti u zagradama dozvoljene su u stanju mirovanja.

9.4.3. Rad kočenja

Rad kočenja W_k predstavlja sumu kinetičke i potencijalne energije koju na sebe preuzima kočnica u toku 1 sata, a taj rad je jednak radu momenta kočenja M_k . Stoga je

$$W_k = M_k \varphi_k z, \quad \text{Nm} \quad (9.21)$$

gdje je φ_k - kut što ga prijeđe kočena osovina odnosno bubanj kočnice za vrijeme 1 kočenja; kut kočenja, rad;

ω_k - brzina vrtnje na početku kočenja, rad/s;

z - broj kočenja na sat.

a) Za regulacijske kočnice je

$$\varphi_k = \omega_k t_k, \quad \text{rad}$$

$$t_k = \frac{h}{v_s}, \quad \text{s}$$

h - visina spuštanja, m;

v_s - brzina spuštanja, m/s;

pa je za 1 kočenje

$$W_{k1} = M_k \frac{\omega_k}{v_s} h, \quad \text{a kako je kod kočenja}$$

$$M_k \omega_k = Q v_s \eta, \quad \text{to je}$$

$$W_{k1} = Q h \eta = M_k \omega_k t_k, \quad \text{Nm}$$

a rad kočenja u 1 satu

$$W_k = \eta \sum_{i=1}^z Q_i h_i, \quad \text{Nm} \quad (9.22)$$

što je suma potencijalne energije tereta.

b) Za zaustavne kočnice je

- kod spuštanja tereta

$$W_k = \left(\frac{I_R \omega_k^2}{2} + Q s_z \eta \right) \cdot z, \quad \text{Nm} \quad (9.23)$$

$$s_z = \frac{v_s t_z}{2}, \quad \text{put zaustavljanja, m;}$$

$$I_R, \quad \text{reducirani moment inercije kod kočenja, kgm}^2;$$

- kod mehanizma za vožnju

$$W_k = \left(\frac{I_R \omega_k^2}{2} - W_v s_z \eta \right) z, \quad \text{Nm} \quad (9.24)$$

U izrazu (9.23) i (9.24) se može kinetička energija masa pisati i u obliku

$$E_k = \frac{I_R \omega_k^2}{2} = \frac{I_{\text{rot}} \omega_k^2}{2} + m_{\text{tr}} \frac{v_k^2}{2} \eta = \beta_k m_{\text{tr}} \frac{v_k^2}{2} \eta \quad (9.25)$$

gdje je v_k , brzina spuštanja, odnosno vožnje u trenutku uključenja kočnice, m/s.

Faktor β_k se kao u izrazu (5.10) može izračunati i iznosi

$$\beta_k = 1 + \frac{\beta I_1}{m_{\text{tr}}} \left(\frac{\omega_M}{v} \right)^2 \frac{1}{\eta} = 1 + \frac{I_{\text{rot}}}{I_{\text{tr}}} \quad (9.26)$$

Kod mehanizama za vožnju $\beta_k \cong 1,2$, ali se kod mehanizama za dizanje treba izračunati zbog velikog udjela rotacijskih masa.

Jednostavnije se rad kočenja zaustavnih kočnica izrazi na temelju veličine momenta kočenja

$$W_k = \sum_{i=1}^z M_k \frac{\omega_k t_{zi}}{2}, \quad \text{Nm} \quad (9.27)$$

gdje je t_{zi} , vrijeme kočenja u i-tom ciklusu, s;

odnosno ako su sva vremena zaustavljanja približno jednaka

$$W_k = M_k \frac{\omega_k t_z}{2} z, \quad \text{Nm} \quad (9.27a)$$

9.4.4. Trajanje obloge

Trajanje obloge u satima može se odrediti pomoću koeficijenta trošenja obloge, koji se dobije eksperimentalno ili na temelju iskustva iz prakse.

Koeficijent trošenja obloge q predstavlja odnos istrošenog volumena obloge V_{is} i ukupnog rada kočenja za vrijeme trajanja odnosno ispitivanja obloge.

$$q = \frac{V_{is}}{\sum W_k} = \frac{V_{is}}{L_h W_k}, \text{ cm}^3/\text{kNm} \text{ ili } \text{cm}^3/\text{kWh} \quad (9.28)$$

Koeficijent trošenja se ispitivanjem ustanovljava tako da se epruveta obloge površine A , cm^2 , pritisne normalnom silom F_N na bubanj koji rotira.

Ukupni rad kočenja je pritom

$$\sum W_k = M_k \varphi_u = \mu F_N \frac{D}{2} \cdot 2\pi U_k = \mu F_N D \pi U_k, \text{ kNm}$$

U_k , broj okretaja bubnja za vrijeme ispitivanja.

Nakon ispitivanja konstatira se istrošenje epruvete Δc_1 , cm ; pa je koeficijent trošenja

$$q = \frac{V_{is}}{\sum W_k} = \frac{\Delta c_1 \cdot A}{\mu F_N \pi D U_k}, \text{ cm}^3/\text{kNm}$$

Pripadni rad u 1 satu iznosi

$$W_k = \frac{\sum W_k}{L_h}, \text{ kNm}; \quad L_h - \text{trajanje ispitivanja, h.}$$

Prema propisu JUS M.D1.251 koeficijent trošenja kod ispitivanja treba biti

$$q \leq 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ cm}^3/\text{kNm} = 0,9 \text{ cm}^3/\text{kWh}$$

U eksploataciji su vrijednosti q različite, ovisno o materijalu obloge i uvjetima rada, a u prosjeku iznose

$$q = (0,15 \dots 0,55) \text{ cm}^3/\text{kWh} = (0,4 \dots 1,5) \cdot 10^{-4} \text{ cm}^3/\text{kNm}$$

Za dvočeljusnu kočnicu trajanje obloge se može odrediti na temelju dozvoljenog trošenja obloge Δc_1 , rada kočenja u 1 satu W_k i iskustvene vrijednosti koeficijenta trošenja q , tj:

$$L_h = \frac{V_{is}}{q W_k}, \text{ h} \quad (9.29)$$

$$V_{is} = 2\pi D \frac{\alpha}{360} b_1 \cdot \Delta c_1 \cong 0,43 D^2 \cdot \Delta c_1, \text{ cm}$$

Δc_1 - dozvoljeno istrošenje obloge, vidi poglavlje 9.3, cm .

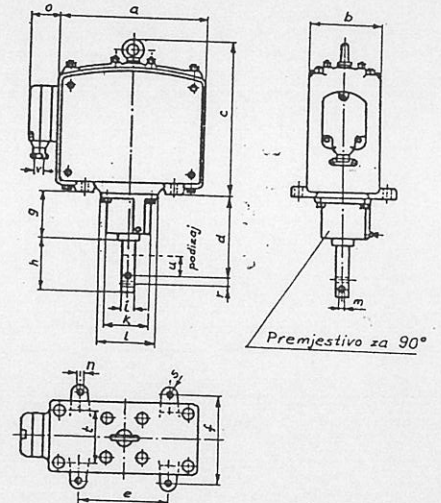
9.5 Upravljanje kočnicama

9.5.1 Otkočni uređaji

Za upravljanje mehaničkim kočnicama služe otkočni uređaji. Istovremeno s ukapčanjem pogonskog motora, otkočni uređaj dobiva struju i oslobadja kočnicu. Kada je motor iskopčan ili iz drugih razloga nije pod naponom, kočnica se aktivira djelovanjem opruge ili utega.

Vrste otkočnih uređaja: s elektromagnetskim djelovanjem (na izmjeničnu i istosmjernu struju), s elektrohidrauličkim djelovanjem, s inercijskim (centrifugalnim) djelovanjem.

Sl. 9.6 Mjerna skica otkočnog magneta na trofaznu struju, proizvodnje "Rade Končar" - Zagreb



Svi tipovi otkočnih magneta prema tabeli 9.4 predviđeni su za 120 ukapčanja na sat i intermitenciju 40% ili 25 ukapčanja na sat i intermitenciju 100%. Ako je podizaj kotve do 3 cm može se dozvoliti 300 ukapčanja na sat uz intermitenciju 40%.

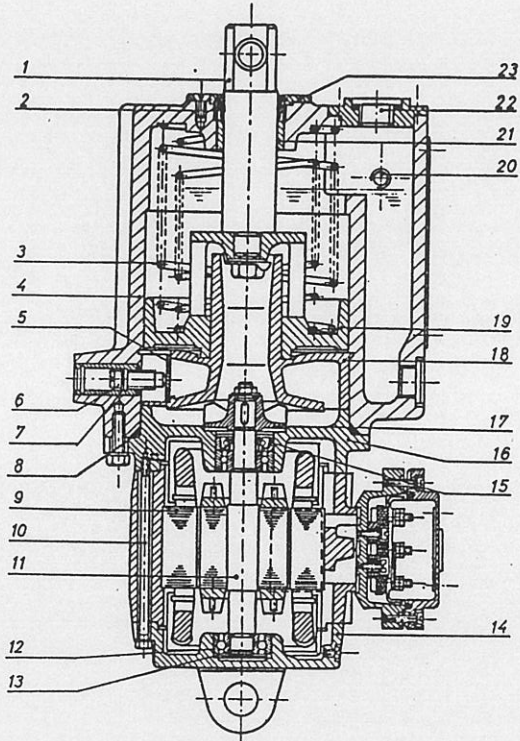
Tb. 9.4 Tehnički podaci otkočnih magneta prema sl. 9.6:

TIP	Najveći rad Ncm	Najveći podizaj cm	Vlačna sila N	Težina kotve N	Najveća otkočna sila N	Masa uređaja kg
PKN 75	750	5	150	45	105	23
PKN 150	1500	5	300	90	210	40
PKN 300	2500	5	500	105	395	50

Tb. 9.4a Mjere otkočnih magneta prema sl. 9.6 (u mm)

Tip	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	r	s	t	u	v
PKN 75	245	118	293	171	160	150	91	108	20 ϕ	77 ϕ	100	8 ϕ	11 ϕ	53	14	15	84	50	18 ϕ
PKN 150	312	146	338	194	200	180	110	120	30 ϕ	104 ϕ	130	13 ϕ	14 ϕ	67	18	18	106	50	18 ϕ
PKN 300	322	166	354	194	200	200	110	120	30 ϕ	104 ϕ	130	13 ϕ	14 ϕ	67	18	18	125	50	18 ϕ

Elektrohidraulički otkočni uređaj (EH potiskivač) prikazan je na slici 9.7. Tehnički podaci potiskivača (Elektrokovina, Maribor) priloženi su u tablici 9.6.



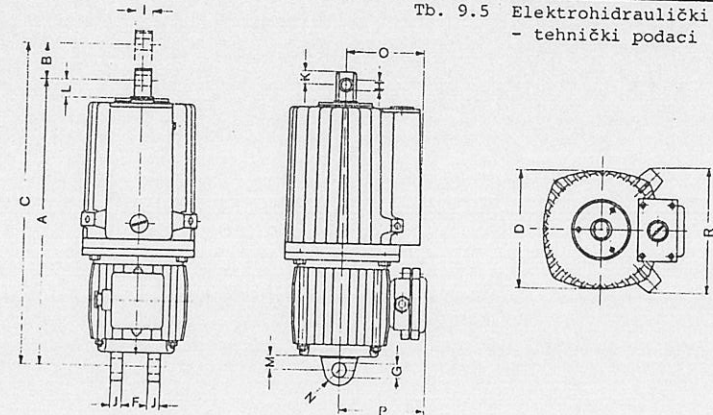
Sl. 9.7 Elektrohidraulički potiskivač

Potiskivači mogu raditi u položajima od okomitog do vodoravnog, kod čega otvor za ulijevanje ulja mora biti na gornjoj strani. Nazivna sila potiskivača jest sila na potisnoj poluzi 1, bez ugrađenih opruga. Kod potiskivača s oprugom podizna sila svladava oprugu, a preostala rezerva sile namijenjena je svladavanju trenja u priključenom mehanizmu. Nazivna sila odnosi se na položaj $h_0 = 1/3 h_n$.

Potiskivači prema tb. 9.6 označavaju se: veličinom podizne sile F_0 u daN, nazivnim hodom h_n te oznakom "F" ako je ugrađena opruga za kočenje i oznakom "V" ako je ugrađen ventil za regulaciju brzine podizanja i spuštanja.

Tip	Gib - hod	Dvizna sila Sila podizanja	Število vrtložev na uru Broj uključivanja na 1 sat	Vrsta pogona Vrsta pogona	Napetost Napon	Frekvencija Frekvencija	Moć elektromotora Snaga elektromotora	Tok pri 380 V I	Masa rineža Drež ulja Masa potiskivača Bez ulja	Masa ulja Masa ulja	Nazivna sila povratne vzmeti Nazivna sila Povratne opruge
	mm	N	v/h		V	Hz	W	A	kg	kg	N
EHT 12,5-50	50	125	2000	S1	380	50	150	0,40	16,5	1,5	100
EHT 12,5-50 V									16,9		
EHT 12,5-50 FV									16,5		
EHT 20-50	50	200	2000	S1	380	50	150	0,40	16,5	1,5	180
EHT 20-50 V									17,3		
EHT 20-50 FV									16,6		
EHT 32-50	50	320	2000	S1	380	50	150	0,40	17,6	1,5	280
EHT 32-50 V									16,6		
EHT 32-50 FV									17,6		
EHT 50-50	50	500	2000	S1	380	50	150	0,40	16,6	1,5	470
EHT 50-50 V									18,0		
EHT 50-50 FV									16,6		
EHT 80-60	60	800	500	S1	380	50	370	0,90	26,5	1,7	750
EHT 80-60 V									29,5		
EHT 80-60 FV									26,5		
EHT 125-60	60	1250	500	S1	380	50	650	1,45	45,5	3,5	1104
EHT 125-60 V									48,0		
EHT 125-60 FV									45,5		
EHT 200-60	60	2000	500	S1	380	50	650	1,45	45,5	3,5	1900
EHT 200-60 V									49,4		
EHT 200-60 FV									49,4		

Tb. 9.5 Elektrohidraulički potiskivači - tehnički podaci



DIMENZIJE POTISKIVAČA (dimenzije u mm)

Tip	A	B	C	D	F	ØG +0,1	ØH +0,1	I	J	K	L	M	N	O	P	R
EHT 12,5-50	400	50	450	154	40	20	16	22	15	15	27	20	20	110	121	174
EHT 20-50	400	50	450	154	40	20	16	22	15	15	27	20	20	110	121	174
EHT 32-50	420	50	470	154	40	20	16	22	15	15	27	20	20	110	121	174
EHT 50-50	420	50	470	154	40	20	16	22	15	15	27	20	20	110	121	174
EHT 80-60	557	60	617	175	40	25	20	25	20	19	40	30	23	121	130	191
EHT 125-60	582	60	642	213	40	25	20	25	20	19	40	32	23	140	138	223
EHT 200-60	582	60	642	213	40	25	20	25	20	19	40	32	23	140	138	223

9.5.2. Izbor otkočnog uređaja

Oznake: h_n , mm - nazivni hod (50; 60 mm);
 F_o , N - otkočna sila (računska); F_{on} , N - nazivna otkočna sila;
 M_k , Nm - moment kočenja;
 $F_N = M_k / (\mu D)$, N - normalna sila na čeljusti kočnice;
 λ , mm - zračnost između čeljusti i bubnja (tb. 9.1);
 μ - koeficijent trenja (0,35; 0,40; 0,45);
 $i_k = \frac{l_2 l_o}{l_1 l_3}$, prenosni odnos polužja (slika 9.2, 9.3);
 $\eta_p = 0,95$, stupanj djelovanja polužja kočnice.

Prenosni odnos i_k treba biti:

$$i_k \leq \left(\frac{1}{2} \dots \frac{2}{3}\right) \frac{h_n}{2\lambda}, \text{ za EH potiskivače};$$

$$i_k \leq 0,8 \frac{h_n}{2\lambda}, \text{ za otkočni elektromagnet.}$$

Potrebna otkočna sila je

$$F_o \geq \frac{F_N}{i_k \eta_p} = 1,05 \frac{F_N}{i_k}, \text{ N} \quad (9.30)$$

Na temelju izračunate sile F_o odabire se otkočni uređaj s nazivnom silom $F_{on} \geq F_o$.

S novom kočnom oblogom hod potisne poluge je

$$h_o = 2 \lambda i_k, \text{ mm}$$

Dimenzije polužja za ostvarivanje prenosnog odnosa (slika 9.2, 9.3): odabiru se dužine

$$l_1 \cong (1,1 \dots 1,2) \frac{D}{2}; \quad l_2 \cong 2 l_1; \text{ potom se}$$

izračuna $\frac{l_o}{l_3} = i_k \frac{l_1}{l_2}$, te zatim odabere l_o ili l_3 , a

preostala se dimenzija izračuna.

9.6 Primjer: Dimenzionirati dvočeljusnu zaustavnu kočnicu mehanizma za dizanje.

Parametri: nosivost 10 t, rad s kukom,
 brzina dizanja $v_d = 30$ m/min,
 $z = 45$ ciklusa/h, 40% ED,
 $\eta = 0,85$ (ukupni stupanj djelovanja mehanizma za dizanje)
 $t_z = 1,1$ s, vrijeme zaustavljanja pri spuštanju tereta,
 $t_o = 25^\circ\text{C}$, temperatura okoline.

Izbor motora. Težina sklopa za vješanje $\sim 4\%$ od tereta. Prema (5.1) snaga motora treba biti

$$P = \frac{m_d g v_d}{\eta} = \frac{1,04 \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{0,85} = 60 \text{ kW}$$

Odabrani motor: "RK" 2 AKMd 315 S-8, $P_n = 66$ kW, ED = 40%
 Režim rada S4;S5, klasa zaleta 150,
 $n_M = 733$ o/min, $\omega_M = 76,75$ rad/s,
 $M_n = P_n / \omega_M = 0,86$ kNm = 860 Nm
 $I_M = 4,75$ kgm²

Izbor spojke i kočnice. Odabrana je spojka s vijencem za kočnicu prema sl. 6.1.

Obloga: ferodo-fiber $\mu = 0,45$, $T_{dozv} = 380$ K.
 Prema (3.9) $M_k = v_k M_{st,k} = 2,5 \cdot 565 = 1412$ Nm

$$M_{st,k} = m_d g \left(\frac{v_d}{\omega_M}\right) \eta = 565 \text{ Nm}$$

$$(\mu pv)_d = 0,75 \dots 1,35 \text{ W/mm}^2; \quad p, \text{ N/mm}^2$$

Prema (9.6) je

$$D \geq \sqrt{\frac{5}{2} \frac{M_k \omega_k}{(\mu pv)_d}} = |\omega_k = \omega_M| = 448 \dots 600 \text{ mm}$$

Odabrano $D = 500$ mm (vidi tb. 9.1). Prema tb.

9.2 je za taj promjer $(\mu pv)_d = 1,1$ W/mm².

Prema tb. 6.1 je

$$I_s = \frac{mD^2}{4} = 5,2 \text{ kgm}^2; \quad \text{dozvoljeni moment na}$$

spojci $M_z = 2500$ Nm.

Reducirani moment inercije kod kočenja je:

$$I_{\text{rot}} = 1,15 (I_M + I_S) = 11,4 \text{ kgm}^2,$$

$$I_{\text{tr}} = m_d \left(\frac{v_d}{\omega_M}\right)^2 \eta = 0,375 \text{ kgm}^2;$$

$$I_R = I_{\text{rot}} + I_{\text{tr}} = 11,8 \text{ kgm}^2, \text{ s punim teretom}$$

$$I_{\text{Ro}} \cong I_{\text{rot}}, \text{ bez tereta.}$$

Moment kočenja. Na temelju zadanog vremena zaustavljanja je

$$M_k = I_R \varepsilon_z + M_{\text{st},k}; \quad \varepsilon_z = \frac{\omega_M}{t_z} = \frac{76,75}{1,1} = 69,8 \text{ s}^{-2}$$

$$M_k = 11,8 \cdot 69,8 + 565 = 1389 \text{ Nm}$$

$$\text{Usvojeno: } M_k = 1400 \text{ Nm}$$

Kontrola ($\mu_{\text{pv}})_d$ i površinskog pritiska.

Normalna sila na papučici iznosi

$$F_N = \frac{M_k}{\mu D} = \frac{1400}{0,45 \cdot 0,5} = 6222 \text{ N}$$

$$A_1 = b_1 h_1 = 0,204 D^2 = 510 \text{ cm}^2, \text{ površina obloge};$$

$$p = \frac{F_N}{A_1} = \frac{6222}{510} = 12,2 \text{ N/cm}^2 = 0,122 \text{ N/mm}^2;$$

$$p < p_d = 0,4 \text{ N/mm}^2 \text{ (tb. 9.3).}$$

Obodna brzina bubnja na početku kočenja

$$v = \omega_k \frac{D}{2} = 76,75 \cdot 0,25 = 19,18 \text{ m/s}$$

$$\mu_{\text{pv}} = 0,45 \cdot 0,122 \cdot 19,18 = 1,05 \text{ W/mm}^2 < (\mu_{\text{pv}})_d.$$

Kontrola kočnice na zagrijavanje.

$$M_{\text{st}} = m_d g \left(\frac{v_d}{\omega_M}\right) \frac{1}{\eta} = 782 \text{ Nm}, \text{ statički moment kod dizanja;}$$

$$M_{\text{st},k} = 565 \text{ Nm}, \text{ statički moment kod spuštanja.}$$

Vremena kočenja u 1 ciklusu:

- s punim teretom prema dolje

$$t_1 = \frac{I_R \omega_k}{M_k - M_{\text{st},k}} = \frac{11,8 \cdot 76,75}{1400 - 565} = 1,085 \text{ s}$$

- s punim teretom prema gore

$$t_2 = \frac{I_R \omega_k}{M_k + M_{\text{st}}} = \frac{11,8 \cdot 76,75}{1400 + 782} = 0,415 \text{ s}$$

- s praznom kukom prema gore ($I_{\text{Ro}} \cong I_{\text{rot}}$)

$$t_3 = \frac{I_{\text{Ro}} \omega_k}{M_k + 0,04 M_{\text{st}}} = \frac{11,4 \cdot 76,75}{1400 + 0,04 \cdot 782} = 0,611 \text{ s}$$

- s praznom kukom prema dolje ($I_{\text{Ro}} \cong I_{\text{rot}}$)

$$t_4 = \frac{I_{\text{Ro}} \omega_k}{M_k - 0,04 M_{\text{st},k}} = 0,635 \text{ s}$$

Ukupno vrijeme kočenja u 1 ciklusu je

$$t_z = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 2,75 \text{ s}$$

Rad kočenja u 1 satu, prema (9.27a) je

$$W_k = M_k \frac{\omega_k t_z}{2} \cdot z = 1400 \frac{76,75 \cdot 2,75}{2} \cdot 45 = 6,65 \cdot 10^6 \text{ Nm}$$

Temperatura obloge, prema (9.20) je

$$\Delta T = \frac{W_k / 3600}{D^2 [13,1 \cdot ED (\omega_k D)^{0,78} + 19,9 (1-ED)]}, \quad ED = 0,4;$$

$$\Delta T = 72,4 \text{ K} \rightarrow T_1 = T_2 + \Delta T = 298 + 72,4 = 370,4 \text{ K}$$

$$T_1 < T_{\text{dozv}} = 380 \dots 400 \text{ K.}$$

Trajanje obloge.

$$c_1 = 12 \text{ mm} , \text{ debljina nove obloge;}$$

$$\Delta c_1 = (0,5 \dots 0,6) c_1 = 6 \text{ mm} , \text{ dozvoljeno istrošenje zakrivane obloge;}$$

$$q = 0,25 \text{ cm}^3/\text{kWh} , \text{ pretpostavljeni koeficijent trošenja obloge;}$$

$$V_{is} = 0,43 D^2 \Delta c_1 = 0,43 \cdot 50^2 \cdot 0,6 = 645 \text{ cm}^3 , \text{ dozvoljeni volumen trošenja obje obloge;}$$

$$W_k = 6650 \text{ kNm} = 1,847 \text{ kWh};$$

$$L_h = \frac{V_{is}}{q W_k} = \frac{645}{0,25 \cdot 1,847} \cong 1400 \text{ h} , \text{ trajanje obloge.}$$

Izbor otkočnog uređaja. Ugrađuje se EH potiskivač.

$$F_N = 6222 \text{ N} ; \quad \lambda = 1,6 \text{ mm} ;$$

$$i_k \leq \left(\frac{1}{2} \dots \frac{2}{3}\right) \frac{h_n}{2\lambda} = \frac{h_o}{2\lambda} ;$$

$$h_o = 32 \text{ mm} , \text{ hod potiskivača kod novih obloga, odabrano;}$$

$$i_k \leq \frac{32}{2 \cdot 1,6} = 10$$

$$F_o \geq 1,05 \frac{F_N}{i_k} = 1,05 \cdot \frac{6222}{10} = 653,3 \text{ N}$$

Odgovara EH potiskivač EHT 80-60 F, s nazivnom silom podizanja $F_{on} = 800 \text{ N}$ i silom opruge $F_c = 750 \text{ N}$.

Radi veće sile F_{on} može se izvršiti korekcija prenosnog odnosa

$$i_k \geq \frac{1,05 F_N}{F_{on}} = 8,16 ; \quad \text{odabrano je } i_k = 8,2.$$

Dimenzije polužja (slika 9.3)

$$l_1 = 1,2 \frac{D}{2} = 300 \text{ mm} ; \quad l_2 = 2 l_1 = 600 \text{ mm} ;$$

$$l_4 = l_o \text{ (jer je opruga ugrađena u potiskivaču);}$$

$$l_o / l_3 = i_k \quad l_1 / l_2 = i_k / 2 = 4,1 ;$$

$$l_3 = 100 \text{ mm (odabrano)} \rightarrow l_o = 410 \text{ mm.}$$

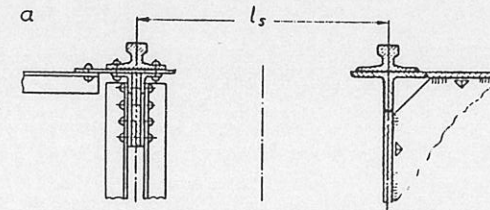
10. VOZNO VITLO

10.1 Rastojanje tračnica za vožnju vitla

Standardizirana rastojanja od sredine do sredine tračnice su (sl. 10.1)

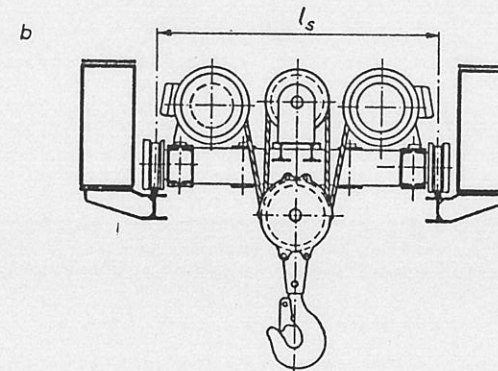
$$l_s \text{ [mm]} \quad 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, \\ (1450), 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, \\ 4000$$

Vrijednost u zagradi $l_s = 1450 \text{ mm}$ vrijedi samo za potrebe željeznice.



Sl. 10.1 Rastojanje tračnica za vožnju vitla

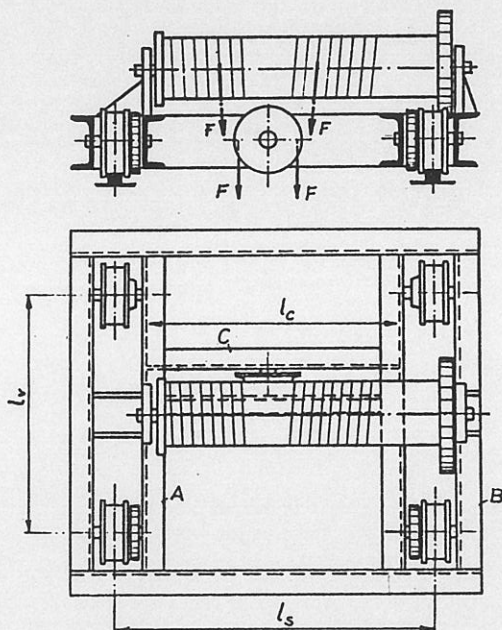
- a) tračnice vitla su na glavnom nosaču
- b) tračnice vitla su konzolno zavješene za glavni nosač



10.2 Proračun okvira vitla

Okvir vitla je više puta statički neodređena konstrukcija.

Najopterećeniji nosači su oni na koje je oslonjen bubanj i nosači koji nose užetnike na vitlu. Skica okvira vitla, kod kojeg je teret zavješten na udvojenom koloturniku s $p_k = 2$ prikazana je na sl. 10.2.



Sl. 10.2 Skica okvira vitla iz valjanih profila

S grubim približenjem mogu se nosači A, B i C (sl. 10.2) proračunati kao statički određene grede na dva oslonca.

Za nosače A i B je tada

$$M_{\max} \approx 1,1 \frac{Q}{4} \frac{l_v}{2} ; \quad W \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_d}$$

gdje je Q - najveća težina tereta + težina sklopa za vješanje tereta;
 l_v - razmak kotača;
 $\sigma_d = 80$ do 90 MPa.

Faktorom 1,1 uzima se u obzir težina bubnja i ostalih dijelova.

Za nosač C

$$M_{\max} \approx \frac{Q}{4} \frac{l_c}{4}$$

Orientacioni podaci o dimenzijama profila okvira vitla za vitla normalne izvedbe:

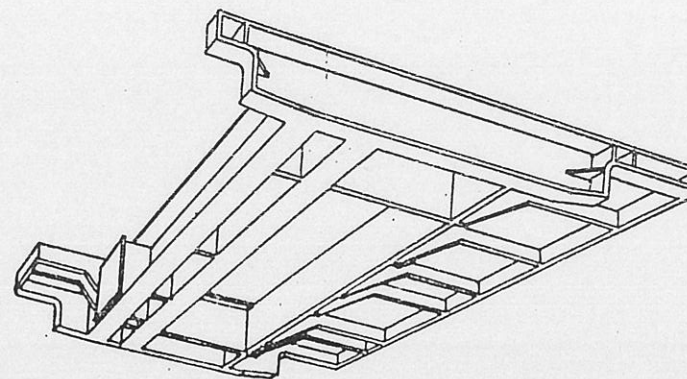
Nazivni teret [kN]	30	50	75	100	125	150	200	250	300-500
Profil [16	18	20	22	24	26	28	30	32-40

Za veće nosivosti treba pojačati profilne nosače s pojasevima ili izvesti kutijasti nosač od lima.

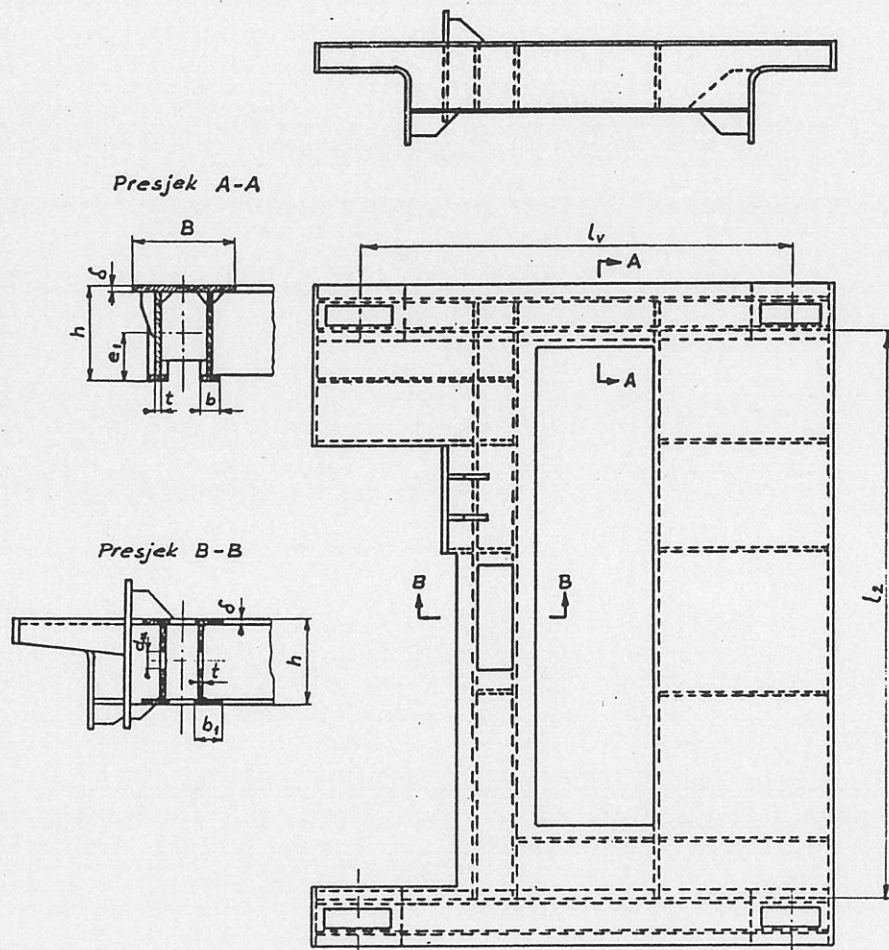
Okvir vitla u zavarenoj konstrukciji iz lima prikazan je na sl. 10.3 i 10.4. Opterećenje glavnih nosača (presjek A-A, odnosno B-B) za konstrukciju prema sl. 10.4 je

$$\text{presjek A-A: } M_{\max}^A \approx 1,1 \frac{Q l_v}{8}$$

$$\text{presjek B-B: } M_{\max}^B \approx \frac{Q l_2}{8}$$



Sl. 10.3 Zavarena konstrukcija okvira vitla iz lima, pogled odozdo



Sl.10.4 Okvir vitla, zavarena konstrukcija iz lima

10.3 Konstrukcijske izvedbe

Vitlo se danas najčešće izvodi iz tipiziranih dijelova koji se montiraju na okvir vitla.

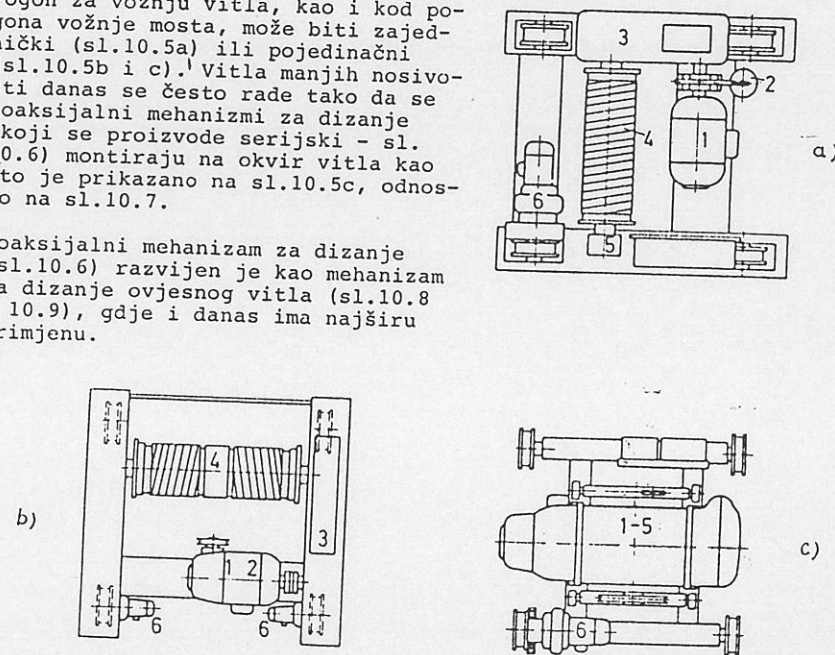
Sastavni dijelovi vitla su:

- okvir vitla s pogonskim i slobodnim kotačima te s potrebnim užetnicima,
- mehanizam za dizanje s motorom, kočnicom, reduktorom, bubnjem i krajnjom sklopkom za ograničavanje visine dizanja,
- mehanizam za vožnju s motorom, kočnicom i reduktorom.

Kočnica može biti montirana zasebno (sl.10.5a) ili u sklopu motora (motor s kočnicom, sl.10.5b).

Pogon za vožnju vitla, kao i kod pogona vožnje mosta, može biti zajednički (sl.10.5a) ili pojedinačni (sl.10.5b i c). Vitla manjih nosivosti danas se često rade tako da se koaksijalni mehanizmi za dizanje (koji se proizvode serijski - sl. 10.6) montiraju na okvir vitla kao što je prikazano na sl.10.5c, odnosno na sl.10.7.

Koaksijalni mehanizam za dizanje (sl.10.6) razvijen je kao mehanizam za dizanje ovjesnog vitla (sl.10.8 i 10.9), gdje i danas ima najširu primjenu.

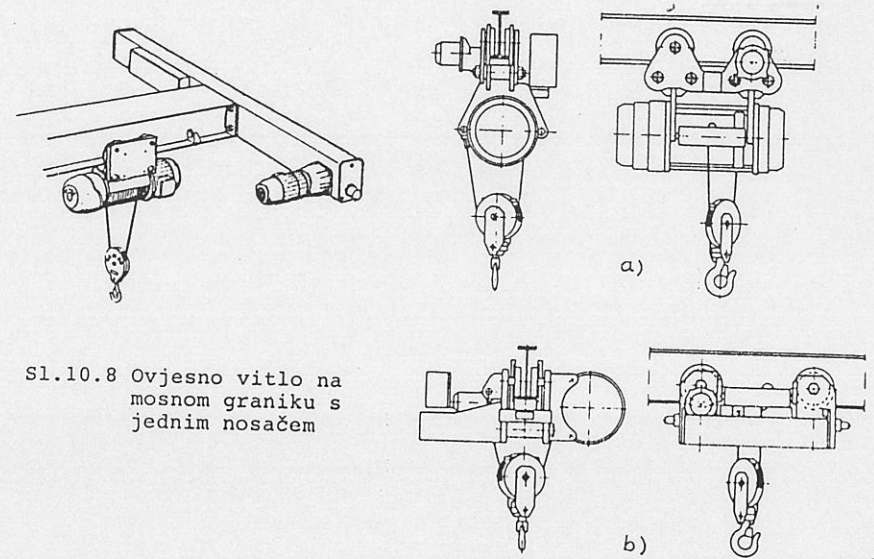
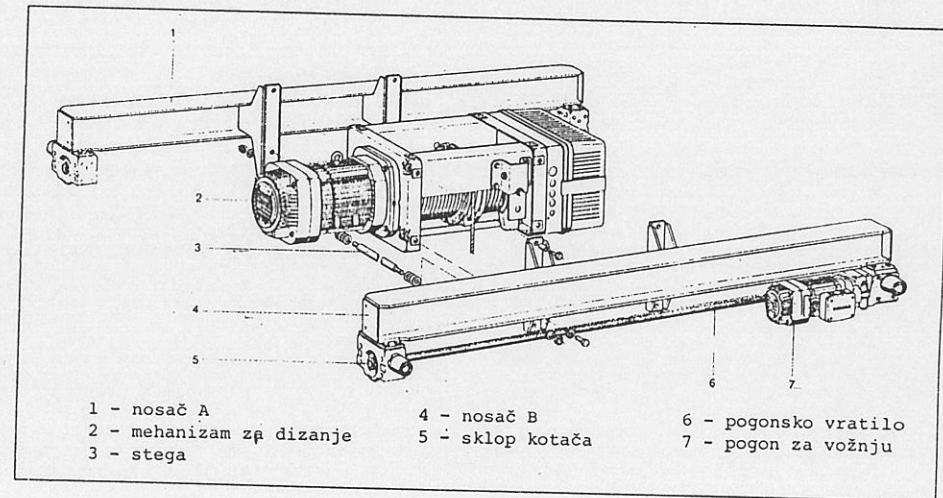
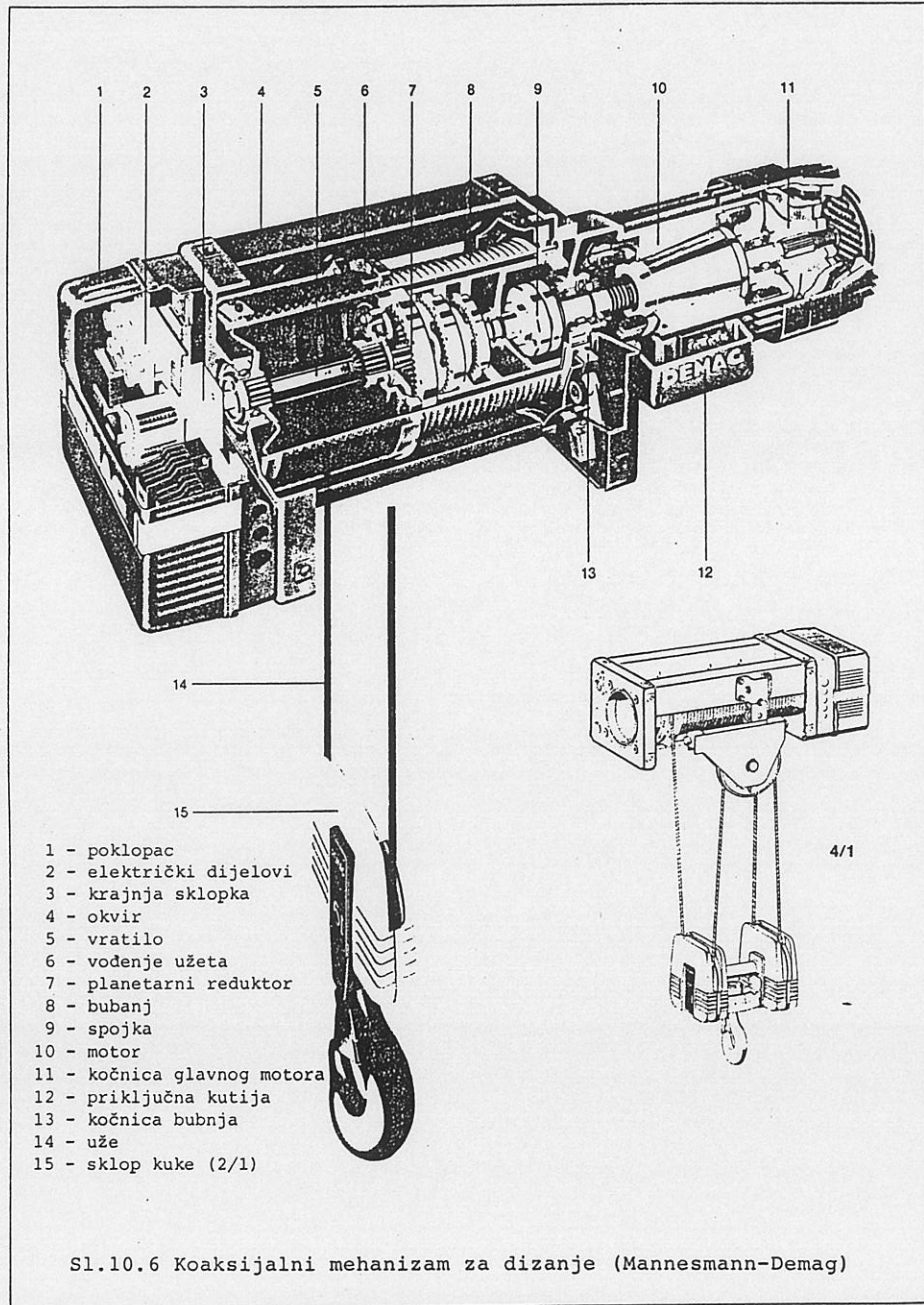


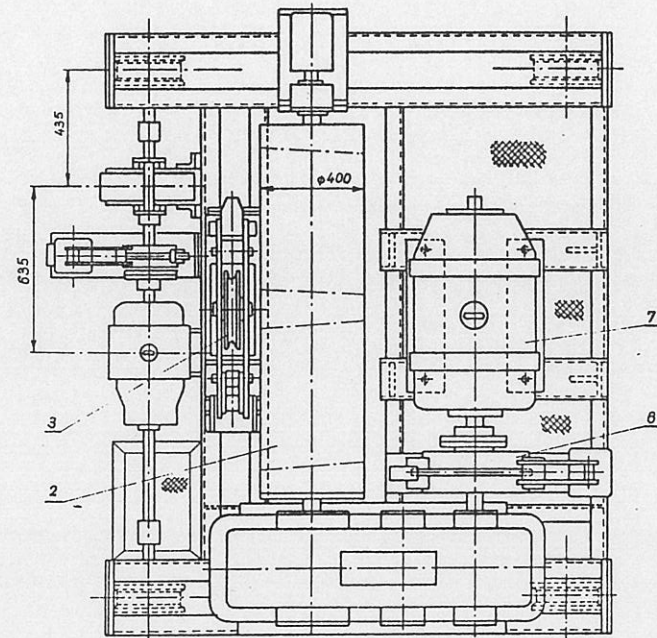
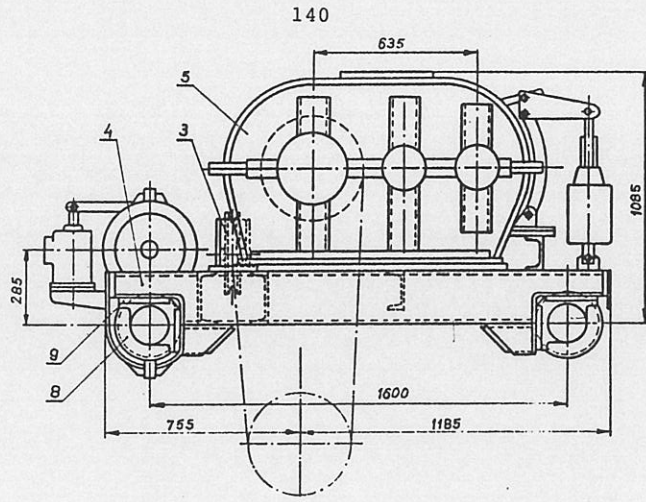
Sl.10.5 Normalna dvotračna vitla iz tipiziranih dijelova

- 1 - motor, 2 - kočnica, 3 - reduktor,
4 - bubanj, 5 - krajnja sklopka,
6 - pogon za vožnju

Nosivosti vitla s glavnim i pomoćnim dizanjem (sl.2.1, 10.12 i 10.14) propisane su u JUS M.D1.021.

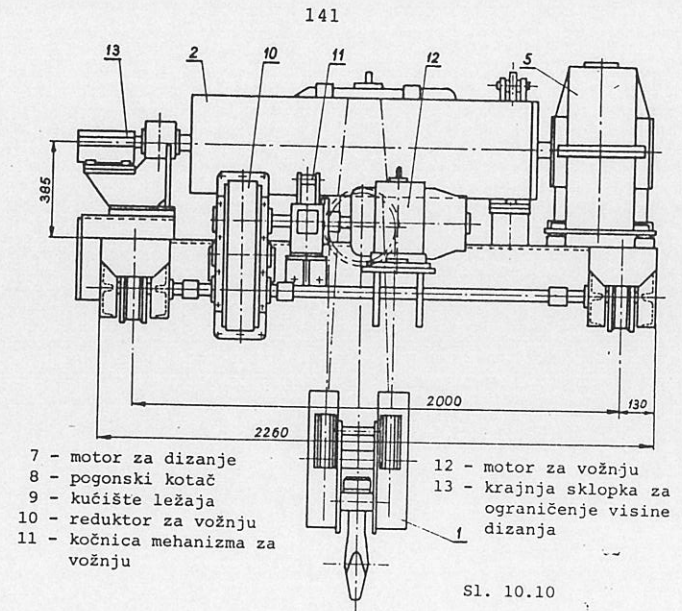
Osim vitla normalne izvedbe postoji čitav niz konstrukcija specijalne namjene kao što su vitla granika u ljevaonicama, kovačnicama, vitla za rad s grabilicom, magnetom i sl. (vidi sl.1.15 do 1.21).





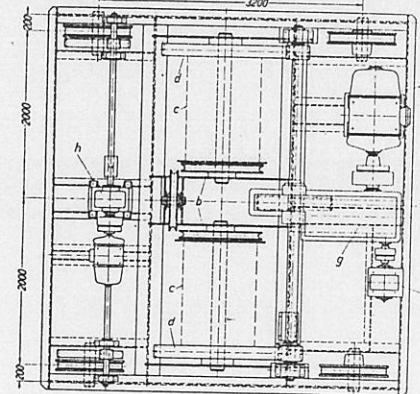
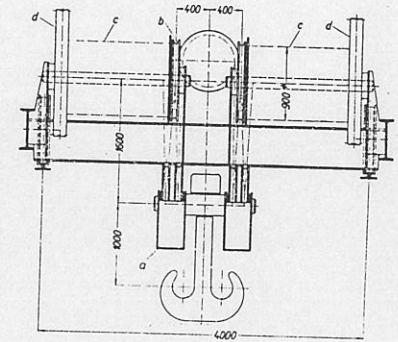
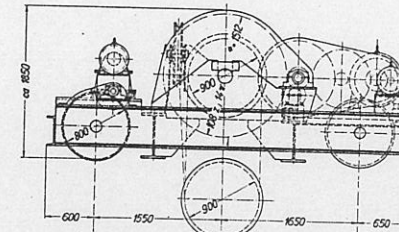
Sl.10.10 Vitlo nosivosti 10 t, VEB Kranbau Köthen

- | | |
|---|-------------------------------------|
| 1 - sklop za vješanje | 4 - okvir vitla |
| 2 - bubanj | 5 - reduktor za dizanje |
| 3 - užetnik za izravnavanje
s osiguranjem protiv
prevrtanja | 6 - kočnica mehanizma za
dizanje |

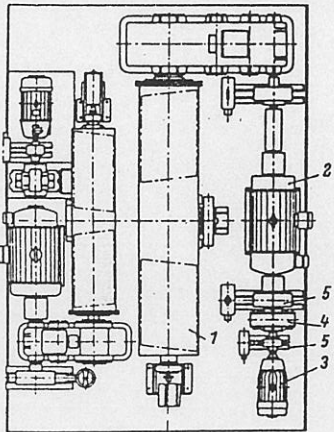
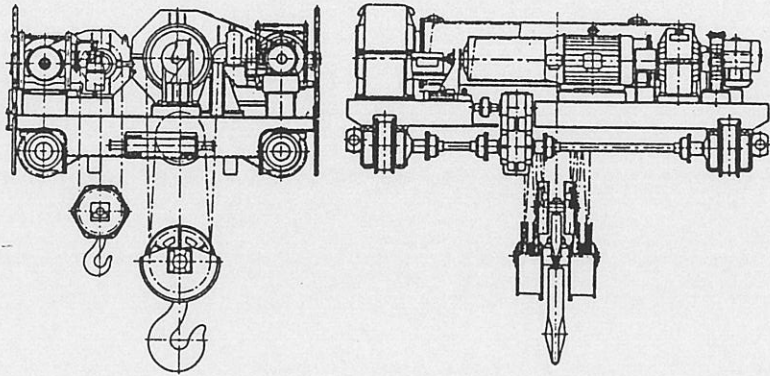


- | | |
|-------------------------------------|--|
| 7 - motor za dizanje | 12 - motor za vožnju |
| 8 - pogonski kotač | 13 - krajnja sklopka za
ograničenje visine
dizanja |
| 9 - kućište ležaja | |
| 10 - reduktor za vožnju | |
| 11 - kočnica mehanizma za
vožnju | |

Sl. 10.10



Sl.10.11 Vitlo nosivosti 100 t
(Kampnagel, Hamburg)
glavno dizanje 2,6 m/min
fino dizanje 0,2 m/min
brzina vožnje 15 m/min

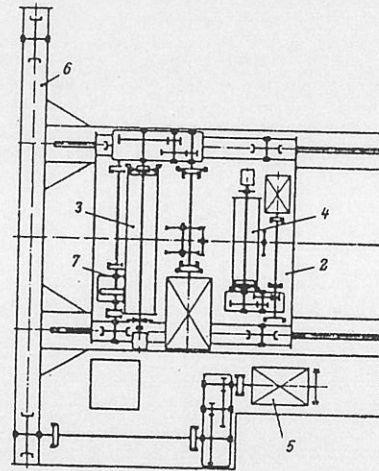
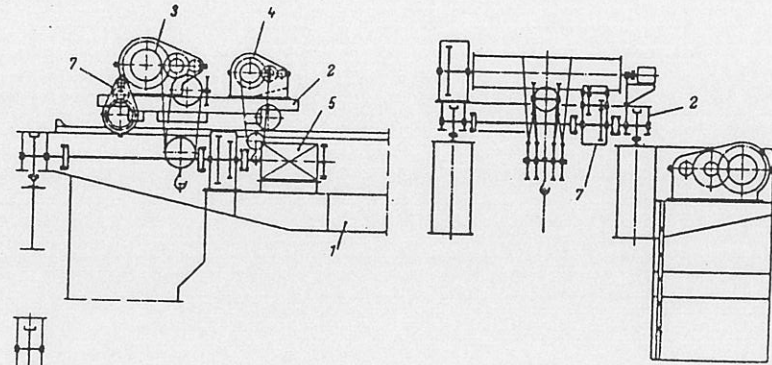
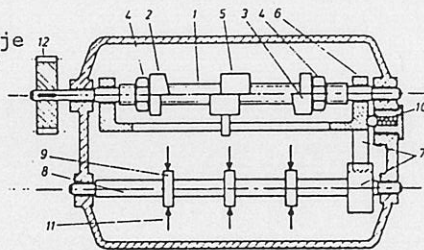


Sl.10.12 Vitlo ljevaoničkog granika s glavnim i pomoćnim mehanizmom za dizanje - 32/10 t

- 1 - bubanj (glavni)
- 2 - pogonski motor (glavni)
- 3 - pomoćni motor glavnog mehanizma za dizanje
- 4 - planetarni reduktor
- 5 - kočnica s otkočnim uređajem

Sl.10.13 Shema vretenaste krajnje sklopke za ograničenje visine dizanja

- 1 - pogonsko vreteno
- 2, 3 - matice za podešavanje
- 4 - protumalice
- 5 - matica za aktiviranje sklopke
- 6 - poluga sklopke
- 7 - članovi prenosnog mehanizma
- 8 - osovina sklopke
- 9 - kontakti segmenti
- 10 - kuglica s oprugom
- 11 - nepomični kontakti
- 12 - pogonski zupčanik



Sl.10.14 Pogonski mehanizmi mosnoga granika s glavnim i pomoćnim mehanizmom za dizanje

- 1 - glavni nosač,
- 2 - vitlo
- 3 - glavni mehanizam dizanja
- 4 - pomoćni mehanizam dizanja
- 5 - mehanizam vožnje mosta
- 6 - čelni nosač
- 7 - mehanizam vožnje vitla

10.4 Procjena mase vitla

Masa vitla za mosne granike normalne izvedbe može se procijeniti kako slijedi:

$$\text{za nosivosti } 3,2; 5; 8 \text{ t} \rightarrow m_v = 1,6 + 0,2 m_t, \text{ t}$$

$$\text{za nosivosti } 10 \dots 50 \text{ t} \rightarrow m_v = 2,8 + m_t/16, \text{ t}$$

m_t - masa tereta, t.

Za vitla s glavnim i pomoćnim mehanizmom za dizanje:

$$\text{za } m_t = 16 \dots 200 \text{ t} \rightarrow m_v = 0,3 (m_t + m_{tp}), \text{ t}$$

$$\text{za } m_t > 200 \text{ t} \rightarrow m_v = (0,22 \dots 0,28) (m_t + m_{tp}), \text{ t}$$

m_t - masa glavnog tereta, t;

m_{tp} - masa pomoćnog tereta, t.

11. OSNOVE PRORAČUNA I DIMENZIONIRANJA NOSIVE KONSTRUKCIJE GRANIKA

11.1 Vrste opterećenja nosive konstrukcije

Opterećenja nosive konstrukcije dijele se na tri osnovne grupe:

- glavna opterećenja;
- dopunska opterećenja;
- posebna opterećenja.

11.1.1 Glavna opterećenja (GO)

Pod glavnim opterećenjem podrazumijevaju se ona opterećenja koja djeluju u stanju mirovanja opterećenog granika, kod normalne temperature i bez vjetrova, a to su:

- teret Q (nazivni teret + težina elemenata za prihvatanje tereta),
- vlastita težina konstrukcije G .

Vlastite težine uzimaju se na početku proračuna aproksimativno, na temelju predviđenih presjeka, podataka iz literature, standarda, kataloga proizvođača i sl. Ako se provjerom naprezanja pokaže da se predviđeni presjeci elemenata konstrukcije trebaju povećati, te ako povećanje težine pritom iznosi više od 5%, treba provesti korekciju proračuna s novim vlastitim težinama.

11.1.2 Dopunska opterećenja (DO)

11.1.2.1 Vertikalna dopunska opterećenja (VDO)

Ova opterećenja posljedica su vertikalnih vibracija konstrukcije uslijed grubog zahvata, ubrzanja, vožnje i sl. Uzimaju se u obzir tako da se opterećenje od tereta poveća množenjem s dinamičkim faktorom $\psi = \psi(v_d)$.

Prema JUS i ISO propisu dinamički faktor iznosi:

$$\psi = 1,15; \text{ za } \begin{cases} v_d \leq 15 \text{ m/min,} & \text{granici s vitlom} \\ v_d \leq 30 \text{ m/min,} & \text{granici s dohvatnikom} \end{cases}$$

$$\psi = 1 + 0,01 v_d; \quad \text{za } 15 \leq v_d \leq 60, \text{ s vitlom}$$

$$\psi = 1 + 0,005 v_d; \quad \text{za } 30 \leq v_d \leq 60, \text{ s dohvatnikom}$$

$$\psi = 1,6 \quad \text{za } v_d > 60 \text{ m/min, za sve granike;}$$

v_d - brzina dizanja, m/min.

11.1.2.2 Horizontalna dopunska opterećenja (HDO)

Ova opterećenja nastaju kod rada granika (uzdužna i poprečna vožnja, okretanje i naginjanje dohvatnika, uklještenje na voznoj pruzi i sl.).

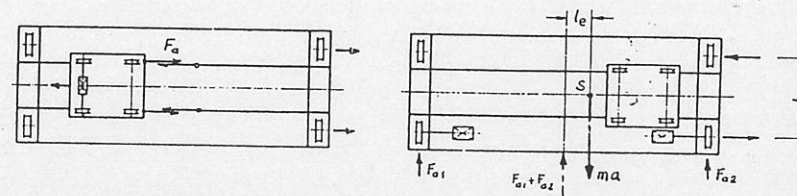
- a) HDO uslijed inercijskih sila - posljedica su ubrzanja odnosno usporenja masa koje se horizontalno gibaju. Pritom se pojavljuju dodatne horizontalne komponente reakcija između kotača i tračnica, koje su u ravnoteži s inercijskim silama.

HDO kod ubrzanja (kočenja) mosta, portala ili vitla ovisna su o veličini ubrzanja i adhezionoj težini G_a .

$$\text{za } a \geq 0,4 \text{ m/s}^2; \quad F_a = 0,15 G_a = \frac{3}{20} G_a$$

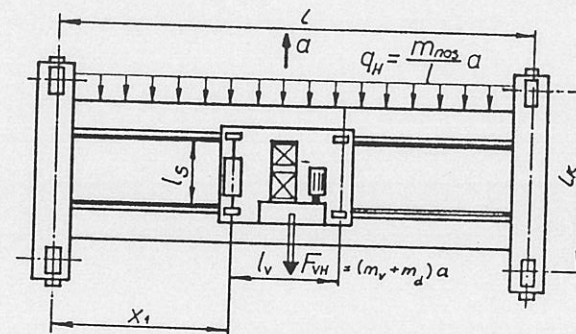
$$\text{za } 0,1 \leq a \leq 0,4; \quad F_a = \left(\frac{5}{12} a - \frac{1}{60}\right) G_a$$

$$\text{za } a < 0,1 \text{ m/s}^2; \quad F_a = G_a / 40$$



Sl.11.1 Pokretanje ili kočenje vitla

Sl.11.2 Pokretanje ili kočenje mosta s pojedinačnim pogonom ($F_{a1} = F_{a2}$)



Sl.11.3 Pokretanje ili kočenje mosta, opterećenje glavnog nosača

Kod zaustavljanja ili pokretanja ubrzanjem a , m/s^2 glavni nosač je u horizontalnoj ravnini opterećen kontinuiranim opterećenjem

$$q_H = \frac{m_{nos}}{l} a, \text{ N/m}; \quad m_{nos} - \text{masa nosača, kg.}$$

Veličina ubrzanja ograničena je proklizavanjem kotača pa je

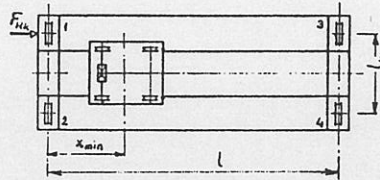
$$F_{a,max} = \mu_a G_a = \frac{G}{g} a_{max}; \quad \rightarrow a_{max} = \mu_a g \frac{G_a}{G},$$

$$\text{za } \frac{G_a}{G} = \frac{1}{2} \quad \text{i} \quad \mu_a = 0,15 \quad \text{je} \quad a_{max} \approx \frac{1}{14} g.$$

Stoga se opterećenje nosača u horizontalnom smjeru najčešće uzima: $1/14$ opterećenja u vertikalnom smjeru (za $G_a/G = 1/2$) odnosno $1/7$ opterećenja u vertikalnom smjeru ako su svi kotači pogonski ($G_a/G = 1$).

Tangencijale i radijalne komponente inercijskih sila kod okretnih granika treba odrediti kod maksimalnog dohvata.

b) HDO uslijed sila vođenja po tračnici (uklještenja)



Sl.11.4 Horizontalna sila vođenja mosta

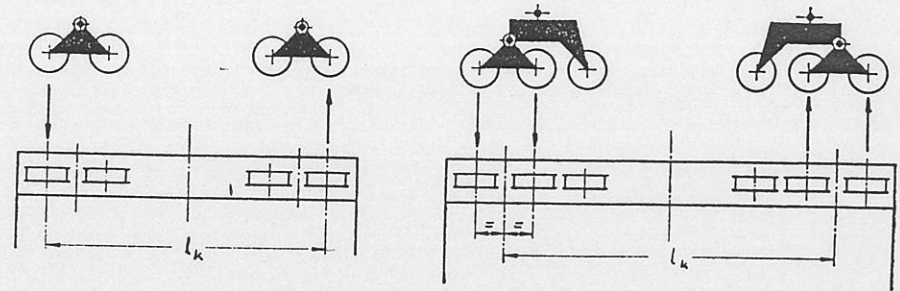
$$F_{Hk} = \lambda F_{k,max}; \quad F_{k,max} - \text{maksimalna sila na kotaču 1, sl.11.4, N;}$$

$$\text{za } l/l_k \leq 2, \quad \lambda = 0,05$$

$$\text{za } 2 \leq \frac{l}{l_k} \leq 8, \quad \lambda = 0,025 \frac{l}{l_k}$$

Za cilindrične kotače treba biti:

$$\frac{l}{l_k} \leq 6.$$



Sl.11.5 Određivanje dužine l_k

11.1.2.3 Opterećenje vjetrom granika u pogonu (DOVj)

Opterećenje konstrukcije za vrijeme rada granika računa se na bazi pretlaka zastoja od $q = 250 \text{ N/m}^2$ (JUS M.D1.050, DIN 15018).

Dimenzioniranje pogonskih motora može se vršiti s manjim pretlakom zastoja i to za unutrašnjost s $q = 80 \dots 100 \text{ N/m}^2$ a za obalni pojas $120 \dots 150 \text{ N/m}^2$.

Otpor vjetra za plohu tereta, zbog nedefinirane površine uzima se $\sim 3\%$ od težine tereta ali ne manje od 500 N .

Opterećenje vjetrom za granike van pogona spada u posebna opterećenja.

Pripadajući propisi: JUS M.D1.050.

11.1.2.4 Opterećenja zbog promjene temperature (DOT)

Ovo se opterećenje uzima u obzir samo u izuzetnim slučajevima, i to za dijelove koji ne mogu slobodno dilatirati. Za granike na otvorenom uzima se u obzir razlika temperature od -25 do $+45 \text{ }^\circ\text{C}$. Kod nejednolikog zagrijavanja pojedinih dijelova uzima se u obzir i razlika temperature od -5 do $+25 \text{ }^\circ\text{C}$.

11.1.2.5 Opterećenje snijegom

Uzima se u obzir samo za krovove i nadstrešnice, i to prema

$$F_{sn} = 750 A_{sn} \cos \alpha_A, \text{ N}$$

α_A - kut nagiba krova prema horizontali;

A_{sn} - površina pokrivena snijegom, m^2 ;

za $\alpha_A > 60^\circ$, ne treba računati s opterećenjem snijega.

11.1.2.6 Opterećenje stepenica, staza i ograda

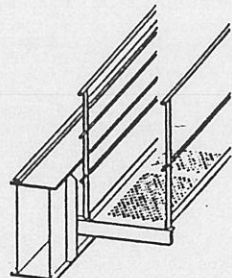
Staze, stepenice i platforme treba dimenzionirati pored opterećenja vlastitom težinom još i s pojedinačnim pokretnim teretom i to:

- 3 kN za hodanje s nošenjem tereta,
- 1,5 kN za hodanje bez tereta.

Ograde staza treba dimenzionirati na pojedinačnu pokretnu horizontalnu silu i to:

- 300 N, za hodanje s teretom,
- 150 N, za hodanje bez tereta.

Ova opterećenja ne uzimaju se u obzir za dijelove opterećene glavnim opterećenjem (prema 11.1.1).



Sl.11.6 Staza s ogradom na glavnom nosaču

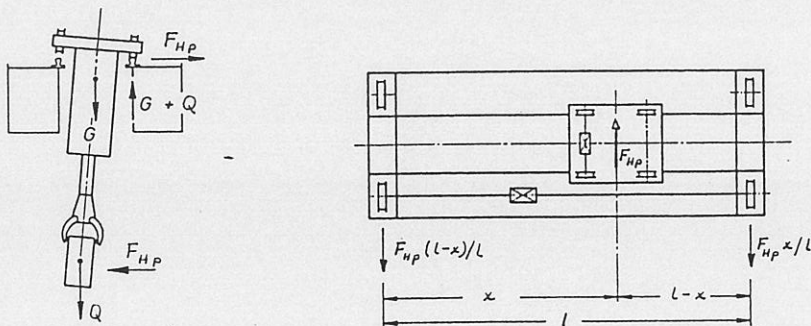
11.1.3 Posebna opterećenja (PO)

Posebna opterećenja nosive konstrukcije su:

- a) Sile prevrtanja vitla kod udara kruto zavješnog tereta o prepreku, sl.11.7. Pritom se sila F_{Hp} može ograničiti na

$$F_{Hp,max} = (G + Q) / 4$$

- b) Udar punom brzinom o odbojnice radi otkazivanja kočnica (bez vjetra). U tom slučaju izračunaju se inercijske sile zbog naglog zaustavljanja, a na temelju karakteristike odbojnika i uzimanja u obzir otpora vožnje.



Sl.11.7 Sile kod udara u krutu prepreku

c) Probna opterećenja

Ispitivanje stabilnosti granika vrši se s teretom

$$Q_{isp} = 1,25 Q ; 1,33 Q ; 1,50 Q$$

ovisno o nosivosti i uvjetima rada. Za navedene slučajeve potrebno je također provesti računsku kontrolu naprezanja.

d) Orkanski vjetar

Kod djelovanja najjačeg vjetra granik je izvan pogona, opterećen vlastitom težinom, djelovanjem vjetra, kao i pripadnim reakcijama uslijed sidrenja.

e) Opterećenja kod transporta i montaže.

11.2. Proračunska opterećenja

Kontrola čvrstoće nosive konstrukcije vrši se za tri različite kombinacije istovremenog djelovanja glavnih, dopunskih i posebnih opterećenja.

I proračunsko opterećenje je superpozicija opterećenja koja djeluju u normalnom radu dizalice bez vjetra a to su: glavna opterećenja + vertikalna i horizontalna dopunska opterećenja.

II proračunsko opterećenje je opterećenje pri normalnom radu uz najjače opterećenje vjetrom, kod kojeg je dozvoljen rad s dizalicom. Po potrebi uzimaju se u obzir i temperaturna opterećenja te opterećenje snijegom. Dakle: glavna opterećenja + dopunska opterećenja.

III proračunsko opterećenje je najnepovoljnije posebno opterećenje. Kod provjere čvrstoće III proračunskog opterećenja uzima se u obzir djelovanje vlastite težine i najnepovoljnije posebno opterećenje koje može nastupiti.

11.3. Utjecaj pogonske grupe

Prema propisu JUS M.D1.050 (izd. 1968.) utjecaj pogonske grupe na veličinu opterećenja uzima se u obzir pomoću faktora pogonske grupe γ .

Pogonska grupa	1	2	3	4
faktor γ	1	1,05	1,1	1,2

S faktorom pogonske grupe množe se glavna opterećenja (Q i G) te vertikalna i horizontalna dopunska opterećenja (osim opterećenja vjetrom).

11.4. Položaj opterećenja

Kod određivanja opterećenja nekog elementa konstrukcije treba uzeti u obzir najnepovoljniji položaj pokretnog opterećenja. Izuzetak od ovog pravila je određivanje opterećenja kotača

$$[F_k = (2F_{\max} + F_{\min})/3].$$

11.5. Materijali i dozvoljena naprezanja

Najčešće upotrebljavani čelici u gradnji nosivih konstrukcija granika navedeni su u tb.11.1.

Tablica 11.1 Čelici za nosive konstrukcije

O z n a k a	min R_m N/mm ²	min R_e N/mm ²	Tehnička oznaka
Č.0361, Č.0362, Č.0363	370	240	ČN 24
Č.0460, Č.0461, Č.0462	420	260	ČN 26
Č.0561, Č.0562, Č.0563	520	360	ČN 36

Dozvoljeno naprezanje odredi se prema

$$\sigma_d = \frac{R_e}{S}, \quad (11.1) \text{ gdje je:}$$

$$\begin{aligned} S &= 1,5 && \text{za I proračunsko opterećenje;} \\ S &= 1,3 && \text{za II proračunsko opterećenje;} \\ S &= 1,1 && \text{za III proračunsko opterećenje.} \end{aligned}$$

Dozvoljeno tangencijalno naprezanje je

$$\tau_d = 0,6 \sigma_d \quad (11.2)$$

Dozvoljeno normalno naprezanje za vijke u najmanjem presjeku je

$$\sigma_{dv} = 0,65 \sigma_d \quad (11.3)$$

Kod dvoosnog stanja naprezanja nekog elementa konstrukcije treba biti

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_z + 3 \tau_{xz}^2} \leq \sigma_d \quad (11.4)$$

$$\tau_{xz} \leq \tau_d,$$

odnosno u slučaju $\sigma_y = 0$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2} \leq \sigma_d \quad (11.5)$$

$$\tau \leq \tau_d$$

11.6. Provjera stabilnosti elemenata konstrukcije

Provjera stabilnosti elemenata konstrukcije (štapova, limova nosača) kod kojih postoji opasnost od izvijanja odnosno bočnog izvijanja i izbočavanja provodi se prema važećim tehničkim propisima.

U obzir se pritom uzimaju opterećenja odgovarajuće povećana veličinom dinamičkog koeficijenta ψ i faktorom pogonske grupe γ . Pripadni koeficijenti sigurnosti su:

$$\begin{aligned} S &= 1,5 && \text{za I proračunsko opterećenje;} \\ S &= 1,33 && \text{za II proračunsko opterećenje;} \\ S &= 1,2 && \text{za III proračunsko opterećenje.} \end{aligned}$$

Pripadajući propisi: JUS U.E7.081, ..., 121; DIN 4114.

11.7. Provjera zamorne čvrstoće

Provjera zamorne čvrstoće elemenata nosive konstrukcije provodi se za I proračunsko opterećenje.

Ovisno o godišnjem broju radnih ciklusa mehanizma za dizanje, mjerodavna čvrstoća za dimenzioniranje je:

$$\begin{aligned} &\text{do } 3000 \text{ cikl/god} && \text{- statička čvrstoća;} \\ &> 3000 \text{ do } 2 \cdot 10^4 \text{ cikl/god} && \text{- pogonska čvrstoća (za predviđeni broj ciklusa);} \\ &> 2 \cdot 10^4 \text{ cikl/god} && \text{- trajna (zamorna) čvrstoća.} \end{aligned}$$

Kao veličina mjerodavnog opterećenja kod provjere zamorne čvrstoće uzima se ono opterećenje koje se dovoljno često pojavljuje u radu dizalice.

Pripadajući propisi: - Tehnički propisi za zavarene čelične konstrukcije kod nosivih čeličnih konstrukcija [22],
- DIN 15018, Bl.1.

11.8. Raspodjela opterećenja kotača

Lokalna naprezanja u tračnici, pojasu, vertikalnom limu, zavarenom ili zakivanom spoju vertikalnog lima i pojasa određuju se prema sl.11.8.

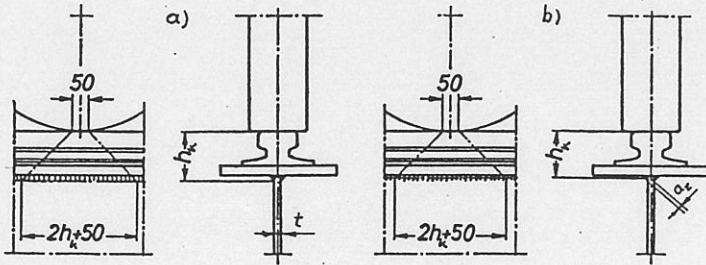
a) dodatno normalno naprezanje (sl.11.8a) u limu odnosno zavaru:

$$\sigma_z = - \frac{F_k}{t(2h_k + 50)}, \quad \text{N/mm}^2 \quad (11.6)$$

b) dodatno tangencijalno naprezanje u zavaru (sl.11.8b)

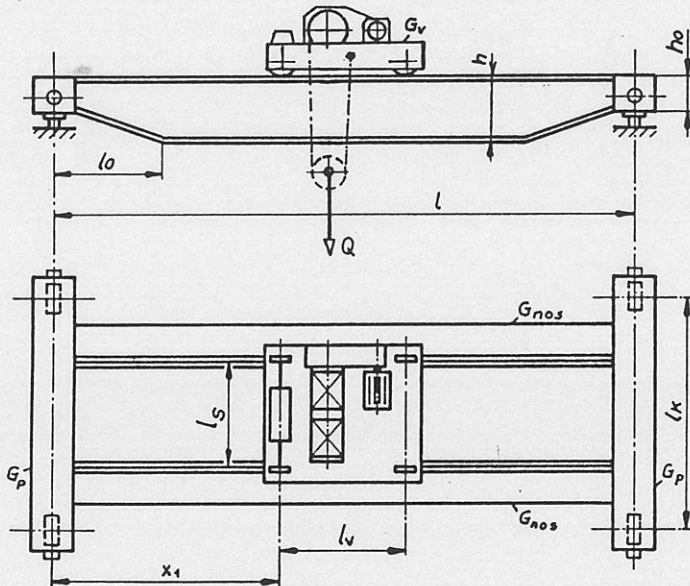
$$\tau_k = \frac{F_k}{2a_z(h_k + 50)}, \text{ N/mm}^2 \quad (11.7)$$

a_z - dimenzija zavora, mm.



Sl. 11.8 Djelovanje opterećenja kotača

12. PRORAČUN PUNOSTJENOG NOSAČA MOSNOGA GRANIKA



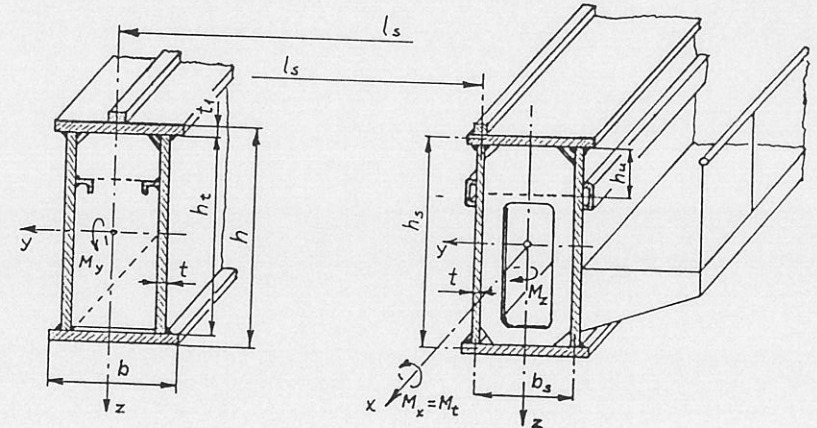
Sl. 12.1 Skica mosnoga granika

U ovom poglavlju iznijet je pregled proračuna kutijastog nosača mosnoga granika na temelju osnovnih postavki navedenih u poglavlju 11.

12.1. Podaci za proračun

- m_t - nosivost, t ; pogonska grupa ;
- m_o - masa elemenata za prihvat tereta, t ;
- $m_d = m_t + m_o$ - ukupna masa za dizanje, t ;
- m_v - masa vitla, t ;
- l - raspon mosta, m ;
- l_k - raspon kotača mosta, m ;
- n_k - ukupni broj kotača ;
- n_p - broj pogonskih kotača ;
- l_v - razmak kotača vitla, m ;
- l_s - razmak tračnica na mostu, m ;
- a_v - ubrzanje vitla kod pokretanja odnosno zaustavljanja, m/s^2 ;
- a_m - ubrzanje mosta kod pokretanja odnosno zaustavljanja, m/s^2 ;
- v_m - brzina vožnje mosta, m/s ;
- v_d - brzina dizanja, m/s ;
- v_v - brzina vožnje vitla, m/s.

12.2 Oblikovanje nosača i geometrijske karakteristike presjeka



Sl. 12.2 Oblikovanje kutijastih nosača

$$h = \left(\frac{1}{18} \dots \frac{1}{12}\right) l, \text{ najčešće } \left(\frac{1}{16} \dots \frac{1}{14}\right) l$$

$$l_k \geq l/6, \text{ slika 12.1;}$$

$$l_o = (0,1 \dots 0,2) l, \text{ slika 12.1;}$$

$$h_o = (0,4 \dots 0,6) h, \text{ slika 12.1;}$$

$$b \geq l/50$$

$$b_s \geq l/60 \text{ ili } b_s \geq h/3,5$$

$$b_s \geq 350 \text{ mm, zbog tehnoloških razloga (zavarivanja).}$$

zbog dovoljne krutosti
u horizontalnom smjeru

Debljina i vitkost limova:

$$\lambda = \frac{h_t}{t} = 100 \dots 120, \text{ za I nosače (najčešće do 100);}$$

$$\lambda = \frac{h_t}{t} = 200 \dots 240, \text{ za kutijaste nosače (najčešće do 180);}$$

$$t_{\min} = 5 \dots 6 \text{ mm, minimalna debljina lima;}$$

$$t_1 = (1,2 \dots 2) t, \text{ debljina pojasa;}$$

$$b \leq (24 \dots 30) t_1, \text{ za I nosače}$$

$$b_s \leq (50 \dots 60) t_1, \text{ za kutijaste nosače}$$

zbog stabilnosti
pojasa.

Za tako oblikovani presjek izračunaju se geometrijske karakteristike presjeka (na primjer za kutijasti nosač):

$$I_Y = \frac{2t h_t^3}{12} + t_1 b \frac{h_s^2}{2} + b \frac{t_1^3}{6}, \text{ cm}^4; \text{ moment inercije oko osi } y \quad (12.1)$$

$$I_Z = \frac{2t_1 b^3}{12} + t h_t \frac{b_s^2}{2}, \text{ cm}^4; \text{ moment inercije oko osi } z;$$

$$W_Y = \frac{I_Y}{h} \cdot 2, \text{ cm}^3; \quad W_Z = \frac{I_Z}{b} \cdot 2, \text{ cm}^3; \text{ moment otpora;}$$

$$A = 2(t_1 b + t h_t), \text{ cm}^2, \text{ površina presjeka.}$$

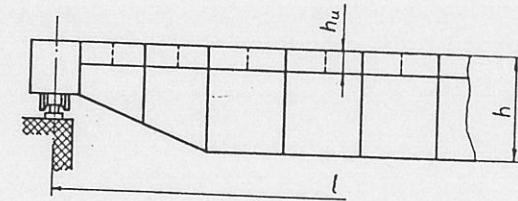
Vertikalna i horizontalna ukrućenja nosača

Rastojanje vertikalnih ukrućenja:

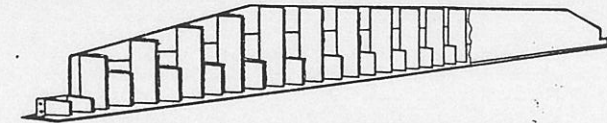
$$l_t = 1,2 \dots 1,8 \text{ m, za } h_t \leq 1,8 \text{ m;}$$

$$l_t = h_t, \text{ za } h_t > 1,8 \text{ m.}$$

Ukoliko je tračnica smještena na sredini nosača, tada se između glavnih vertikalnih ukrućenja stavljaju dodatna međukrućenja ispod gornjeg pojasa i to jedno ili dva ovisno o rastojanju l_t glavnih ukrućenja, slika 12.3 i 12.4.



Sl.12.3 Raspored ukrućenja na kutijastom nosaču



Sl.12.4 Kutijasti nosač u fazi izrade

Za vitkosti kutijastog nosača $\lambda = h_t/t > 160 \dots 180$ potrebno je zbog stabilnosti vertikalnog lima postaviti i horizontalna ukrućenja na visini $h_u = (0,21 \dots 0,31) h_t$ od gornjeg pojasa (s unutrašnje ili s vanjske strane vertikalnog lima).

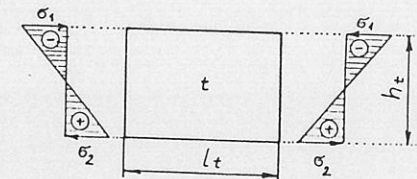
Provjera stabilnosti limova između ukrućenja, kao i provjera krutosti ukrućenja vrši se prema JUS U.E7.121 odnosno DIN 4114.

Provjera stabilnosti praktički je nepotrebna ukoliko su ispunjeni slijedeći uvjeti:

- a) Vitkost lima s obzirom na maksimalno normalno naprezanje σ_1 (sredina nosača):

$$\lambda = \frac{h_t}{t} \leq \frac{1725}{\sqrt{\sigma_1}} \quad (12.2)$$

$$\sigma_1 \leq 0,85 \sigma_d, \text{ N/mm}^2$$

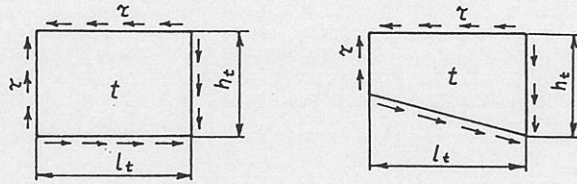


Sl.12.5 Polje vertikalnog lima opterećeno na savijanje

- b) Dužina polja l_t , obzirom na maksimalno tangencijalno naprezanje (polje uz oslonac nosača):

$$l_t \leq \frac{900 t}{\sqrt{\tau}}, \text{ mm}; \quad \tau \leq 82 \text{ N/mm}^2 \quad (12.3)$$

t , mm



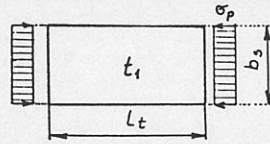
Sl.12.6 Tangencijalna napreznja polja

- c) Rastojanje vertikalnih limova b_s , s obzirom na maksimalno normalno napreznje u pojasu σ_p

$$b_s \leq \frac{700 t_1}{\sqrt{\sigma_p}}, \text{ mm}; \quad (12.4)$$

$$\sigma_p \leq \sigma_d, \text{ N/mm}^2$$

t_1 , mm



Sl.12.7 Polje gornjeg pojasa

12.3. Procjena težine nosača

Na temelju oblikovanog presjeka nosača i predviđenih ukrućenja izračuna se masa nosača

$$m_{nos} = \rho A l + m_u = (1,3 \dots 1,5) \rho A l, \text{ t}$$

ρ - gustoća čelika, t/m^3 ;

m_u - masa svih ukrućenja, t;

A - površina presjeka nosača, m^2 ;

$$G_{nos} = m_{nos} g - \text{težina jednog nosača, kN};$$

$$q = \frac{m_{nos}}{l} g - \text{kontinuirano opterećenje nosača od vlastite težine, kN/m.}$$

12.4. Kontrola krutosti nosača

Dozvoljeni progib nosača: $w_d = \frac{l}{600} \dots \frac{l}{1000}$

$w_d = l/600$, za lake i srednje pogonske uvjete i granike s jednim nosačem;

$w_d = l/750$, za teške i vrlo teške pogonske uvjete;

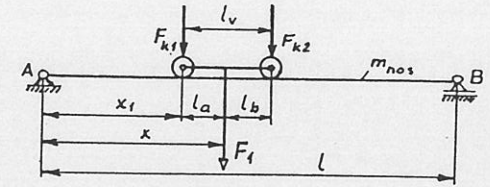
$w_d = l/1000$, granici za osjetljive montažne radove.

$$F_1 \cong \frac{Q + G_v}{2} = F_{k1} + F_{k2}, \text{ N} - \text{pokretno opterećenje jednog nosača}$$

$$F_{k1} = F_1 \frac{l_b}{l_v}$$

$$\text{za } l_b \cong l_v \text{ je!}$$

$$F_{k1} \cong F_{k2} \cong \frac{F_1}{2} = \frac{Q + G_v}{4}, \quad (12.5)$$



Sl.12.8. Proračunska skica glavnog nosača

Maksimalni progib nosača od vlastite težine i tereta (sl.12.8) iznosi:

$$w = \frac{F_{k1}}{48 E I_Y} \left(l - \frac{l_v}{2} \right) \left[3l^2 - \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \right] + \frac{5G_{nos} l^3}{384 E I_Y} \quad (12.6)$$

odakle je potrebni moment inercije $I_{Y,P}$

$$I_{Y,P} \geq \frac{1}{48 E w_d} \left\{ F_{k1} \left(l - \frac{l_v}{2} \right) \left[3l^2 - \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \right] + \frac{5}{8} G_{nos} l^3 \right\} \quad (12.7)$$

Ako je potrebni moment inercije veći od momenta inercije pretpostavljenog presjeka prema (12.1) tj. $I_{Y,P} > I_Y$, ili ako je $I_{Y,P}$ znatno manji od I_Y , na pr.

$$I_{Y,P} < 0,8 I_Y, \text{ slijedi povrat na točku 12.2 radi korekcije presjeka.}$$

U suprotnom, tj. ako je $0,8 I_Y < I_{Y,P} \leq I_Y$, nastavlja se proračun provjerom napreznja.

12.5. Kontrola maksimalnih napreznja

12.5.1 Veličine opterećenja

Ovdje navedeni izrazi vrijede za vitlo s četiri kotača, približno jednako opterećenih.

Maksimalni moment savijanja od tereta je

$$M_{ter} = \frac{Q}{8} \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \cong \frac{Q l}{4} \quad (12.8)$$

Maksimalni moment savijanja od težine vitla

$$M_{vit} = \frac{G_v}{8l} \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \cong \frac{G_v}{2} \frac{l}{4} \quad (12.9)$$

Maksimalni moment od vlastite težine nosača i ostale opreme koju eventualno nosi glavni nosač (pogon za vožnju, kabina, ograda, električka oprema i sl.)

$$M_{nos} = \frac{G_{nos} l}{8} + M_{ost} \quad (12.10)$$

Proračunski moment savijanja od vertikalnih opterećenja iznosi

$$M_y = \gamma (\psi M_{ter} + M_{vit} + M_{nos}) \quad (12.11)$$

Horizontalno opterećenje od inercijskih sila (moment savijanja)

$$M_a = \frac{a_m}{g} (M_{ter} + M_{vit} + M_{nos}) \quad (12.12)$$

$a_m, m/s^2$ - ubrzanje kod pokretanja (zaustavljanja).

Horizontalno opterećenje vjetrom (moment savijanja)

$$M_{vj} = \frac{F_{vj} l}{8}, \quad Nm \quad (12.13)$$

$$F_{vj} = c q A_{vj} \cong 1,2 \cdot 250 l h, \quad N$$

za visinu nosača $h \cong l/15$, sila vjetra iznosi

$$F_{vj} \cong 20 l^2, \quad N; \quad l, m$$

a moment savijanja za granik u pogonu

$$M_{vj} \cong 2,5 l^3, \quad Nm \quad (12.14)$$

Proračunski moment savijanja od horizontalnih opterećenja iznosi:

- za I proračunsko opterećenje

$$M_{zI} = \gamma M_a \quad (12.15)$$

- za II proračunsko opterećenje

$$M_{zII} = \gamma M_a + M_{vj} \quad (12.16)$$

Računska poprečna sila od vertikalnog opterećenja iznosi

- za položaj vitla na sredini nosača

$$F_q = \gamma \psi \frac{Q}{4} + \gamma \frac{G_v}{4} \quad (12.17)$$

- za položaj vitla na kraju, $x = x_{min}$

$$F_{q,max} \cong \gamma \psi \frac{Q}{2} + \gamma \frac{G_v + G_{nos}}{2} \quad (12.18)$$

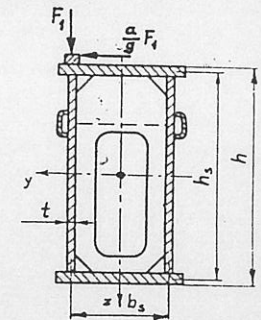
Moment torzije u slučaju nesimetričnog smještaja tračnice, sl.12.9, iznosi

$$M_t = \left[\gamma \psi \frac{Q}{2} \frac{b_s}{2} + \gamma \frac{G_v}{2} \frac{b_s}{2} + \gamma \left(\frac{a_m}{g} \right) \frac{Q + G_v}{2} \frac{h}{2} \right] \frac{l-x}{l}, \quad Nm \quad (12.19)$$

gdje je $\frac{a_m}{g} \cong \frac{l}{14}$, ako je pola kotača pogonskih,

$$M_t = M_{ts}, \quad \text{za } x = l/2, \quad (\text{vitlo u sredini})$$

$$M_t = M_{tmax}, \quad \text{za } x = x_{min}, \quad (\text{vitlo na kraju}).$$



Sl.12.9 Uvijanje kutijastog nosača

12.5.2 Kontrola maksimalnih naprezanja

Maksimalno normalno naprezanje u sredini nosača

$$\sigma_I = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_{zI}}{W_z} \leq \frac{R_e}{1,5}, \quad \text{za I proračunsko opterećenje} \quad (12.20)$$

$$\sigma_{II} = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_{zII}}{W_z} \leq \frac{R_e}{1,3}, \quad \text{za II proračunsko opterećenje}$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje u vertikalnom limu je

- za vitlo na sredini nosača

$$\tau = \frac{F_q}{2 t h_t} + \frac{M_{ts}}{2 b_s h_s t} \quad (12.21)$$

- za položaj vitla na kraju nosača ($x = x_{\min}$)

$$\tau = \frac{F_{g, \max}}{2 t h_o} + \frac{M_{t \max}}{2 b_s h_o t} \leq \tau_d \quad (12.22)$$

12.6. Kontrola naprezanja u zavarenim spojevima

a_z - računska dimenzija zavora ;

$S_y = b t_1 h_s / 2$, statički moment površine pojasa ;

$S_{y_o} = b t_1 h_o / 2$, statički moment površine pojasa na kraju nosača .

Kontrola zavarenog spoja vertikalnog lima i pojasa na sredini nosača

$$\sigma_{\parallel} = \frac{M_y}{I_y} \frac{h_t}{2} + \frac{M_z I}{I_z} \frac{b_s}{2} \quad (12.23)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_g S_y}{2 a_z I_y} + \frac{M_{t \max}}{2 b_s h_s a_z} \quad (12.24)$$

Spoj vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju):

- moment savijanja od vertikalnih opterećenja je

$$M_{y_o} = \gamma \left[\frac{l - x_{\min}}{l} x_{\min} \left(\psi \frac{Q}{2} + \frac{G_v}{2} \right) + \left(\frac{G_{nos}}{2} x_{\min} - \frac{G_{nos}}{l} \frac{x_{\min}^2}{2} \right) \right]$$

odnosno, približno je

$$M_{y_o} \cong \gamma x_{\min} \left(\psi \frac{Q}{2} + \frac{G_v}{2} + \frac{G_{nos}}{2} \right) \quad (12.25)$$

- moment savijanja od horizontalnih opterećenja je

$$M_{z_o} \cong \gamma x_{\min} (Q + G_v + G_{nos}) \frac{1}{2} \left(\frac{a_m}{g} \right) \quad (12.26)$$

- normalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača (spoj vertikalnog lima i pojasa) je

$$\sigma_{\parallel} = \frac{M_{y_o}}{I_{y_o}} \frac{h_o}{2} + \frac{M_{z_o}}{I_{z_o}} \frac{b_s}{2} \quad (12.27)$$

- tangencijalno naprezanje zavora na spoju vertikalnog lima i pojasa, na kraju nosača je

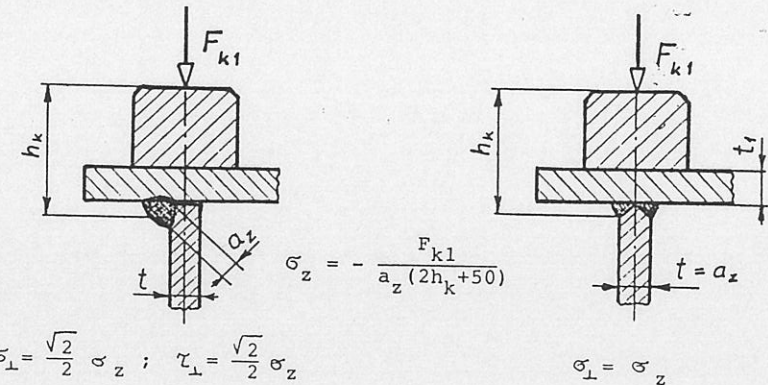
$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{g \max} S_{y_o}}{2 a_z I_{y_o}} + \frac{M_{t \max}}{2 b_s h_o a_z} \quad (12.28)$$

Naprezanjima prema (12.23) i (12.24) odnosno (12.27) i (12.28) treba superponirati odgovarajuća naprezanja prema sl.11.8 i sl.12.10 a zatim izvršiti kontrolu naprezanja na temelju izraza (ISO-hipoteza)

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \sigma_{\parallel} + 1,8 (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \beta \sigma_d \quad (12.29)$$

$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a_z} \right) ; a_z \text{ u mm ,}$$

$$\text{za } a_z \leq 4 \text{ mm , } \beta = 1 .$$



Sl.12.10 Dodatno naprezanje zavora od opterećenja kotača

12.7. Provjera stabilnosti limova

12.7.1 Vertikalni lim na sredini nosača

Maksimalno normalno naprezanje u polju vertikalnog lima na sredini nosača je

$$\sigma_{1s} = \frac{M_y}{I_y} \frac{h_t}{2} + \frac{M_z}{I_z} \frac{b_s}{2} \quad (12.30)$$

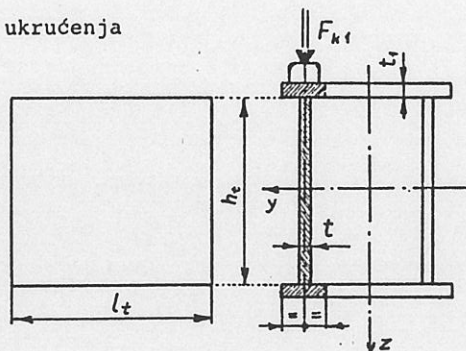
Ukoliko se tračnica nalazi iznad jednog od vertikalnih limova, naprezanju σ_{1s} prema (12.30) dodaje se naprezanje sekundarnog

savijanja između dva poprečna ukrućenja

$$\sigma_{\text{sek}} = \frac{M_{\text{sek}}}{I_y^*} \frac{h_t}{2},$$

gdje je: $M_{\text{sek}} = \frac{F_{k1} l_t}{4}$

I_y^* - moment inercije šrafirane površine, slika 12.11



Sl.12.11 Sekundarno savijanje lima

pa je

$$\sigma_1 = \sigma_{1s} + \sigma_{\text{sek}}, \quad \text{N/mm}^2$$

Za tako izračunati σ_1 treba biti ispunjen uvjet (12.2), tj.

$$\sigma_1 \leq 0,85 \sigma_d \quad \text{i} \quad \lambda = \frac{h_t}{t} \leq \frac{1725}{\sqrt{\sigma_1}}$$

Ukoliko uvjet vitkosti nije zadovoljen, treba dodati horizontalna ukrućenja (sl.12.3, JUS U.E7.121).

12.7.2 Tlačni pojas na sredini nosača

Maksimalno normalno naprezanje u pojasu na sredini nosača iznosi

$$\sigma_p = \frac{M_y}{I_y} \frac{h}{2}, \quad \text{N/mm}^2$$

Prema (12.4) treba biti rastojanje vertikalnih limova

$$b_s \leq \frac{700 t_1}{\sqrt{\sigma_p}}, \quad \text{mm}$$

Ukoliko uvjet nije zadovoljen treba dodati horizontalna ukrućenja i provesti provjeru prema JUS U.E7.121.

12.7.3 Vertikalni lim na kraju nosača

Prema (12.3) treba biti dužina polja

$$l_t = \frac{900 t}{\sqrt{\tau}}, \quad \text{mm}$$

gdje je τ , N/mm^2 , tangencijalno naprezanje izračunato prema (12.22).

Ovisno o veličini τ , dozvoljeni odnos l_t/t prema gornjem izrazu je

τ , N/mm^2	25	36	56,25	81
$l_t/t \leq$	180	150	120	100

12.8. Težina glavnog nosača

Ukoliko provedeni proračun zadovoljava u svim točkama, može se utvrditi točna težina glavnoga nosača na temelju usvojenih debljina limova te broja i dimenzija ukruta.

Ako tako izračunata težina ne iznosi više od 1,05 ranije predviđene težine, nije potrebno vršiti izmjene u proračunu. U suprotnom, ako je težina veća, potrebno je provesti kontrolu naprezanja s novom vlastitom težinom nosača.

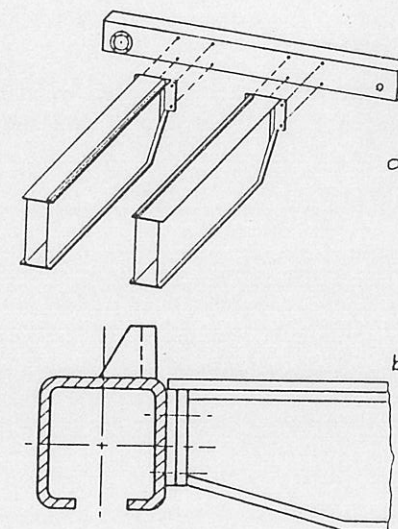
12.9. Spoj glavnog i čelnog nosača

Spoj glavnog i čelnog nosača je vrlo osjetljivi dio metalne konstrukcije mosnoga granika. Stoga ovaj spoj treba s pažnjom konstruirati i izraditi.

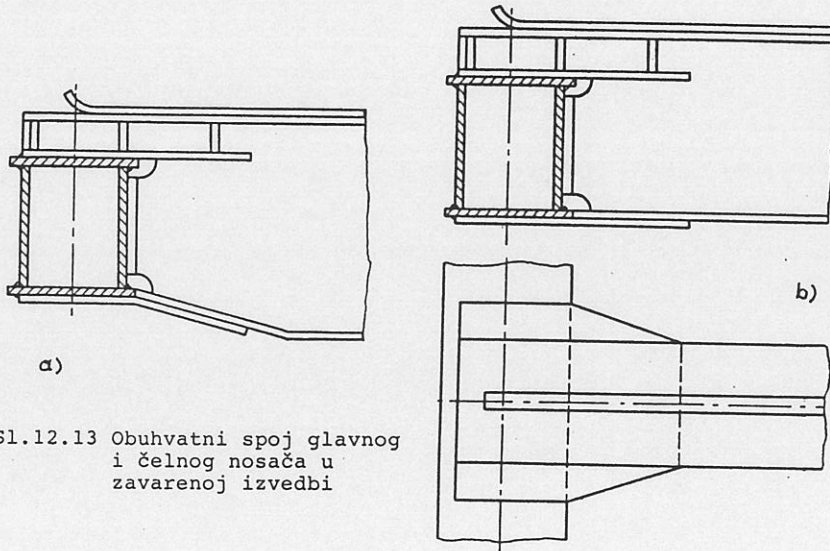
Pored svrhe povezivanja glavnih nosača s čelnim nosačem, ovaj spoj treba osigurati i potrebnu krutost veze u horizontalnom smjeru. Spoj se u današnje vrijeme ostvaruje vijčanom vezom (sl.12.12) i u zavarenoj izvedbi (Sl.12.13).

Sučeonni spoj s vijcima, sl.12.12 primjenjuje se za manje nosivosti, kod čega vijčani spoj prenosi poprečnu silu i moment savijanja.

Kod obuhvatnih spojeva, sl.12.13, vertikalni dio spoja prenosi poprečnu silu dok obuhvatni dio spoja s gornje i donje strane čelnoga nosača prenosi moment savijanja, sl.12.14.

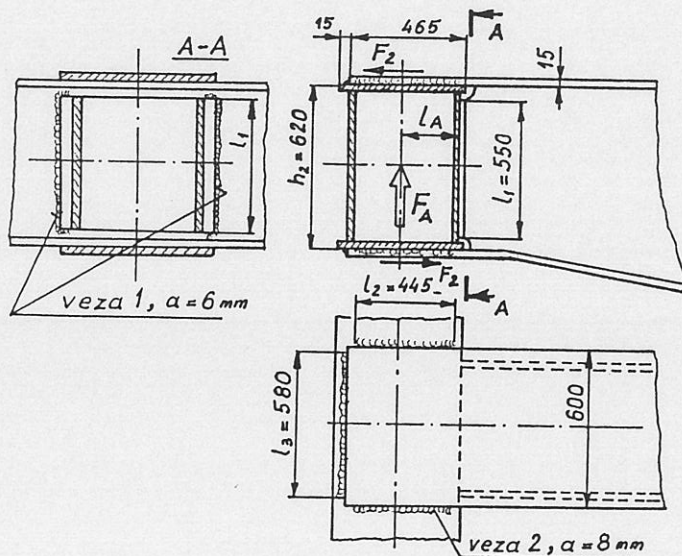


Sl.12.12 Spoj glavnog i čelnog nosača s vijcima



Sl.12.13 Obuhvatni spoj glavnog i čelnog nosača u zavarenoj izvedbi

12.10. Proračun zavarenog spoja glavnog i čelnog nosača



Sl.12.14 Skica uz proračun obuhvatnog spoja

Skica obuhvatnog spoja glavnog i čelnog nosača u zavarenoj izvedbi prikazana je na sl.12.14.

Podaci: materijal Č.0461, $R_e = 260$ MPa (granica tečenja),
 $F_A = 420$ kN, reakcija na kraju glavnog nosača,
 $l_A = 220$ mm. Ostale dimenzije prema skici.

Potrebno je provjeriti čvrstoću spoja za I proračunsko opterećenje.

$$\sigma_d = \frac{R_e}{1,5} = \frac{260}{1,5} = 173 \text{ MPa} ; \gamma_d = 0,6 \sigma_d = 104 \text{ MPa}$$

Veza 1: Ova veza prenosi poprečnu silu $F_q = F_A$

$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a_z}\right) = 0,933 ;$$

$$\sigma_{zd} = \beta \sigma_d = 161 \text{ MPa}, \text{ dozvoljeno naprezanje zavara.}$$

Tangencijalno naprezanje u vezi 1 je

$$\tau_{II} = \frac{F_q}{2 a_z l_1} = \frac{420 \cdot 10^3}{2 \cdot 6 \cdot 550} = 63,6 \text{ N/mm}^2 < \tau_d$$

Ekvivalentno naprezanje prema (12.29) je

$$\sigma_e = \sqrt{1,8 \tau_{II}^2} = 1,34 \tau_{II} = 85,3 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{zd}$$

Veza 2: Ova veza prenosi moment savijanja spoja

$$M_{sp} = F_A l_A = F_2 h_2 ; F_2 = F_A \frac{l_A}{h_2} = 149 \text{ kN}$$

Prema Tehničkim propisima za zavarene čelične konstrukcije [22], ako je

$$0,5 l_3 < l_2 \leq 1,5 l_3$$

uzima se da su bočni zavari iskorišteni u potpunosti a čeonu s 1/3 nosivosti, tj. da je ukupna nosiva površina zavara

$$A_2 = 2 a_z (l_2 - 2 a_z) + \frac{1}{3} a_z (l_3 - 2 a_z) = 83,68 \text{ cm}^2$$

Na taj način za bočni zavar je

$$\gamma_{||} = \frac{F_2}{A_2} = 17,8 \text{ N/mm}^2, \text{ odnosno}$$

$$\sigma_e = \sqrt{1,8 \gamma_{||}^2} = 1,34 \gamma_{||} = 23,8 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{zd}$$

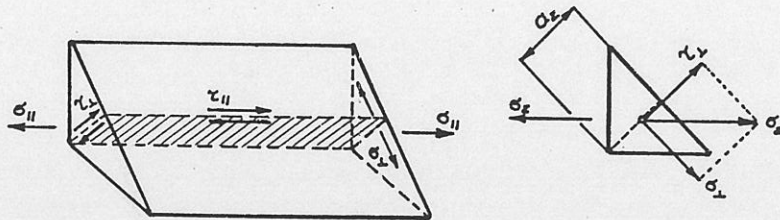
Za čeonu zavar je puno naprezanje

$$\sigma_z = \frac{F_2}{A_2} = 17,8 \text{ N/mm}^2, \text{ a komponente tog naprezanja su}$$

$$\sigma_{\perp} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sigma_z = 12,6 \text{ MPa} = \gamma_{\perp}$$

Ekvivalentno naprezanje čelnoga zavara je ($\beta = 0,9$)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 1,8 \gamma_{\perp}^2} = 21,1 \text{ MPa} < \sigma_{zd} = 156 \text{ MPa}$$



Sl.12.15 Komponente naprezanja u zavaru

12.11 Proračun vijčanih spojeva glavnog i čelnog nosača

U svrhu proračuna vijčanog spoja potrebno je najprije odrediti opterećenje vijčanog polja i to tako da se izvrši redukcija sila na središte vijčanog polja. Svi vijci u polju su istoga promjera.

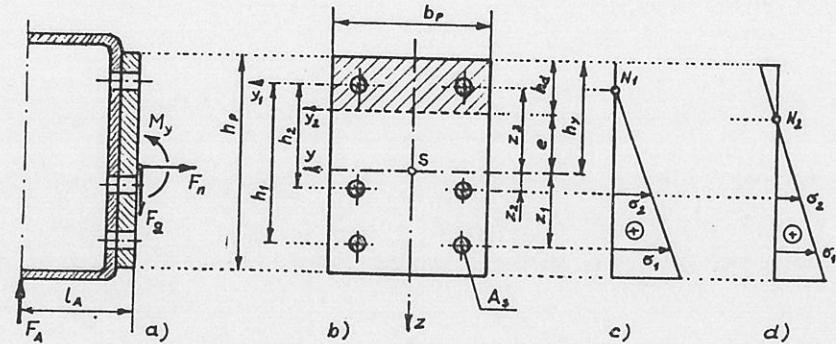
Tangencijalno naprezanje od poprečne sile i normalno naprezanje od uzdužne sile iznose

$$\gamma = \frac{F_q}{n A_q}; \quad \sigma_n = \frac{F_n}{n A_s}$$

gdje je: n - ukupni broj vijaka u polju;

A_q - presjek vrata vijka opterećenog poprečnom silom, mm^2 ;

A_s - minimalni presjek vijka, mm^2 .



Sl.12.16 Proračunska skica vijčanog spoja

Kod određivanja naprezanja odnosno sila u vijcima uslijed momenta savijanja M_y uvode se pretpostavke kao što je prikazano na slici 12.16 c) i d).

- a) U prvom slučaju (slika 12.16 c) pretpostavlja se linearna raspodjela naprezanja s neutralnom linijom u prvom redu vijaka, na tlačnoj strani presjeka.

S takvom pretpostavkom vrijedi

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{h_1}{h_2}, \quad \text{odnosno} \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{\sigma_1 A_s}{\sigma_2 A_s} = \frac{h_1}{h_2} \quad (12.31)$$

Moment inercije vijčanog polja obzirom na os y_1 je

$$I_{y_1} = \sum_{i=1}^n A_s h_i^2 = A_s \sum_{i=1}^n h_i^2 \quad (12.32)$$

pa je

$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \frac{M_y}{I_{y_1}} h_1 = \frac{M_y}{A_s \sum h_i^2} h_1 \quad (12.33)$$

a najveća sila u vijku

$$F_1 = \sigma_1 A_s = \frac{M_y}{\sum h_i^2} h_1 \quad (12.34)$$

- b) U drugom slučaju (sl.12.16 d) pretpostavlja se da je zbog krutosti spojnih ploča neutralna linija pomaknuta u os y_2 s raspodjelom naprezanja prema sl.12.16 d. Položaj neutralne linije odredi se iz uvjeta ravnoteže normalnih sila po presjeku, odakle slijedi da težište šrafirane površine ($b_p h_d$) i sume

površina vijaka u vlačnoj zoni treba biti na osi y_2 . Iz toga uvjeta slijedi nakon sređivanja

$$h_d = h_y - e = \sqrt{\frac{\Delta A_s^2}{b_p^2} + 2(h_y \frac{\Delta A_s}{b_p} + A_s \frac{\sum |z_i|}{b_p}) - \frac{\Delta A_s}{b_p}} \quad (12.35)$$

gdje je:

$\Delta A_s = \sum A_s^{(+)} - \sum A_s^{(-)}$, razlika sume površina presjeka vijaka u vlačnoj (+) i tlačnoj (-) zoni. Za položaj osi y_2 prema sl.12.16 b je $\Delta A_s = 4A_s - 2A_s = 2A_s$.
Iz navedenoga slijedi da je potrebno najprije pretpostaviti položaj osi y_2 između dva reda vijaka u tlačnoj zoni čime se može odrediti ΔA_s . Ukoliko prema (12.35) položaj osi y_2 ne padne između dva pretpostavljena reda vijaka, treba pretpostaviti drugi položaj y_2 .

$\sum_{i=1}^n |z_i| = |z_1| + |z_2| + \dots + |z_n|$, za polje prema sl.12.16 je

$$\sum_{i=1}^6 |z_i| = 2z_1 + 2z_2 + |2z_3|.$$

Nakon određivanja položaja osi y_2 odredi se moment inercije nosive površine oko osi y_2 , tj.

$$I_{y_2} = \frac{b_p h_d^3}{3} + A_s \sum_{i=1}^{n_{vz}} (z_i + e)^2 \quad (12.36)$$

n_{vz} - ukupno broj vijaka u vlačnoj zoni polja.

Maksimalno naprezanje u vijcima je tada

$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \frac{M_y}{I_{y_2}} (z_1 + e) \quad (12.37)$$

odnosno, odgovarajuća sila u vijku

$$F_1 = \sigma_1 A_s \quad (12.38)$$

Od izračunatih maksimalnih sila u vijcima prema (12.34) i (12.38) mjerodavna je veća sila.

Maksimalna sila u vijku treba biti

$$F_1 \leq 0,8 F_p \quad \text{za I proračunsko opterećenje,}$$

gdje je: F_p - sila pritezanja vijka prema JUS U.E7.140.

Sila pritezanja vijaka visoke čvrstoće (VV vijaka) može se odrediti prema

$$F_p = (0,7 \dots 0,8) \sigma_{0,2} A_s, \quad N \quad (12.39)$$

A_s - presjek vijaka, mm^2 ;

$\sigma_{0,2}$ - konvencionalna vrijednost granice razvlačenja, N/mm^2 ;

a moment pritezanja

$$M_p = 0,16 F_p d, \quad \text{Nm} \quad (12.40)$$

F_p , kN ; d - promjer vijka, mm.

Brojčani primjer 1: Odrediti maksimalno opterećenje vijaka uslijed momenta savijanja $M_y = F_A l_A$ za vijčano polje prema sl.12.16 i 12.17.

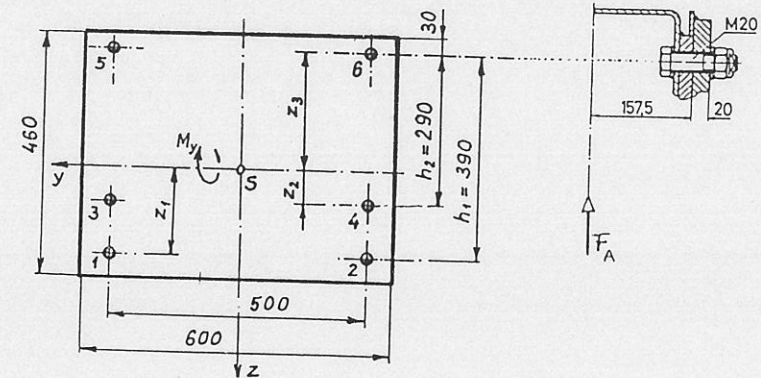
Vijci su dimenzije M 20, materijal vijaka je 10.9, presjek $A_s = 2,45 \text{ cm}^2$, $n = 6$ vijaka, materijal spojnih ploča ČN 24.

Dozvoljena sila pritezanja vijka M 20 je

$F_p = 154 \text{ kN}$, a moment pritezanja

$M_p = 493 \text{ Nm}$ (JUS U.E7.140)

$F_A = 170 \text{ kN}$; $l_A = 157,5 \text{ mm}$.



Sl. 12.17 Primjer br.1 vijčanog spoja

Rješenje:

$$\sum A_s = 6A_s = 6 \cdot 2,45 = 14,7 \text{ cm}^2$$

središte polja

$$z_3 = \frac{2A_s h_1 + 2A_s h_2}{\sum A_s} = 22,667 \text{ cm}$$

$$z_1 = h_1 - z_3 = 16,333 \text{ cm}; \quad z_2 = h_2 - z_3 = 6,333 \text{ cm}$$

$$\sum_{i=1}^6 z_i = 2(z_1 + z_2 + z_3) = 90,666 \text{ cm}$$

a) Neutralna linija prolazi središtem vijaka 5 i 6.

Maksimalna sila u vijcima 1 i 2 iznosi

$$F_1 = F_2 = \frac{M_y}{\sum h_i^2} h_1 = \frac{2677,5}{4724} \cdot 39 = 22,1 \text{ kN}$$

$$M_y = F_A l_A = 170 \cdot 15,75 = 2677,5 \text{ kNcm}$$

$$\sum h_i^2 = 2h_1^2 + 2h_2^2 = 4724 \text{ cm}^2$$

b) Neutralna linija prolazi ispod spojnice vijaka 5-6, sl.12.16 d.

Položaj neutralne linije odredi se prema (12.35)

$$h_d = \sqrt{\left(\frac{4,9}{60}\right)^2 + 2\left(25,667 \frac{4,9}{60} + 2,45 \frac{90,666}{60}\right) - \frac{4,9}{60}} = 3,325 \text{ cm}$$

$$e = h_y - h_d = 22,34 \text{ cm}, \quad \text{što je praktički na liniji 5-6.}$$

Moment inercije prema (12.36) je

$$I_{y2} = \frac{60 \cdot 3,325^3}{3} + 2,45 \cdot 2 \left[(16,333 + 22,34)^2 + (6,333 + 22,34)^2 \right]$$

$$I_{y2} = 12091,3 \text{ cm}^4$$

Maksimalno naprezanje u vijcima prema (12.37) je

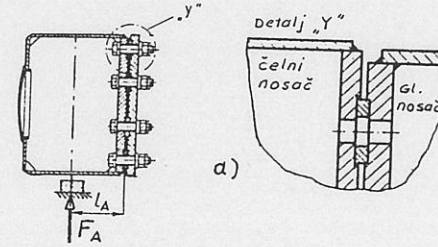
$$\sigma_1 = \frac{M_y}{I_{y2}} (z_1 + e) = \frac{2677,5}{12091} \cdot 38,673 = 8,56 \text{ kN/cm}^2$$

i maksimalna sila u vijku

$$F_1 = \sigma_1 A_s = 8,56 \cdot 2,45 = 20,98 \text{ kN}$$

U ovom primjeru je za slučajeve a) i b) dobiven približno isti rezultat. Maksimalna sila $F_1 \cong 22 \text{ kN}$ je dovoljno ispod dozvoljene sile pritezanja $F_p = 154 \text{ kN}$, pa je pritezanjem dovoljno ostvariti i manju silu.

Brojčani primjer 2: Odrediti maksimalno opterećenje vijaka uslijed momenata savijanja M_y i M_z , za vijčano polje prema sl.12.18.

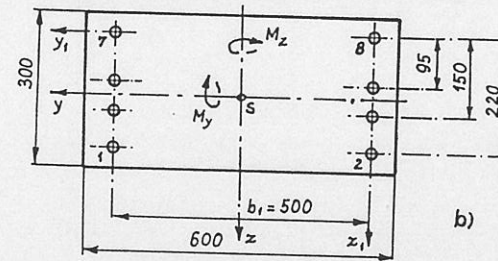


Vijci su M 20, materijal vijaka 10.9, materijal ploča ČN 24. Ostale dimenzije prema skici.

$$M_y = F_A l_A = 1800 \text{ kNcm};$$

$$M_z = 1000 \text{ kNcm.}$$

Za način spajanja prikazan na sl.12.18a realna je pretpostavka a), tj. da se neutralna linija od opterećenja momentom M_y nalazi na spojnicama 7-8, a neutralna linija od djelovanja momenta M_z na spojnicama 2-8.



Sl.12.18 Primjer br.2 vijčanog spoja

Superpozicijom djelovanja momenta M_y i M_z maksimalno je opterećen vijak 1, tj.

$$F_1 = F_{\max} = \frac{M_y}{\sum h_i^2} h_1 + \frac{M_z}{\sum b_i^2} b_1$$

$$\sum h_i^2 = 2(22^2 + 15^2 + 9,5^2) = 1598,5 \text{ cm}^2$$

$$\sum b_i^2 = 4 b_1^2 = 4 \cdot 50^2 = 10000 \text{ cm}^2$$

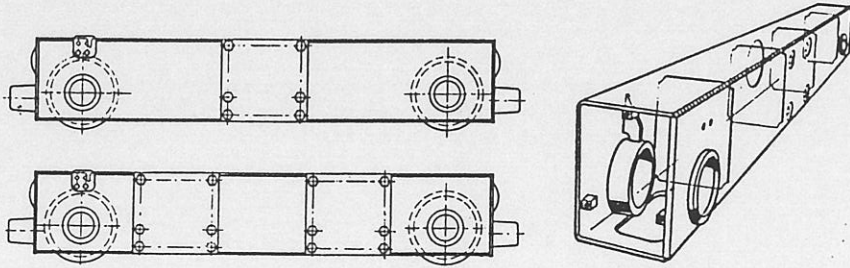
$$F_1 = \frac{1800}{1598,5} \cdot 22 + \frac{1000}{10000} \cdot 50 = 24,77 + 5 = 29,77 \text{ kN},$$

dok je dozvoljena sila pritezanja $F_p = 154 \text{ kN}$.

Proračun čelnih ploča vijčanog spoja: JUS U.E7.140, Prilog A.

12.12 Proračun čelnoga nosača

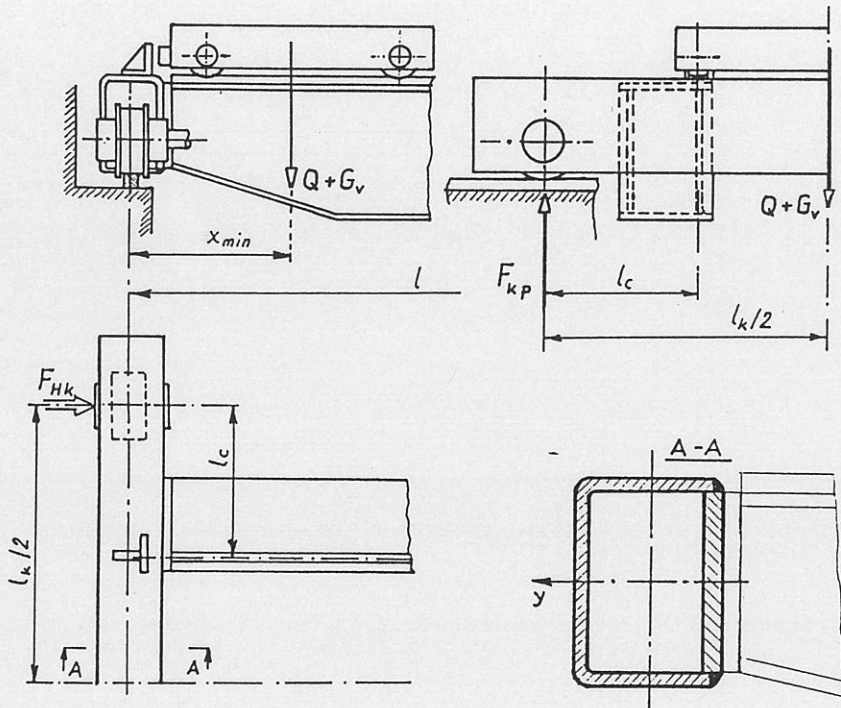
Čelni nosač opterećen je na savijanje uslijed vertikalnog opterećenja glavnih nosača i horizontalne sile vođenja F_{Hk} . Kontrolu naprezanja treba provesti kod najnepovoljnijeg položaja vitla ($x = x_{min}$).



Sl.12.19 Čelni nosači

- a) za most s jednim nosačem
b) za most s dva nosača

Sl.12.20 Kutijasti čelni nosač



Sl.12.21 Proračunska skica čelnoga nosača

Za čelni nosač s dva kotača i dva glavna nosača, maksimalno proračunsko opterećenje kotača za određivanje vertikalnog opterećenja čelnog-nosača je

$$F_{k,p} = \gamma (\psi Q + G_v) \frac{l - x_{min}}{l} \frac{1}{2} + \gamma (G_{nos} + G_p) / 2 \quad (12.41)$$

Horizontalna sila F_{Hk} odredi se prema točki 11.1.2.2 b) tj.

$$F_{Hk} = \lambda F_{k,max} = \lambda \left[(Q + G_v) \frac{l - x_{min}}{l} \frac{1}{2} + (G_{nos} + G_p) / 2 \right] \quad (12.42)$$

gdje je: G_p - težina čelnoga nosača.

Momenti savijanja su

$$M_y = F_{k,p} l_c ; \quad M_z = F_{Hk} l_c$$

a maksimalno naprezanje treba biti

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} \leq \sigma_d \quad (12.43)$$

13. TOK PRORAČUNA GRANIKA

1. Ulazni podaci

- 1.1 - nosivost, kapacitet
- 1.2 - geometrijski parametri
- 1.3 - kinematički parametri
- 1.4 - pogonska grupa, uvjeti rada, vijek trajanja
- 1.5 - način zahvaćanja tereta
- 1.6 - važeći propisi (standardi)
- 1.7 - raspoloživi odnosno potrebni materijali
- 1.8 - posebni zahtjevi

2. Elementi za prihvat tereta

- 2.1 Izbor i osnovne karakteristike sredstva za prihvat tereta
- 2.2 Izbor i proračun nosivog sredstva (uže + koloturnik + kuka, lanci + kuka, i sl.)
- 2.3 Izbor i proračun zahvatnog sredstva (grabilica, zahvatna kliješta, magnet i sl.)
- 2.4 Sredstva za vješanje tereta (lanci, užad, trake i sl.)

3. Mehanizam za dizanje tereta

- 3.1 Osnovne karakteristike mehanizma za dizanje (brzina vrtnje motora, prijenosni odnosi, ...)
- 3.2 Proračun i konstrukcijsko rješenje bubnja, osovine bubnja, veze užeta s bubnjem
- 3.3. Izbor motora i reduktora (proračun reduktora)
- 3.4 Kočnica, upravljanje kočnicom

4. Mehanizam za vožnju vitla

- 4.1 Otpori vožnje (procjena težine vitla, izbor ležajeva, otpor vjetra)
- 4.2 Dimenzioniranje kotača (broj kotača, opterećenje kotača, ...)
- 4.3 Osnovne karakteristike mehanizma za vožnju (broj pogonskih kotača, vrsta pogona, prijenosni odnosi, ...)
- 4.4 Motor za vožnju, reduktor za vožnju (provjera motora na pokretanje, provjera proklizavanja kotača)
- 4.5 Kočnica, upravljanje kočnicom

4.6 Proračun i konstrukcijsko rješenje okvira vitla

5. Ostali pogonski mehanizmi (ako postoje)

- mehanizam za okretanje,
- mehanizam za promjenu dohvata.

6. Nosiva konstrukcija

- 6.1 Osnovne karakteristike nosive konstrukcije (oblik, izvedba - punostjena ; rešetkasta, procjena težine, koncepcija mehanizma za vožnju)
- 6.2 Opterećenja nosive konstrukcije
 - glavna, dopunska, posebna opterećenja;
 - momentni, dijagrami, poprečne sile, normalne sile, ...
- 6.3 Oblikovanje nosive konstrukcije
 - pretpostavljanje oblika presjeka glavnih nosivih elemenata i računanje geometrijskih karakteristika presjeka.
- 6.4 Provjera krutosti i maksimalnih naprezanja
- 6.5 Provjera stabilnosti elemenata nosive konstrukcije (stabilnost limova, štapova, ...)
- 6.6 Težina nosive konstrukcije (točnije određivanje težine i usporedba s procijenjenom težinom, korekcija proračuna ako je potrebno, eventualno smanjenje težine optimiranjem pomoću računala).
- 6.7 Provjera čvrstoće spojeva (zavareni spojevi, spojevi s vijcima, zakovicama, ...)

7. Mehanizam za vožnju nosive konstrukcije (mosta, portala, ...)

- 7.1 Otpori vožnje
- 7.2 Dimenzioniranje kotača (ukupni broj kotača, opterećenje kotača, ...)
- 7.3 Osnovne karakteristike mehanizma za vožnju (broj pogonskih kotača, vrsta pogona, prijenosni odnosi, ...)
- 7.4 Motor za vožnju, reduktor za vožnju
- 7.5 Kočnica, upravljanje kočnicom

8. Sigurnost granika protiv prevrtanja

8.1 Računsko određivanje sigurnosti protiv prevrtanja

- normalni rad bez vjetra,
- normalni rad s vjetrom,
- orkanski vjetar, van pogona.

8.2 Sigurnost protiv pokretanja vjetrom

9. Sigurnosni elementi granika

9.1 Odbojnici

9.2 Osiguranja od preopterećenja

9.3 Ostali sigurnosni elementi i uređaji

L I T E R A T U R A

- [1] Aleksandrov, M.P. : Pod'emno-transportnye mašiny, Vysšaja škola, Moskva, 1979.
- [2] Aumund, Mechtold : Hebe- und Förderanlagen, Springer Verlag, Berlin 1969.
- [3] Ernst, H. : Die Hebezeuge, Band I, Vieweg&Sohn, Braunschweig 1973.
- [4] Ernst, H. : Die Hebezeuge, Band II, Vieweg&Sohn, Braunschweig 1961.
- [5] Hänchen, R. : Winden und Krane, Verlag von Julius Springer, Berlin 1932.
- [6] Korolev V.D. : Kanatnoe proizvodstvo, Metallurgija, Moskva 1980.
- [7] Kowalski H. : Konstruktion der Winden und Krane, Hermann Schroedel Verlag, Hannover 1948.
- [8] Kudrjavcev V.N. : Planetarnye peredači, Spravočnik, Mašinstroenie, Leningrad 1977.
- [9] Mücke, A. : Die Verzanung bei Einbaugelenken für Seiltrommeln, Fördern und Heben, 1963 (11).
- [10] Mücke, A. : Ein Einbaugelenk für statisch unbestimmte Wellenlagerungen, Fördern und Heben, 1961 (3).
- [11] Pajer, Scheffler,... : Unstetigförderer 1, VEB Verlag Technik, Berlin 1979.
- [12] Reitor, G. : Fördertechnik, Carl Hanser Verlag, München 1979.
- [13] Scheffler, Pajer,... : Grundlagen der Fördertechnik, VEB Verlag Technik, Berlin 1982.
- [14] Serdar, J. : Prenosila i dizala, Tehnička knjiga, Zagreb 1965.
- [15] Skalicki, B. : Elektromotorni pogoni, Liber, Zagreb, 1976.
- [16] Strathausen, E. : Hebemaschinen, Band 1, Band 2, Georg Westermann Verlag, Braunschweig, 1963.
- [17] Šćap, D. : Prilog dinamičkoj analizi mehanizama i problemima regulacije brzine, Magistarski rad, Zagreb 1974.
- [18] ten Bosch, M. : Berechnung der Maschinenelemente, Springer Verlag, Berlin 1953.
- [19] Zercalov, A.I. : Krany s žestkim podvesom gruz, Mašinstroenie, Moskva 1979.
- [20] Zillich, E. : Fördertechnik, Band 1, Werner Verlag, Düsseldorf 1971.

- [21] Pfeifer, N. : Grundlagen der Fördertechnik, Vieweg, Braunschweig, 1983.
- [22] "Zbirka tehničkih propisa u građevinarstvu", Građevinska knjiga, Beograd 1980.
- [23] Dedijer, S. : Osnovi transportnih uređaja, Građevinska knjiga, Beograd 1983.
- [24] Ostrić, D. : Metalne konstrukcije, Mašinski fakultet Beograd, 1984.
- [25] Rudenko, N.F., Rudenko, V.N. : Gruzopod'emnye mašiny, Atlas konstrukcij, Mašinstroenie, Moskva 1970.
- [26] Remta, Kupka, Dražan: Jeraby, I dil. SNTL, Praha 1974.
- [27] Schulz, E. : Die Bemessung und Berechnung von Laufkranen in den USA, Fördern und Heben, 1963 (8).
- [28] Gohberg, M.M. : Metalličeskie konstrukcii pod'emno-transportnyh mašin, Mašinstroenie, Leningrad 1969.
- Diplomski radovi:
- Vukoja Ivan : Portalni lučki granik 20/5 t, FSB, Zagreb 1987.
- Medić Miomir : Portalni lučki granik 5 t, FSB, Zagreb 1987.
- Drvoderić Dragutin : Tipizacija reduktora mehanizama za dizanje tereta, FSB, Zagreb 1987.
- Radić-Lima Denis : Proračun glavnog nosača mosnoga granika pomoću računala, FSB, Zagreb 1987.
- Standardi: DIN : Normen über Hebezeuge, Taschenbuch 44, Beuth Verlag, Berlin-Köln, 1976.
- DIN : Normen über Drahtseile, Taschenbuch 59, Beuth Verlag, Berlin-Köln, 1976.
- JUS : Standardi za industrijske dizalice (JUS M.D1.020 do M.D1.251)
- JUS : Standardi za čeličnu užad (JUS C.H1.020 do C.H1.304)
- JUS : Standardi o nosivim čeličnim konstrukcijama (JUS U.E7.081 do E7.140)
- Katalozi i prospekti : Rade Končar, Zagreb
- MAN, Nürnberg (slike 1.7 do 1.23)
- Elektrokovina, Maribor
- Đuro Daković, Slavonski Brod
- Mannesmann - Demag Fördertechnik, Wetter.

K A Z A L O

- Adhezijska težina 62
- Adhezioni koeficijent (koeficijent odupiranja) 62
- Akceleracija, v. ubrzanje
- Broj nosivih užeta 20
- Bubanj 28
- dužina bubnja 36
 - konstrukcija 31
 - osnovne dimenzije 28
 - osovina bubnja 30
 - proračun osovine 35
 - proračun stijenke 28
 - spoj s reduktorom 32
 - veza s užetom 37
- Čelična užad 23
- dimenzioniranje 23
 - pramena 24
 - pregled konstrukcija 24
 - primjer izbora 25
 - veza s bubnjem 37
- Čelni nosač 172
- Diferencijalna sklopka 16
- Diferencijalni reduktor 96
- Dinamički faktor 144
- Dizalica, v. granik
- Dozvoljeno naprezanje nosive konstrukcije 150
- Dužina bubnja 36
- Elektrohidraulički potiskivač 126
- Elektromotor 66
- brzina vrtnje 85
 - izbor 66
 - primjer provjere instalirane snage 72
 - tablice za izbor 76
 - za dizanje 67
 - za vožnju 67
- Faktor, dinamički 144
- Faktor ispune čeličnog užeta 23
- Faktor pogonske grupe 125
- Frikcioni materijali, svojstva 121
- Glavni nosač 145, 153
- opterećenja 144
 - progib 156
 - proračun 153
 - visina nosača 154
- Granik 1
- načini upravljanja 13
 - pogonski mehanizam 13
 - pregled vrsta 1
 - tok proračuna 174
- Intermitirani pogon 66
- Izbor elektromotora 66, 76
- Jednadžba gibanja mehanizma 55
- Kinematički parametri 64
- Koaksijalni mehanizam za dizanje 138
- Kočna obloga 116, 125
- Kočnice 114
- dimenzioniranje bubnja 117
 - dvočeljusne 114
 - priključne-mjere 116
 - primjer proračuna 129
 - zagrijavanje 118
- Koeficijent sigurnosti
- čeličnih užeta 23
 - kuke 40
 - nosive konstrukcije 150
 - momenta kočenja 57
- Koloturnik 21
- obični 21
 - stupanj djelovanja 20
 - udvojeni 21
- Kotači 105
- broj pogonskih kotača 70
 - dimenzioniranje 105
 - oblik profila 105
 - raspodjela opterećenja 151
 - s direktnim pogonom 111
 - s kliznim ležajevima 107
 - s valjnim ležajevima 109
- Kuke 40
- dimenzije 43, 44, 45, 46
 - dozvoljena naprezanja 40
 - dvokraka 41, 45
 - jednokraka 41, 44
 - matice 47
 - nosač kuke 49
 - nosivost 40
 - obrađeni vrat kuke 46
 - proračun 41
 - sklop vješanja 48, 50
- Kutijasti nosač 153
- kontrola krutosti 156
 - kontrola naprezanja 157
 - oblikovanje presjeka 153

- procjena težine	156
- proračun	153
- stabilnost limova	155, 161
- ukrućenja	154
- vitkost limova	154
Mehanizam	14
- jednadžba gibanja	55
- za dizanje	15, 20, 52, 84, 138
- za okretanje	17
- za promjenu dohvata	18
- za vožnju	14, 59
Moment inercije reducirane mase	53
Moment kočenja	56, 57, 61
Moment pokretanja	56
Moment, reducirani	53
Nosiva konstrukcija	144
- dozvoljena naprezanja	150
- materijali	150
- opterećenja	144
- stabilnost elemenata	151, 155
Opterećenje	
- dopunsko	144
- glavno	144
- posebno	148
- kotača	105
- nosive konstrukcije	144
- snijegom	147
- vjetrom	64, 147
Otkočna sila	115
Otkočni elektromagnet	125
Otkočni uređaj	125
Otpori vožnje	59, 68
- specifični	59
Planetarni reduktor	16, 93
Pokretanje vitla ili mosta	59, 64
Potiskivač, elektrohidraulički	126
Pramena čelična užad	24
Progib mosta	156
Proračun	
- bubnja	28
- kočnice	117, 129
- kotača	105
- kuke	41
- kutijastog nosača	153
- okvira vitla	133
- užeta	23
- vijčanog spoja	166
- zavarenih spojeva	160, 164

Proračunska opterećenja	149
Rad kočenja	122
Reducirani moment	53
Redukcija masa i sila	52
Reduktor	84
- diferencijalni	96
- izbor	89
- mehanizma za dizanje	84
- planetarni	93
- prenosni odnosi	89
- s dvije brzine	102
Relativno trajanje uključenja	66
Sila	
- otkočna	115
- pokretanja	60, 69
- u opruzi kočnice	115
- u užetu	21
Sklopka za ograničavanje visine dizanja	142
Snaga motora	59, 66
- provjera proklizavanja	69
- za dizanje	67
- za vožnju	67
Spoj glavnog i čelnog nosača	163
- vijčani spoj	165
- zavareni spoj	164
Spojka	82
- bubnja	32
- elastična, s bubnjem za kočnicu	82
- zupčasta	35, 83
Stabilnost limova	155, 161
Stupanj djelovanja	20
- kod kočenja	58
- koloturnika	20
- užetnika	20
Težina	
- glavnog nosača	156, 163
- vitla	143
Tok proračuna granika	174
Tračnice	104
Trajanje obloge	123
Ubrzanje	62
- kod pokretanja	62, 65
- kod zaustavljanja	62, 65
- tangencijalno	65
Upravljanje kočnicama	127
Užad, v. čelična užad	

Užetnik	26
- minimalni promjer	26
- glavne dimenzije	26, 27
- osovina užetnika	27
- profil žlijeba	26
- standardni promjeri	26
- za izravnavanje	26, 39
Veza bubnja s reduktorom	32
Veza užeta s bubnjem	37
Vijčani spoj glavnog i čelnog nosača	166
Visina glavnog nosača	154
Vitlo	133
- konstrukcijske izvedbe	136
- okvir	133
- ovjesno	139
- procjena mase	143
- rastojanje tračnica	133
Vožnja	59
- izbor brzine	66
- otpori	59, 68
- pokretanje	59
- ustaljena	59
- zaustavljanje	59
Vrijeme	
- pokretanja	64
- zaustavljanja	64
Willisova formula	94
Zaustavljanje vitla ili mosta	59, 64
Zavareni spojevi, kontrola naprezanja	160, 164