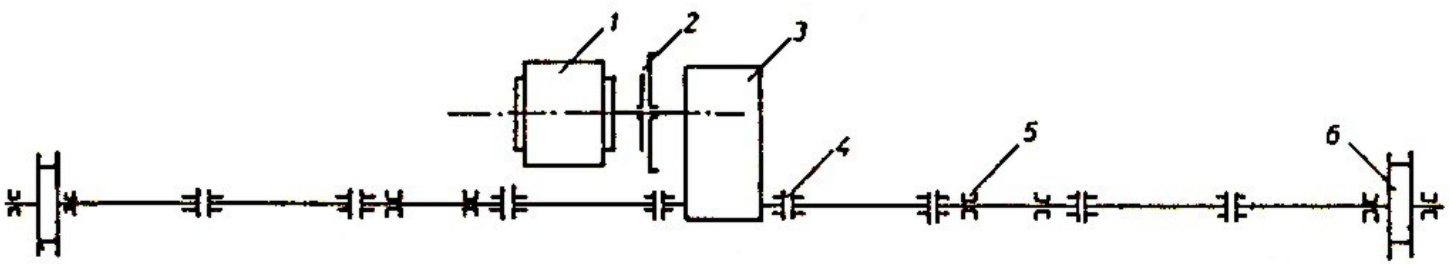
KATEDRA ZA MEHANIZACIJU
MAŠINSKI FAKULTET U BEOGRADU

Transportni uređaji

Mehanizmi za translatorno kretanje

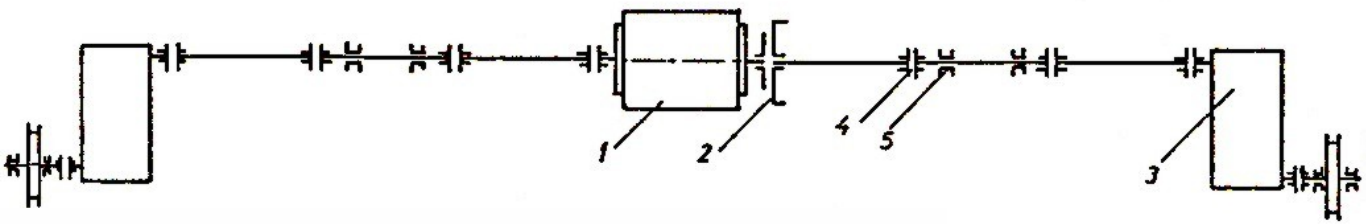
Profesor dr Nenad Zrnić, izvodi sa predavanja

Mehanizmi kretanja služe za premeštanje industrijskih dizalica, kolica dizalica, viljuškara, pretovarnih mostova i sl. koji se koriste za premeštanje tereta.
Energija kretanja mehanizma za kretanje je predodređena da se suprostavi sili otpora kretanja kod horizontalnih i nagnutih puteva po kojima se kreće mašina, odnosno vitlo.
Konstrukcija mehanizma za kretanje može biti veoma različita i zavisi od tipa i namene mašine i mogu biti klasifikovane po načinu oslanjanja na podlogu i to na one koji se oslanjaju točkovima, gusenicama i šetačkim mehanizmima.
U zavisnosti od konstrukcionog rešenja razlikuju se pogoni sa individualnim pogonom na svakom točku (**odvojeni pogon**) i sa centralizovanim (**centralnim**) pogonom.
Centralni pogon može da bude sa sporohodim transmisionim vratilom ili sa brzohodim transmisionim vratilom. Kada se koriste točkovi koji se kreću po šinama koristi se i individualni pogon kao i centralni pogon.
Na slici je prikazan **centralni pogon sa sporohodnim transmisionim vratilom**.

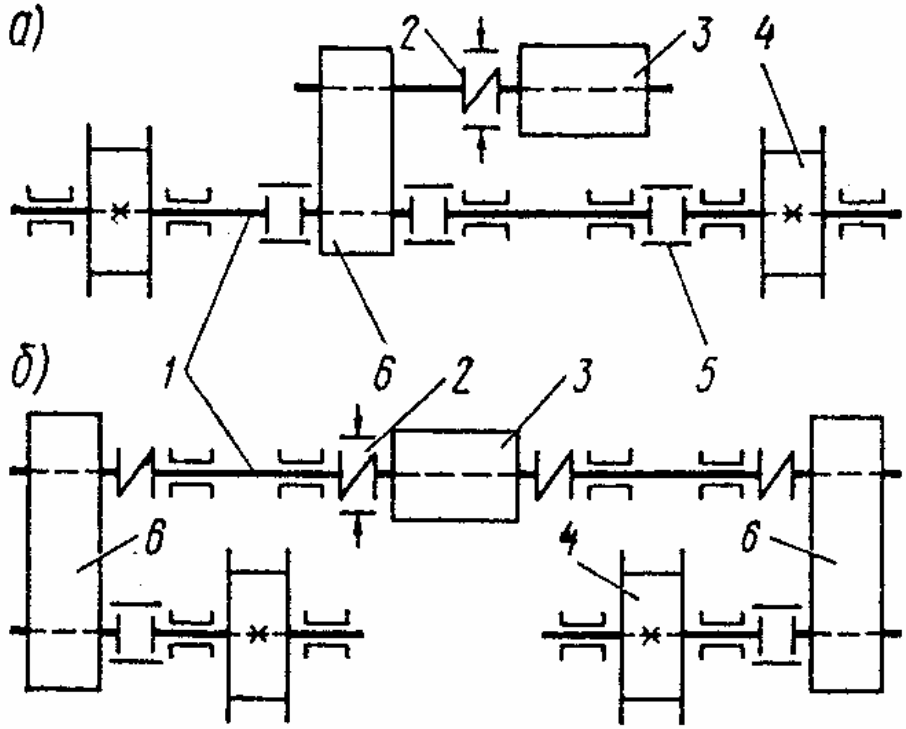


1. elektromotor;
2. kočiona spojnica;
3. reduktor;
4. kruta spojnica ili zupčasta spojnica;
5. ležiste;
6. točak.

Na slici je prikazan centralni pogon sa brzohodnim transmisionim vratilom.



1. elektromotor;
2. kočiona spojnica;
3. reduktor;
4. kruta spojnica ili zupčasta spojnica;
5. ležiste;
6. točak.

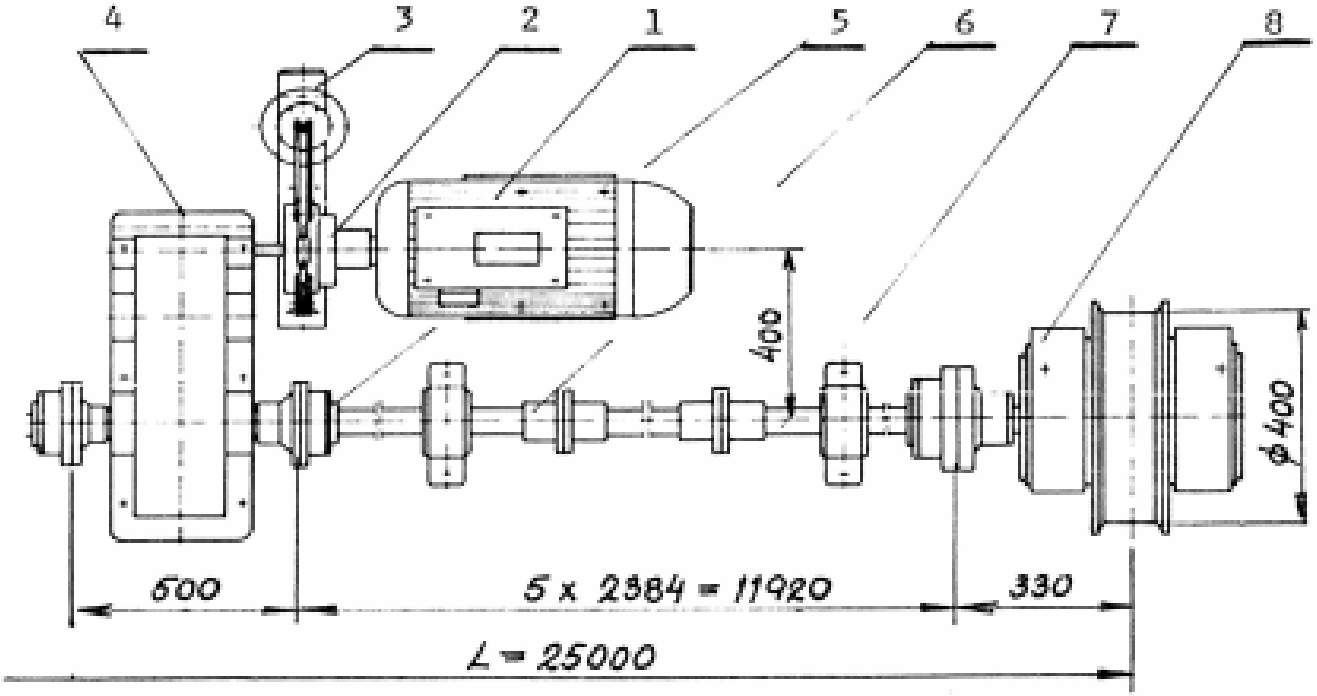


Na slici levo su prikazane dve različie varijante sa **sporohodim (a)** i **brzohodnim vratilom (b).**
Sporohodno vratilo 1 (slika a) sjedinjeno je sa točkovima 4 zupčastim spojnicama 5. Elektromotor 3 predaje moment na sporohodno vratilo preko reduktota 6. Između reduktora i motora nalazi se kočnica 2.

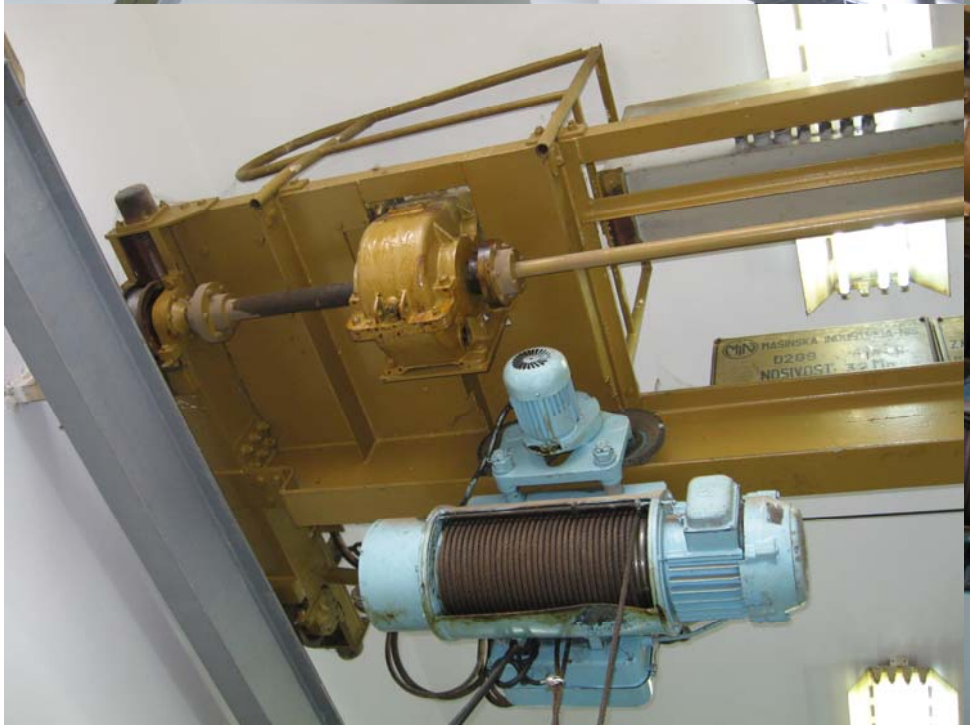
Na slici (b) sa brzohodnim vratilom 1 nalazi se elektromotor 3 sa kočnicom 2 i dva izlazna vratila koja predaju moment točkovima 4 kroz dva reduktora 6.

Za kretanje dizalice usvaja se centralni pogon sa sporohodnim vratilima, koji je prikazan na sl. 6.12. Sastavne komponente ovog mehanizma su:

1. Dizalični klizno-kolutni motor tipa ZPD "Sever" - Subotica,
2. Elastična spojnica sa kočionim dobošem - JUS M.C1.516,
3. Dvopapučna kočnica sa ELHY - podizačem,
4. Horizontalni reduktor sa vratilom koje ima dva izlaza (S MIN),
5. Zupčaste spojnice uz reduktor i točkove 4 kom. (S MIN),
6. Krute spojnice JUS M.C1.510,
7. Transmisiona vratila sa ležajevima,
8. Kretni točkovi JUS M.D1.110,
   Slobodni točkovi JUS M.D1.111.



Sl. 6.12 Mehanizam za kretanje dizalice sa centralnim pogonom



Iskustveno je ustanovljeno, da je pri većim rasponima točkova bolje koristiti rešenje sa brzohodnim vratilima čime se smanjuje masa konstrukcije, pri malim rasponima ekonomičnije je primenjivati rešenje sa sporohodnim vratilima (kod ovog rešnja može se primenjivati i cevasto vratilo).

Kada dimenzionišemo vratilo centralnog pogona moramo izvršiti određene provere. Dugačka transmisiona vratila treba proveriti na uvijanje, uglo uvijanja ne sme biti veći od φ=0.01 rad/m. Ugao uvijanja se određuje iz izraza:

$$\varphi = \frac{M_u}{G \cdot I_o} \qquad \theta = \frac{M_u \cdot l}{G \cdot I_o}$$

$$l = \frac{L}{2}$$

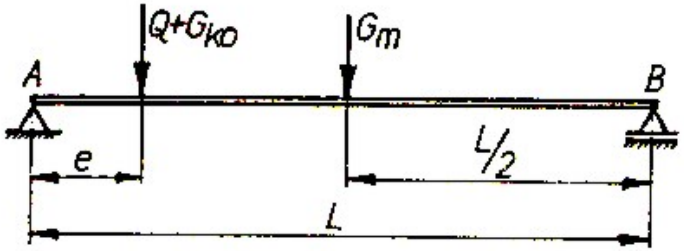
M_u – moment uvijanja na vratilu

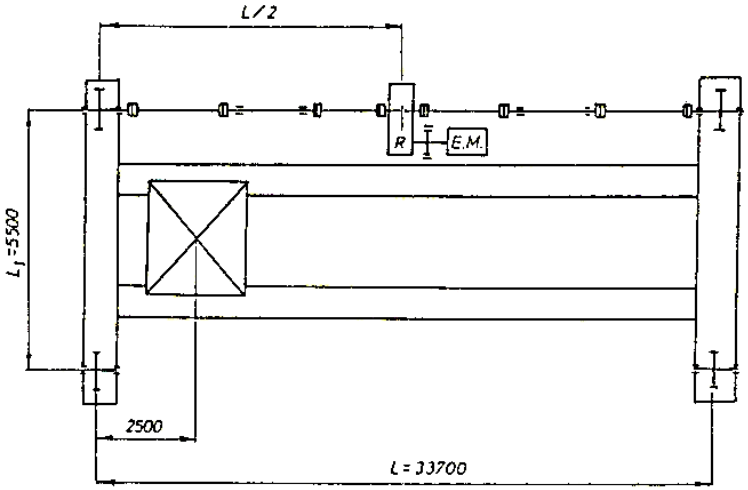
G – modul klizanja

I_0 – polarni moment inercije

Maksimalni moment uvijanja računa se pri položaju kolica sa teretom na najmanjem dozvoljenom rastojanju e od jednog oslonca. Uvijanje vratila izaziva zakošenje mosta, što je posledica neravnomernog obrtanja levog i desnog točka, koje je izazvano neravnomernom raspodelom opterećenja na sve točkove (ekscentričan položaj kolica u odnosu na težište dizalice) i zbog različitih prečnika točkova (nesavršenost izrade) koji mogu da se kotrljaju po npr. denivelisanim šinama, odnosno šinama koje nisu istih dimenzija usled grešaka u uzradi.

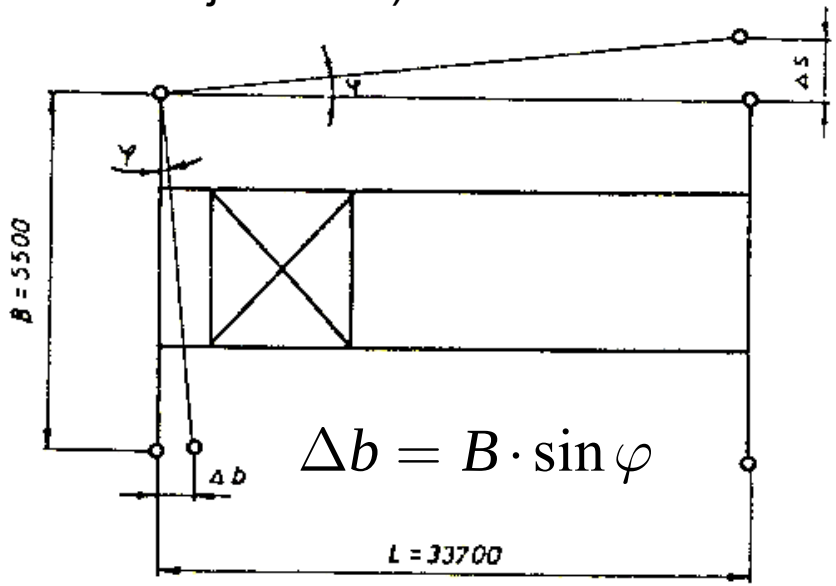
Zbog ekscentričnog položaja kolica sa teretom biće različita opterećenja u transmisionom vratilu





Ugao zakosenja iznosi:
(zaokretanje mosta)

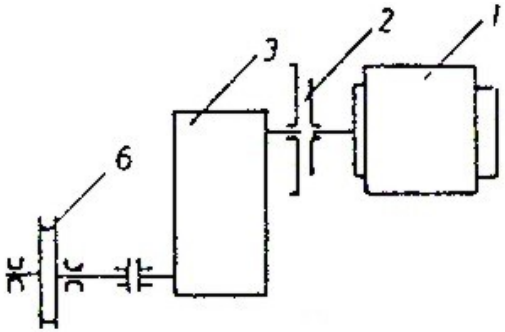
$$\varphi = arctg\frac{\Delta s}{L}$$

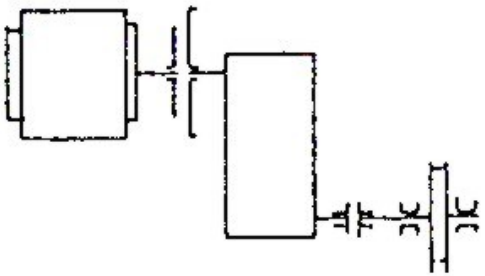


$$\Delta b = B \cdot \sin\varphi$$

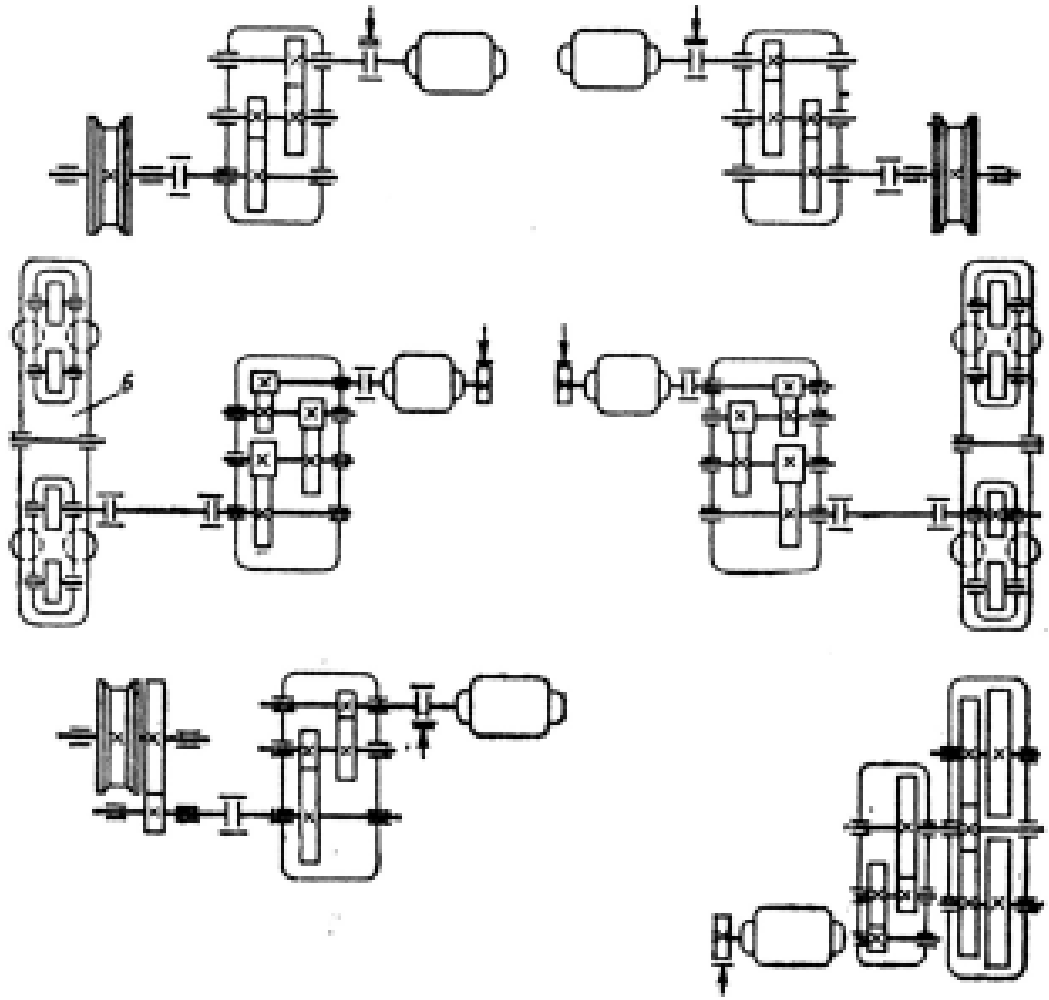
Za brzohodna vratila je potrebna precizna izrada i precizna montaža.
Zglobna brzohodna vratila sastoje se iz posebnih delova dužine *l* i proveravaju se na vibracije, da ne uđu u zonu kritičnih vibracija, a time se isključuje mogućnost da dođe do rezonancije:

Centralni pogon se upotrebljava za manje raspone mosne dizalice (do 15 m), dok je kod većih raspona odvojeni pogon ispravno rešenje. Razdvojeni (individualni) pogon kretanja ima za svaki točak odvojenu kinematičku vezu sa točkom. Odvojeni pogon dizalice prikazan je na slici.





1. elektromotor;
2. kočiona spojnica;
3. reduktor;
6. točak.

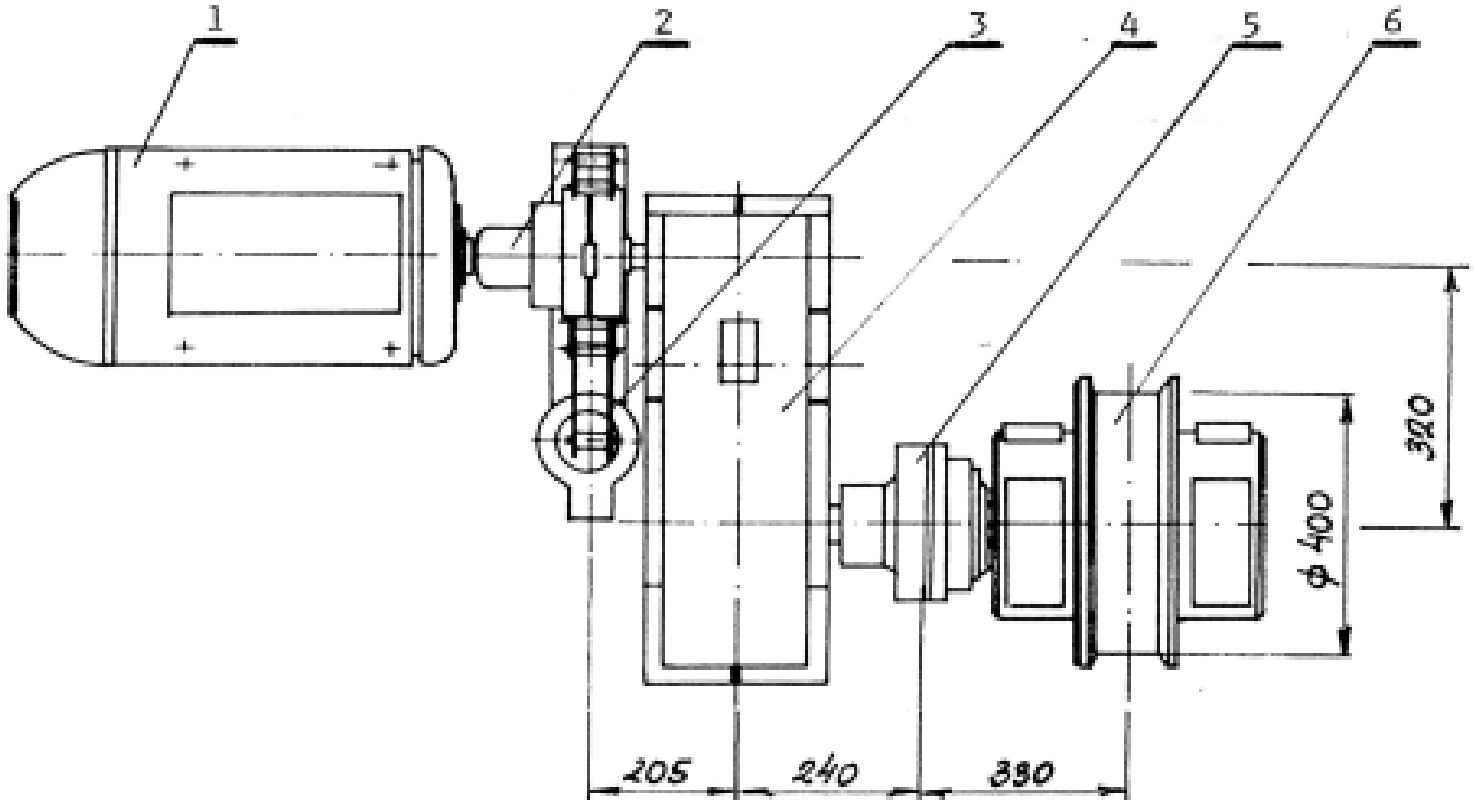


Kod kolica i mosnih dizalica raspona do 15m ekonomski je opravdana primena mehanizama sa centralnim pogonom, dok je kod dizalica raspona većih od 15m prihvatljivija primena odvojenih pogona. Kod odvojenih pogona dizalice, svaki pogonski točak je gonjen sopstvenim pogonom, kako je prikazano u nekoliko varijanti na sl. 5.3d-g. Ovi pogoni na mostu mogu biti paralelno ili unakrsno postavljeni.

Na izbor konstrukcije mehanizma za kretanje utiču raspon mosta, brzine kretanja, ukupni broj točkova, broj pogonskih točkova, veza točkova za bočne nosače itd. Danas su u sve većoj upotrebi odvojeni pogoni.

Pogonski mehanizam za kretanje dizalice može se veoma uspešno izvesti pomoću dva nezavisna pogona postavljena uz pogonske točkove na krajevima mosta. Ovaj mehanizam uz jedan pogonski točak, kako je prikazano na sl. 6.15, se sastoji iz:

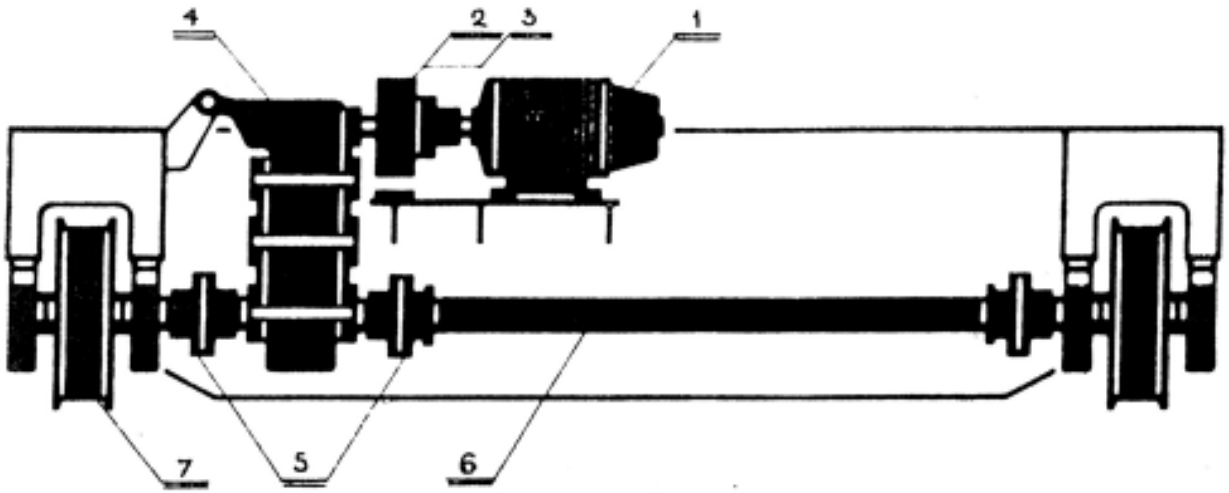
1. Elektormotora tipa ZPD
2. Elastične spojnice JUS M.C1.516
3. Dvopapučne kočnice sa ELHY - podizačem
4. Horizontalnog reduktora
5. Zupčaste spojnice
6. Kretnog točka



Kod kolica malih i srednjih nosivosti ukupni broj točkova obično je 4, a kod velikih nosivosti 8 pa i više. Kod mosnih dizalica male i srednje nosivosti i malih i srednjih raspona ukupan broj točkova takodje je 4. Sa povećanjem nosivosti i raspona mosta, odnosno ukupne težine dizalice pritisak po točkovima raste pa se i broj točkova povećava na 8, 16 itd.

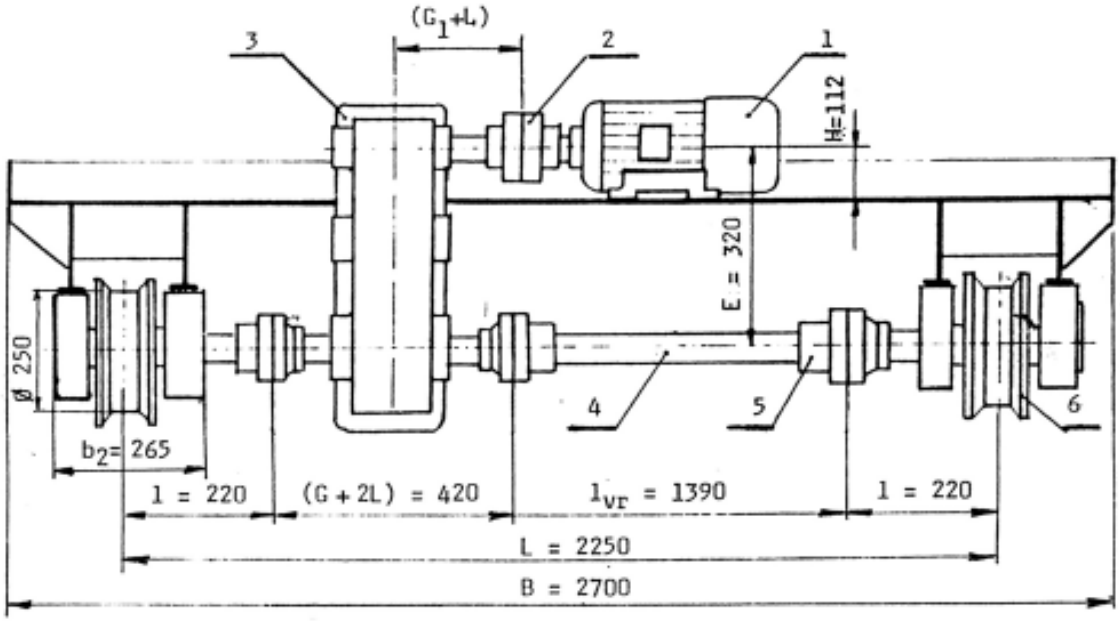
Kod pokretnih standardnih električnih vitala, pogonski mehanizam se izvode kao centralni ili kao nezavisni na svakom pogonskom točku. Broj pogonskih točkova se odredjuje iz uslova athezije točka na šinu, i iznosi najčešće polovinu od ukupnog broja točkova, što je u normalnim uslovima sasvim dovoljno da ne dolazi do proklizavanja.

Centralni pogonski mehanizam kolica (vitla), koji se često koristi, prikazan je na sl. 5.4.



Sl. 5.4 Centralni pogonski mehanizam kolica

1. elektromotor,
2. spojnica,
3. kočnica sa hidrauličnim podizačem,
4. vertikalni reduktor,
5. zupčasta spojnica,
6. pogonsko vratilo točka,
7. točak.



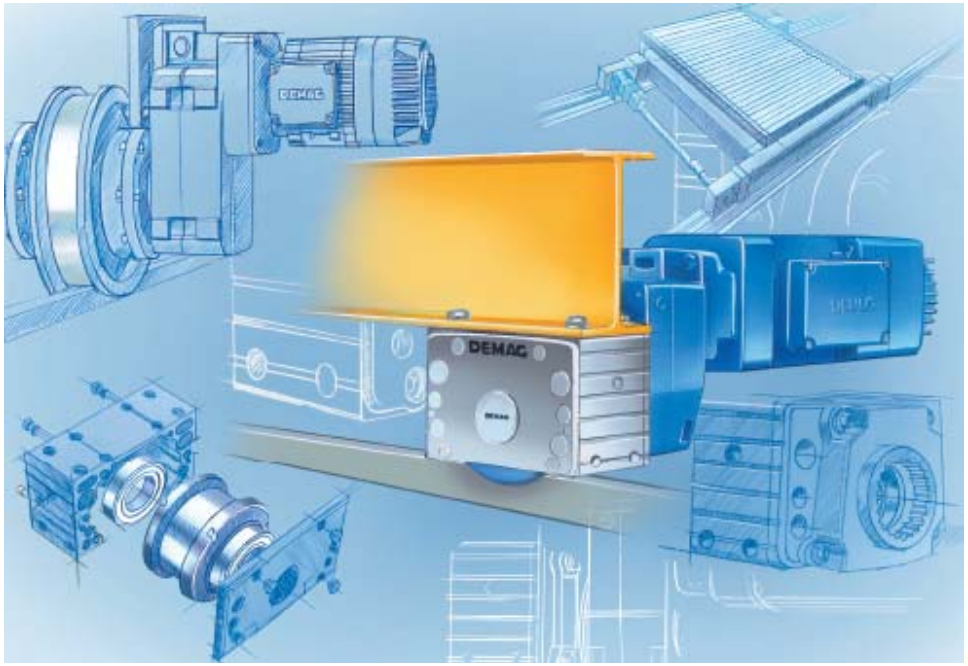
Sl. 6.9 Mehanizam za kretanje kolica (vitla)

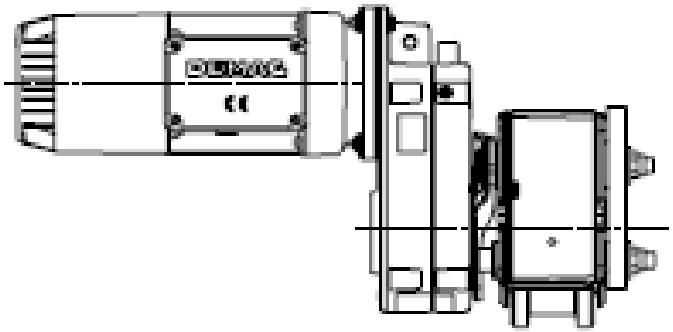
Kako je mehanizam namenjen srednjoj nosivosti dizalice, a kolica su malih gabarita sa krutim kosturom, to je pogodno za pokretanje kolica usvojiti centralni pogon sa dva pogonska točka. Oslanjanje kolica je na četiri točka, od kojih su dva slobodna.

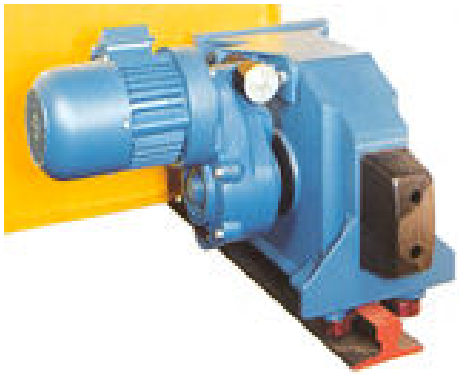
Sastavne komponente mehanizma, prikazanog na sl. 6.9 su sledeće:

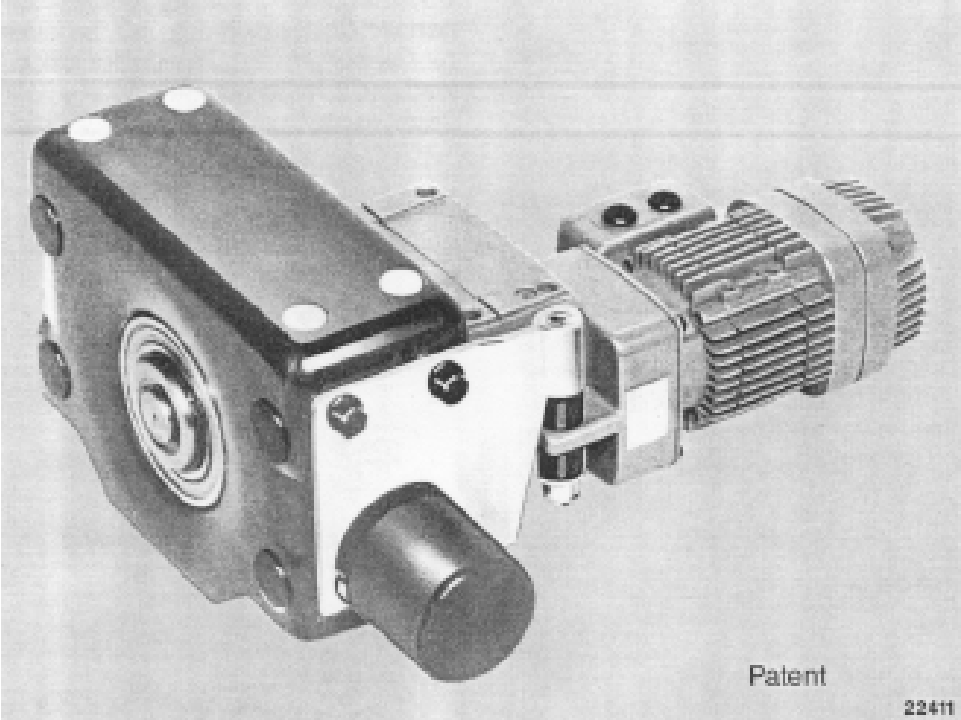
1. Kočioni kliznokolutni motor sa ugradjenom elektromagnetnom kočnicom tipa KZK "Sever" - Subotica,
2. Elastična spojnica bez kočionog doboša - JUS M.D1.515,
3. Vertikalni reduktor (S MIN-a),
4. Transmisiono vratilo,
5. Zupčasta spojnica komada 3 (S MIN-a),
6. Pogonski točkovi JUS M.D1.110,
   Slobodni točkovi JUS M.D1.111.

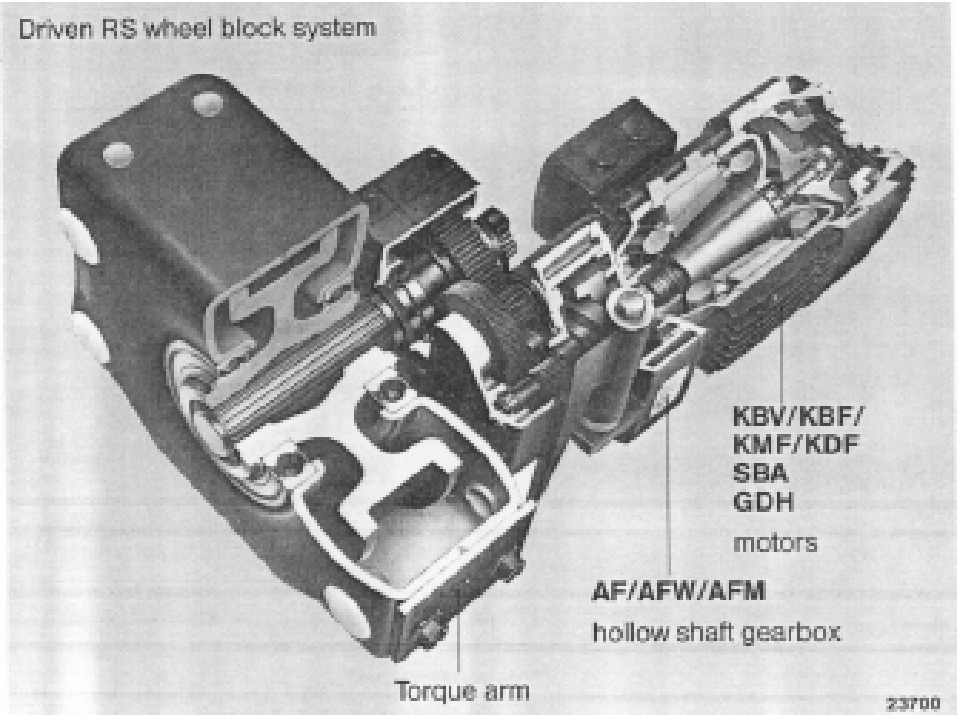
Kod savremenih dizalica primenjuje se blok (sklop) točka (rad blok, wheel block system) sa motoreduktorom, kao primerom rešenja sa razdvojenim pogonom koje je preovlađujuće kod industrijskih mosnih dizalica.

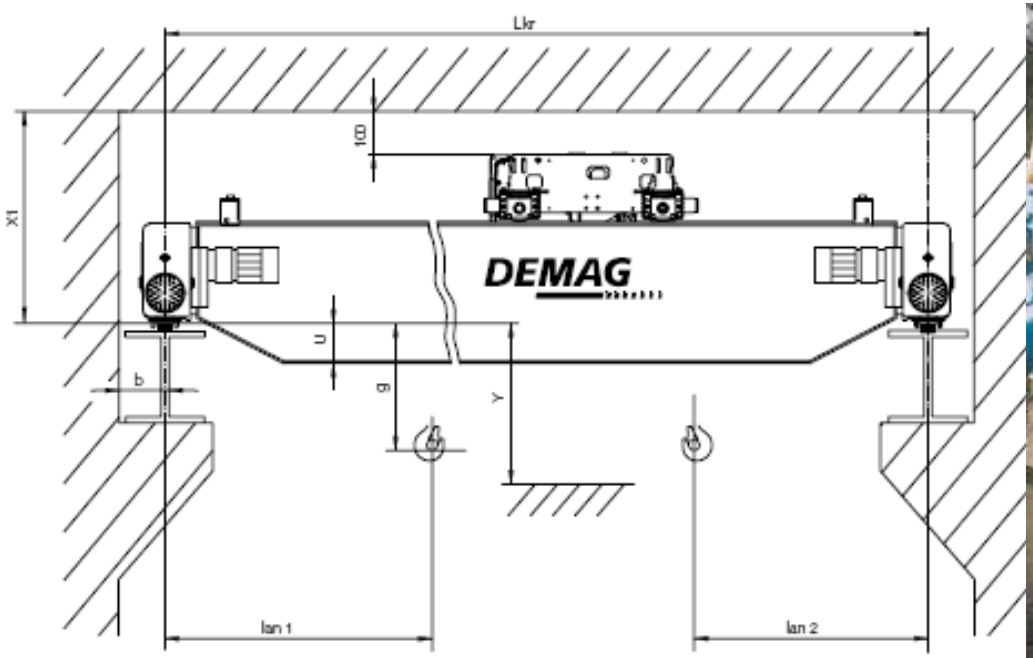







Patent
22411


Driven RS wheel block system
KBV/KBF/
KMF/KDF
SBA
GDH
motors
AF/AFW/AFM
hollow shaft gearbox
Torque arm
23700


Lkr
100
X1
DEMAG
U
b
g
Y
lan 1
lan 2

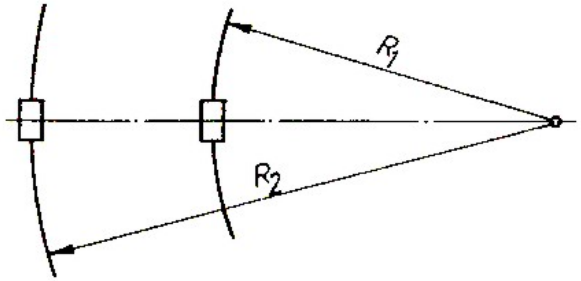
Otpori kretanju dizalice

Dizalice se obično translatorno kreću po šinama, ali je moguće njihovo kretanje po putu bez šina (dizalice sa pneumaticima, tzv. RTG kranovi).
Potrebno je odrediti otpore kretanju dizalice da bi se izračunala potrebna snaga mehanizma za translatorno kretanje dizalice, odnosno kretanje kolica dizalice.
Kretanje dizalice sastoji se od:
1. **Ravnomernog** (ustaljenog, stacionarnog) kretanja, kada je brzina konstantna, v=const.
2. **Nestacionarnog** (neustaljenog, prelaznog) kretanja koje se odvija u periodima ubrzanja – pokretanje dizalice, i periodima kočenja – usporenje, odnosno zaustavljanje dizalice.

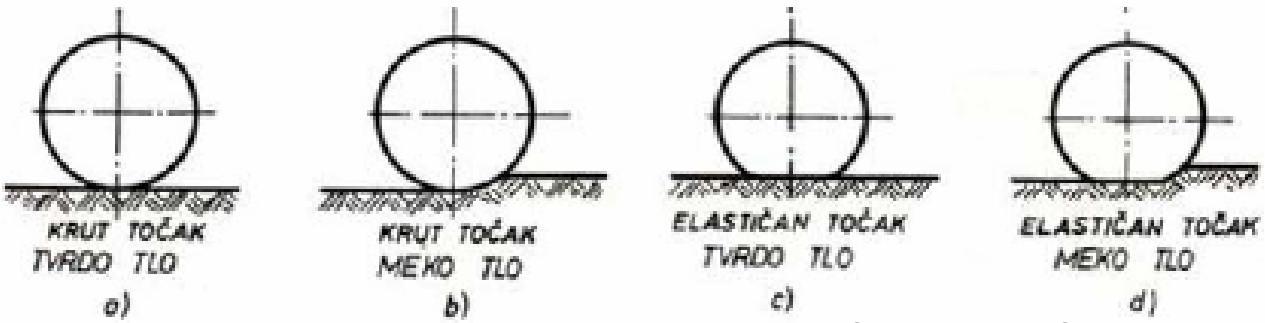
Ukupni otpor kretanju je:

$$F_{opt} = F_{W1} + F_{W2} + F_{W3} + F_v$$

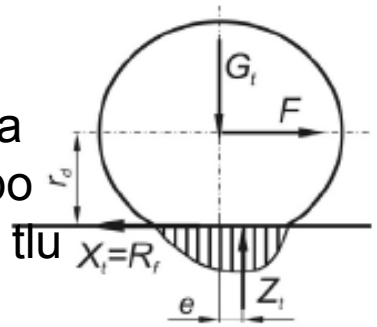
gde su:
F_{W1} – **otpor pri ravnomernom kretanju dizalice** koji se sastoji od otpora trenja kotrljanja točkova, otpora trenja u ležištima točkova i otpora trenja oboda točkova o šine,
F_{W2} - **otpor trenja u krivini** usled proklizavanja točkova, spoljni točkovi su na većem poluprečniku i trebali bi da imaju veću obimnu brzinu, a konstrukciono im to nije omogućeno, jer imaju isti broj obrta kao i unutrašnji točkovi, videti sliku
F_{W3}- **otpori usled nagiba kranske staze**,
F_v - **otpori usled dejstva vetra** (rad na otvorenom).



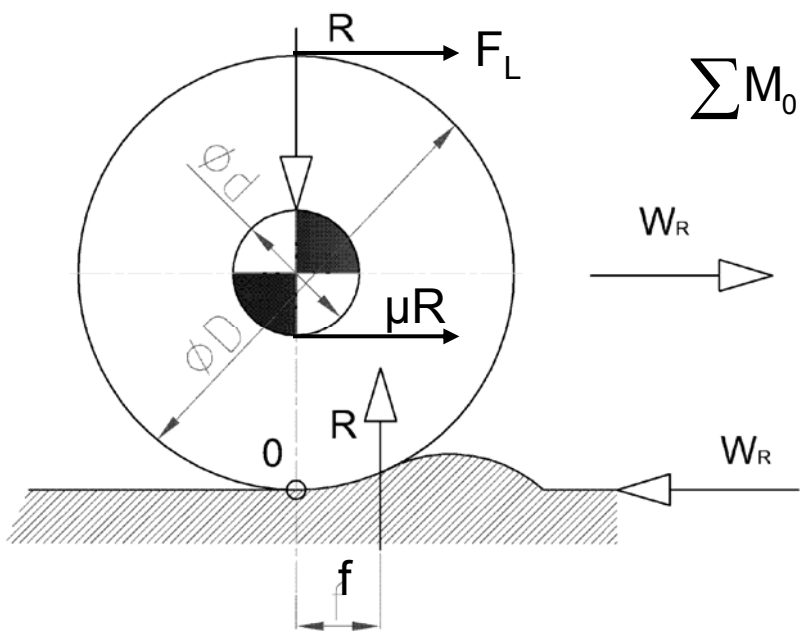
Otpori kretanja na točku nastaju usled deformisanja (izobličavanja) točka i šine. Sila otpora zavisi pre svega od vrste, odnosno materijala točka i od vrste i kvaliteta površine po kojoj se točak kreće. U slučaju pod a) najmanja sila bi mogla da izazove kotrljanje točka i kotrljanju se ne bi supprotstavljao otpor. Točak dodiruje podlogu samo u jednoj tački (jednoj izvodnici valjka). Kada podloga ili točak nisu apsolutno kruti dolazi do deformacije što pri kotrljanju izaziva otpor, koji se naziva otpor kotrljanja.



Otpor kretanja točka po tvrdom tlu



Javlja se reakcija R koja ima ekscentar f usled deformacije šine kao što je prikazano na slici. Ako napišemo momentnu jednačinu za tačku 0 dobijamo:



$$\sum M_0 = W_R \cdot \frac{D_T}{2} - R \cdot f = 0 \quad \Rightarrow \quad W_R = R \cdot \frac{2 \cdot f}{D_T}$$

D_T - prečnik točka

R - reakcija podloge $R = Q + G$

W_R - otpor kotrljanja

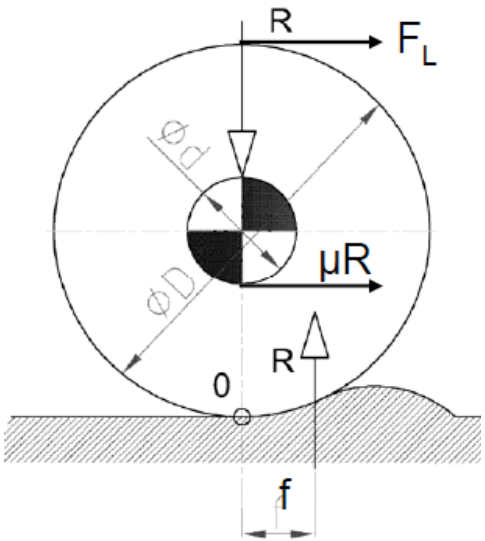
f - ekscentar reakcije podloge, koeficijenat trenja kotrljanja

Q – masa tereta, G masa dizalice, odnosno kolica

F_L je sila koja deluje da bi se savladalo trenje u ležištu točka.

$$F_L \cdot \frac{D_T}{2} = \mu \cdot R \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F_L = \mu \cdot R \cdot \frac{d}{D_T}$$

$$W_L = F_L$$



Otpor trenja u ležaju točka $W_L = R \cdot \mu \cdot \frac{d}{D_T}$

d - prečnik osovine točka na mestu ležaja

μ - koeficijent trenja u ležaju točka

Ukupni otpor usled kretanja točka jednak je zbiru otpora trenja kotrljanja i otpora trenja u ležaju točka.

$$F_{w1} = W_R + W_L = R \cdot \frac{2 \cdot f}{D_T} + R \cdot \mu \cdot \frac{d}{D_T} = R \cdot w$$

$$w = \frac{(2 \cdot f + \mu \cdot d)}{D_T} = \left[\frac{N}{kN}\right]$$

w je **specifični otpor kretanju**, koji se još naziva **koeficijent vuče**.

Ako točak **ima obod**, dolazi do **dopunskih sila otpora**, koje nastaju kao posledica **trenja šine i oboda (ruba) točka**. Uzimaju se u obzir tako što se specifični otopr kretanja pomnoži sa faktorom **ß**, koji istovremeno predstavlja **koeficijent zakošenja**.

Glava šine	Prečnik pokretnog točka, mm					
	125-160	200,250,320	400,500,560,630	710	800,900	1000
Ravna (Pljosnata) Okrugla	0,2	0,3 0,4	0,5 0,6	0,6 0,8	0,7 1	0,7 1,2

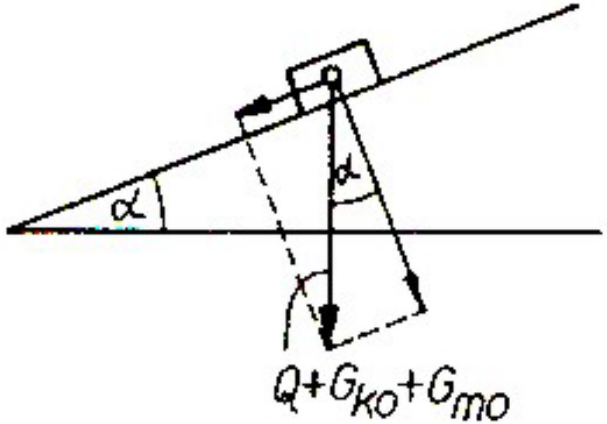
Koeficijent trenja kotrljanja f,mm,čelicnih točkova po čeličnim šinama.

÷ ÷

Trenje u ležajevima okarakterisano je uslovnim koeficijentom μ

Pri povoljnim uslovima (odsustva aksijalnih sila) μ = 0,004, a pri nepovoljnim uslovima

μ = 0,012. Ovaj koeficijent ima primenu kod kugličnih ležajeva.



Q, N - nosivost dizalice;
G_{ko}, N - težina kolica;
G_{mo},N -težina mosta.

$$F_{w1} = (Q + G_{ko} + G_{mo})\left(\frac{2 \cdot f}{D_t} + \frac{\mu \cdot d}{D_t}\right) \cdot \beta \cdot \cos\alpha$$

$$w = \left(\frac{2 \cdot f}{D_t} + \frac{\mu \cdot d}{D_t}\right) \cdot \beta$$ w = koeficijent vuče

d - prečnik osovinice točka, D_T - prečnik točka,

f = 0.05 cm - koeficijent trenja kotrljanja (orijentaciona vrednost u proračunima);

$\mu = 0,1$ (0,08-0,1) - koeficijent trenja klizanja u ležištu točka;

$\mu = 0,012$ (0,015) - koeficijent trenja kotrljanja u ležaju točka;

β - koeficijent zakošenja, uzima u obzir otpor trenja oboda točkova o glavu šine, kao i otpore usled bočnog pomeranja - klizanja gazišta točka po gornjoj površini glave šine usled zakošavanja pri vožnji i delovanja bočnih sila;

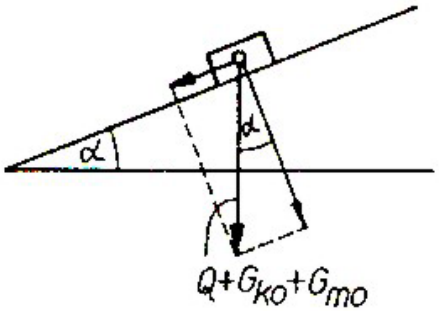
$\beta = 1,25 - 1,4$ - za klizna ležišta,

$\beta = 2,5 - 4$ - za kotrljajne ležaje i cilindrične točkove sa obodima

$\beta = 1,1 - 1,2$ - za cilindrične točkove bez oboda i sa horizontalnim točkovima za vođenje.

$F_{W2} = C_o\ (\ Q + G_{ko} + G_{mo}\ )$

$C_0 = \dfrac{0,7}{R}$ R ,mm - poluprečnik krivine puta



$F_{w3} = (Q + G_{ko} + G_{mo}) \cdot \sin\alpha$

$F_v = c \cdot q \cdot (A_1 + A_2)$, $q = \dfrac{\rho_v \cdot v^2}{2}$ $\rho_v = 1.25 \dfrac{kg}{m^3}$ gustina vazduha pri $v \approx 20 \dfrac{m}{s}$ DIN 15018

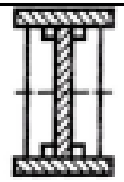
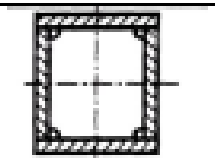
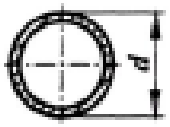
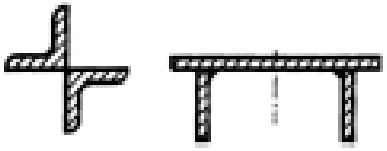
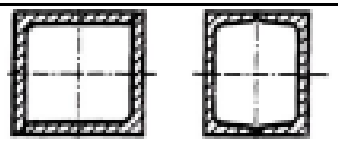
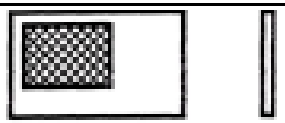
q - **specifični pritisak vetra u radnom stanju**; c je **aerodinamički koeficijent** koji je funkcija oblika opstrujavane površine (sledeći slajd);
q= 0,25 kN/m^2 ;
A_1 - površina kolica i mosta izložena vetru ;
A_2 - površina tereta izložena vetru.

Izbor pogonskih točkova prema kriterijumu proklizavanja

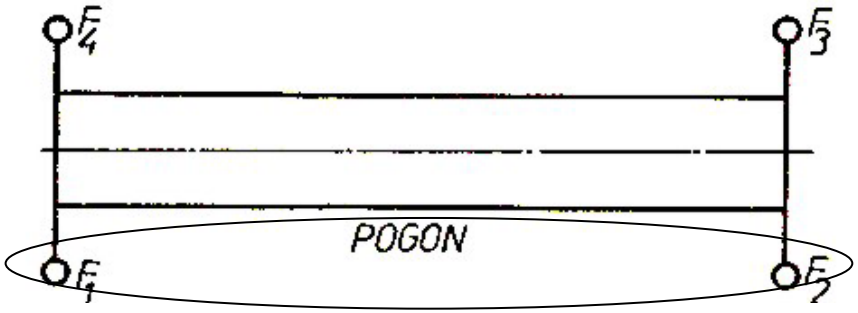
Broj pogonskih točkova se bira iz uslova da točkovi ne proklizaju pri polazu dizalice.

$M_{ath} > M_{opt}$

Da ne bi došlo do proklizavanja treba da je zadovoljen gornji uslov gde su:
M_{ath} - **athezioni momenat na pogonskim točkovima**,
M_{opt} - **momenat otpora**.

Vrsta konstrukcije		c
Pun nosač sa daleko štrčećim delovima, ukrućenjima ili otvorima		1,6
Nosač kutijastog preseka sa glatkim spoljnim površinama		1,2
Nosač u obliku cevi sa glatkim spoljnim površinama		0,7 1,2
Rešetkasti nosač od otvorenih štapova		1,6
Rešetkasti nosač od zatvorenih (kutijastih štapova)		1,4
Rešetkasta konstrukcija od cevi		1,2
Prekrivač, obloga		1,2
Užad, kablovi, žica		1,2

Vrednosti aerodinamičkog koeficijenta u zavisnosti od oblika opstrujavane površine



$M_{ath} > M_{opt}$

$$M_{ath} = R_1 \cdot \mu_1 \cdot \frac{D_t}{2}$$

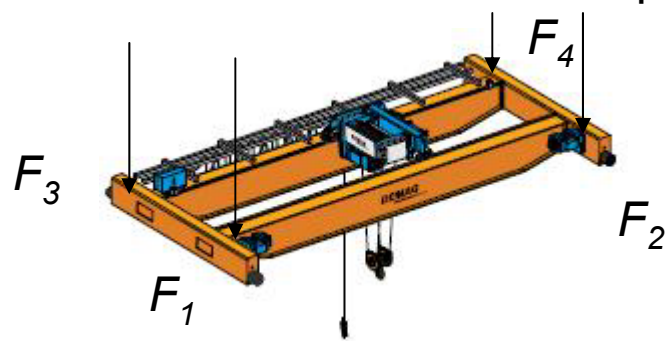
$R_1 = F_1 + F_2$,
$R_2 = F_3 + F_4$

R_1 - **zbir normalnih vertikalnih pritisaka na pogonske točkove**;
R_2 - **zbir normalnih vertikalnih pritisaka na gonjene** (vođene, slobodne) točkove;

$\mu_1 = 0{,}16$ - koeficijent trenja klizanja između točkova i šina u zatvorenom prostoru.

$\mu_1 = 0{,}12$ - koeficijent trenja klizanja između točkova i šina u otvorenom prostoru.

Moment otpora M_{opt} je definisan izrazom:



$M_{opt} = M_W + M_{in} + M_v$

$$M_w = M_W^{(\mu)} + M_W^{(f)}$$

$M_W^{(\mu)}$ - **moment otpora trenja u ležištima slobodnih točkova**, **pogonski moment elektromotora poništava - savlađuje trenje** u ležištima pogonskih točkova,

$M_W^{(f)}$ - **moment otpora trenja kotrljanja pogonskih i slobodnih točkova**

$$M_W^{(\mu)} = R_2 \cdot \frac{\mu \cdot d}{D_T} \cdot \beta \cdot \frac{D_T}{2} = R_2 \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot \beta}{2}$$

$$M_W^{(f)} = (R_1 + R_2) \cdot \frac{2 \cdot f}{D_T} \cdot \beta \cdot \frac{D_T}{2} = (R_1 + R_2) \cdot f \cdot \beta$$

$$M_W = R_2 \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot \beta}{2} + (R_1 + R_2) \cdot f \cdot \beta$$

$$M_{in} = \frac{G_{ko} + Q + G_{mo}}{g} \cdot \frac{v}{t_1} \cdot \frac{D_T}{2}$$

$$M_v = F_v \cdot \frac{D_T}{2}$$

v – brzina translatornog kretanja dizalice;
t_1 – vreme ubrzanja dizalice;
F_v – sila vetra na kolica, most i teret

Da ne bi došlo do proklizavanja mora da važi relacija: $M_{ath} > M_{opt}$

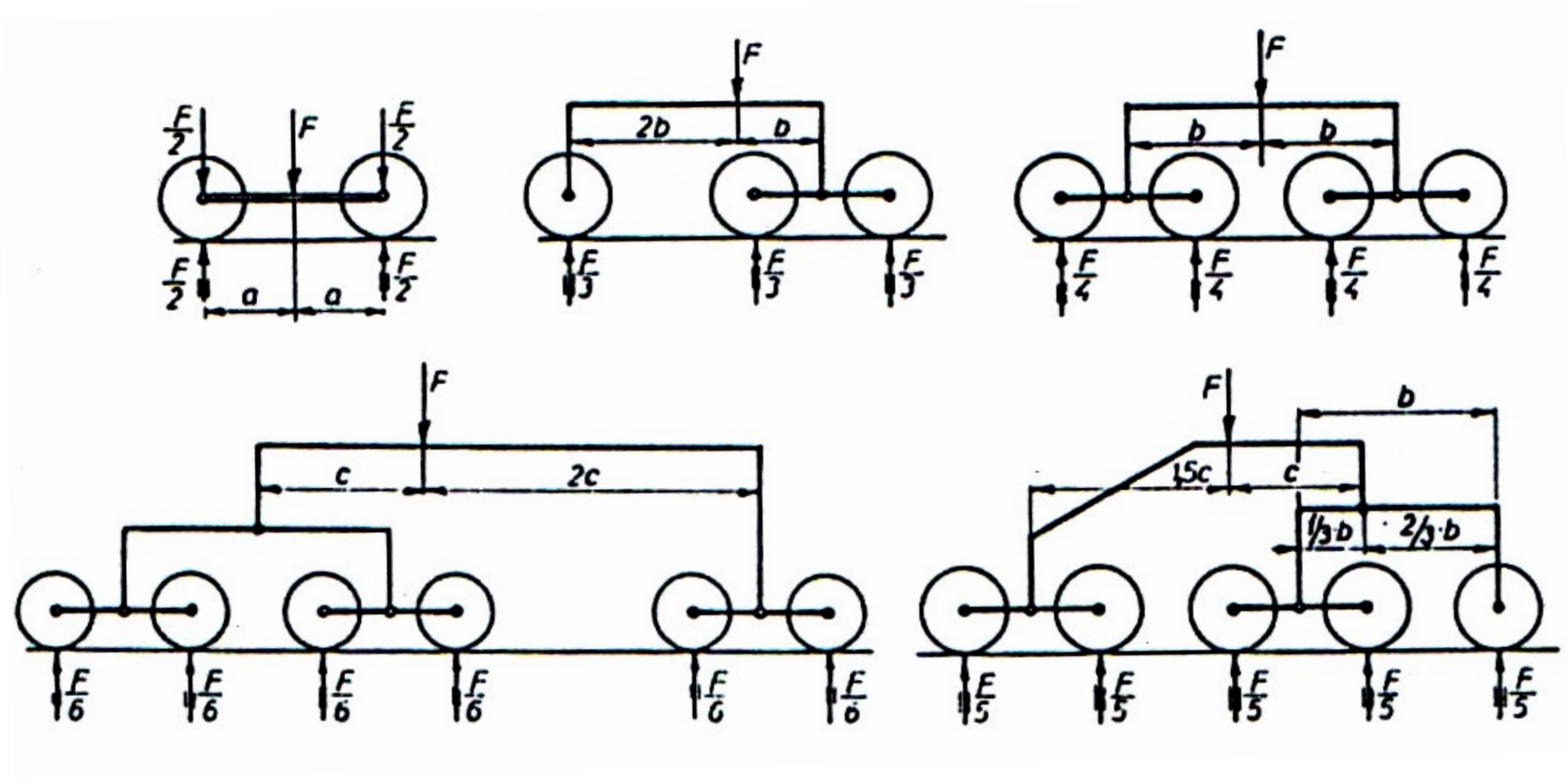
$$\frac{R_1 \cdot \mu_1 \cdot D_T}{2} \geq (R_1 + R_2) \cdot f \cdot \beta + R_2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu \cdot \beta + M_{in} + M_v$$

$$\varphi = \frac{R_1 \cdot \frac{\mu_1 \cdot D_T}{2}}{(R_1 + R_2) \cdot f \cdot \beta + R_2 \frac{d \cdot \mu \cdot \beta}{2} + M_{in} + M_v}$$

φ stepen sigurnosti protiv proklizavanja

$$\varphi = 1,25 \div 1,5$$

Pri većim vertikalnim pritiscima na točkove daju se konstrukciona rešenja sa balansiranjem. Točkovi se pomoću balansiranja grupišu tako da su pritisci na točkove ravnomerno raspoređeni.



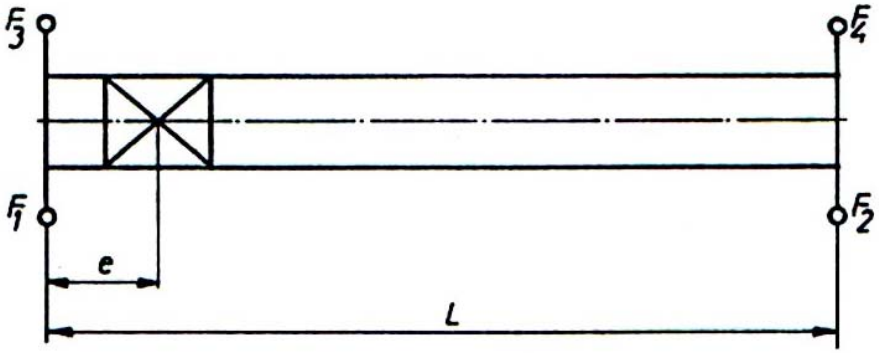
Izbor točka mosne dizalice

Merodavno opterećenje za izbor točka mosne dizalice iznosi:

$$F_{ekv} = \frac{F_{\min} + 2 \cdot F_{\max}}{3}$$

$$F_1 = F_3 = F_{\max} = \frac{G_{mo}}{4} + \frac{Q + G_{ko}}{2} \cdot \frac{L - e}{L}$$

$$F_2 = F_4 = F_{\min} = \frac{G_{mo}}{4} + \frac{Q + G_{ko}}{2} \cdot \frac{e}{L}$$

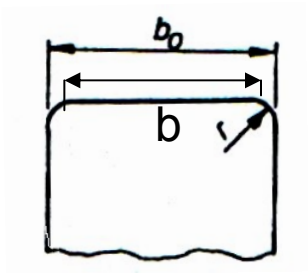


L - raspon mosta;
e - rastojanje kolica za krajnji položaj kolica.

Treba da je zadovoljen sledeći uslov:

$F_n > F_{ekv}$ F_n - nosivost točka

Nosivost točka na šini sa ravnom površinom glave iznosi:



$$F_{nr} = p_{dr} \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot D_T \cdot b$$

F_{nr} ,daN -nosivost točka na šini sa ravnom površinom glave;
p_{dr} ,daN/mm^2- **dopušteni površinski pritisak** na šinu sa ravnom površinom glave;
K_2 - koeficijent koji zavisi od **brzine dizanja**;
K_3 - koeficfjent koji zavisi od **pogonske klase**;
D_T ,mm - nazivni precnik točka;
b ,mm -širina glave šine , $b=b_o-2 \cdot r$.

Radi uprošćenja proračuna uvodi se **uslovna nosivost točka** "F_{ur}"
Uslovna nosivost točka predstavlja nosivost točka od jednog određenog materijala za koji su koeficijenti K_2 = 1 ; K_3= 1.

$$F_{ur} = p_{dur} \cdot D_T \cdot b \ ,$$

$$p_{dr} = p_{dur} \cdot K_{1r} \ ,$$

$$F_{nr} = p_{dr} \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot D_T \cdot b = p_{dur} \cdot D_T \cdot b \cdot K_{1r} \cdot K_2 \cdot K_3$$

$$F_{nr} = F_{ur} \cdot K_{1r} \cdot K_2 \cdot K_3$$

$$D_T \geq \frac{F_{ekv}}{p_{dur} \cdot K_{1r} \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot (b_0 - 2r)}$$

MATERIJALI PREMA JUS				HB (N/mm²)	K_{1r}	K_{1o}	p_{dr} (kN/cm²)	p_{do} (kN/cm²)
C.J3.011	C.B0.500	C.B9.021	C.J2.020					
Č.0500 površ.	Č.0545 kaljeni			4300	1	1	0.75	225
		Č.0545 površ. kaljen		4590	1.07	1.5	0.80	262
			SL.18	1650	0.37	-	0.28	-
				2250				
ČL.0400				1400	0.57	-	0.43	-
ČL.0500	Č.0545	Č.1430		1600	0.66	-	0.50	-
ČL.0600	Č.0645	Č.1530		1800	0.75	-	0.56	-
	Č.0745	Č.1730		2430	0.86	0.2	0.65	127

karakteristike materijala za točkove

Broj obrtaja točka u min.	200	160	125	100	80	63	50	40
K_2	0.66	0.72	0.77	0.82	0.87	0.91	0.94	0.97
Broj obrtaja točka u min.	31.5	25	20	16	12.5	10	6.3	5
K_2	1	1.03	1.06	1.09	1.11	1.13	1.15	1.17

vrednosti koeficijenta k_2

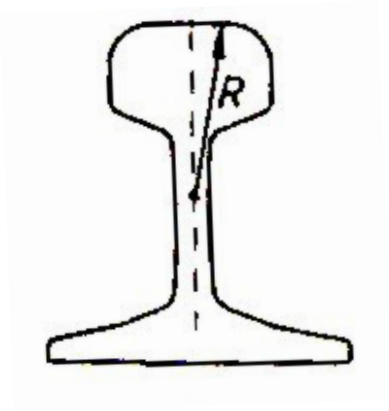
Pogonska klasa dizalice prema JUS M.D1.020	k_3
Laka	1,25
Srednja	1
Teška	0,9
Vrlo teška	0,8

vrednosti koeficijenta k_3 (JUS)

Pogonska grupa mehanizma		K_3
Laka	(1Bm-1Am)	1.12
Srednja	(2m)	1
Teška	(3m)	0.9
Vrlo teška	(4m-5m)	0.8

vrednosti koeficijenta k_3 (FEM)

Nosivost točka na šini sa oblom površinom glave glasi:



$$\mathrm{F_{no}} = \left(\frac{p_{do}}{A}\right) \cdot K_2 \cdot K_3$$

gde su:

F_{no} - nosivost točka sa oblom površinom glave,

p_{do} - dopušteni površinski pritisak između točka i šine sa oblom površinom glave ,

A - veličina koja izražava uticaj prečnika toka D i poluprečnika zaobljenja gazeće površine šine R, 1/mm^2 .

Ako je K_2= 1 i K_3= 1, onda se radi o uslovnoj nosivosti F_{uo}.

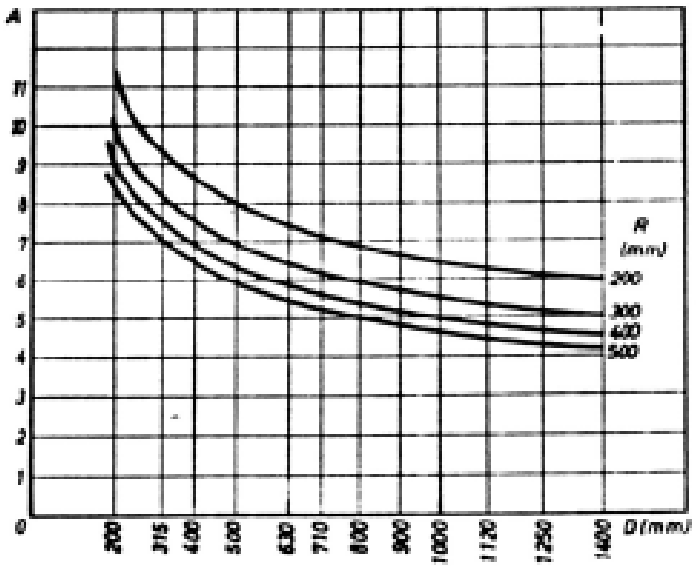
$$F_{uo} = \left(\frac{p_{duo}}{A}\right)$$

$$F_{no} = F_{uo} \cdot K_{10} \cdot K_2 \cdot K_3$$

$$\left(\frac{p_{do}}{p_{dno}}\right)^3 = K_{10}$$

Za primenu dijagrama veličinu A pomnožiti sa $100^{1/3}$=4,64.

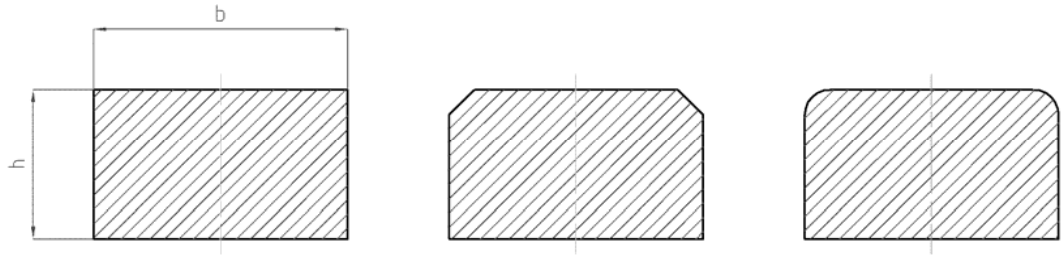
A(1/mm^2)



vrednost koeficijenta A

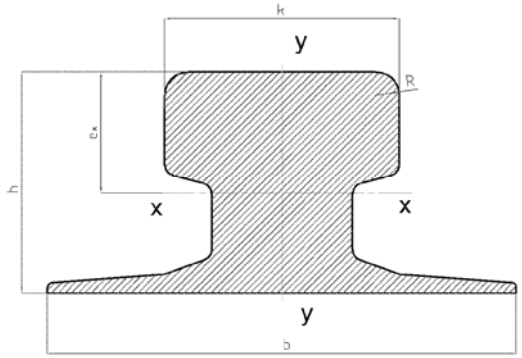
Usvajanje šine

Materijal - kao materijal usvaja se najčešće **čelik** napona tečenja $590 N/mm^2$
Materijal je funkcija materijala točka koji se kreće po šini tj. mora se voditi računa o tome da je **materijal točka mekši od materijala šine**. Svi ostali materijali dolaze samo u izuzetnim slučajevima.
Oblik - Oblik šine uslovljen je njegovim opterećenjem
a) za opterećenja do 50kN koriste se šine sa ravnim čelom, oborenim ili zaobljenim ivicama, odnosno pravougaone ili kvadratne šine.

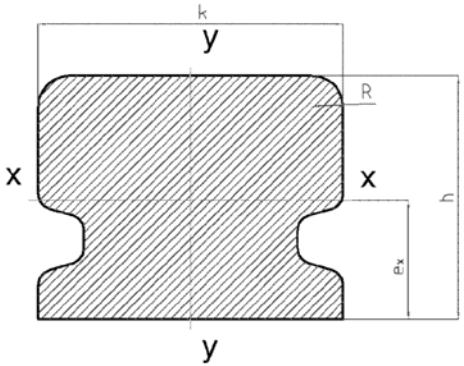


Šine sa ravnim čelom dimenzija h x b
h x b= ; 30x50 ; 40x50 ; 30x60 ; 40x60 ; 50X70

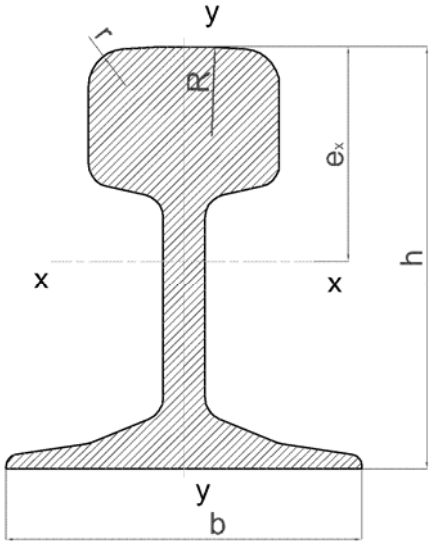
b) za srednja i velika opterećenja koriste se šine DIN 536 forma A



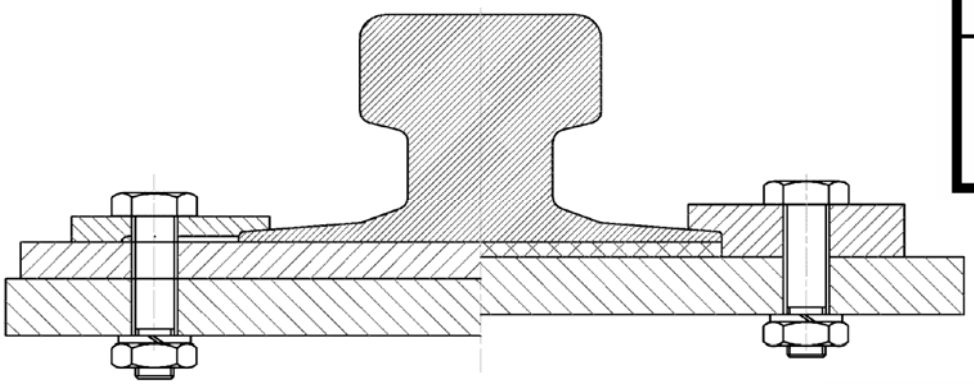
Ako nema bočnih opterećenja onda se usvaja šina DIN 536 forma F



takođe se koriste i šine američkog standarda zaobljenih glava i manjeg stopala. Imaju za prednost da usled lošeg naleganja točka na šinu ne dolazi do velikih opterećenja kao kod šina sa ravnim čelom.



Učvršćivanje šine - Zavisi od toga da li želimo da ostavimo mogućnost zamene šine. Kod malih opterećenja i relativno retke upotrebe (npr. dizalice za remont) može se zavariti šina za podlogu. Ako je šina izložena spoljašnjim uticajima vrši se zavarivanje po čitavoj dužini pružanja šine. Ako je šina pokrivena vrši se diskontinualno zavarivanje. Kod šina koje želimo da menjamo vrši se fiksiranje prema slici. Kao podloga između šine i nosača stavlja se lim ili elastična podloška. Ovo ima za razlog da ne bi došlo do oštećenja glavnog nosača na kome je šina a time i smanjenja nosivosti uopšte.



DIN 536

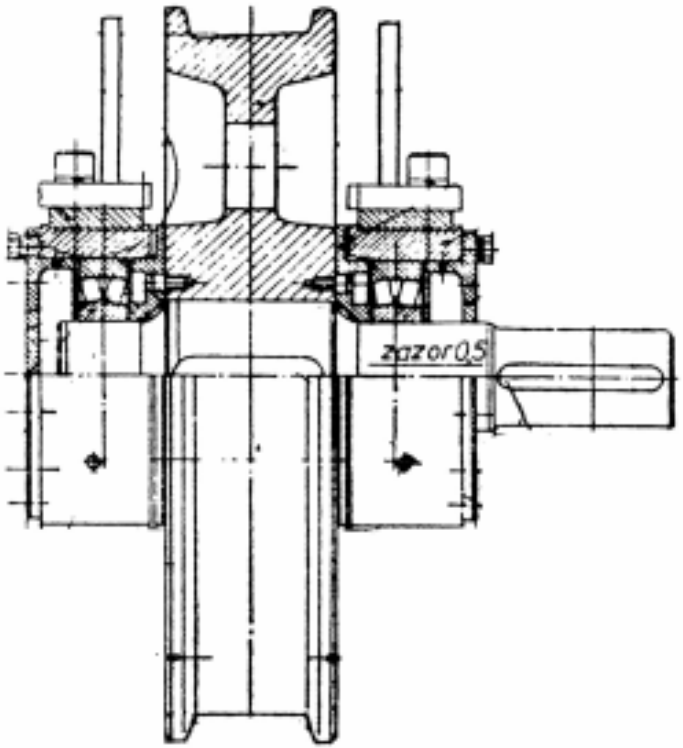
Tip	k	b	h	e_x	I_x [cm⁴]	I_y [cm⁴]	Masa Kg/m	R	r_1
S 33	58	105	134	66.7	1040	151	33	225	14
S 41	67	125	138	69.8	1368	261	41	400	14
S 49	67	125	149	75.7	1819	320	49	300	13
S 54	67	125	154	79.0	2073	359	54	300	13
S 64	74	150	172	91.4	3252	604	64	300	13

Železnička šina

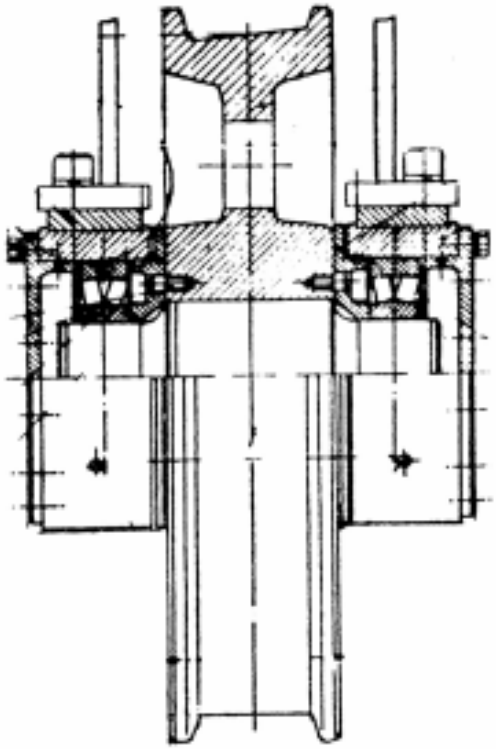
Tip	k	b	h	e_x	I_x [cm⁴]	I_y [cm⁴]	Masa Kg/m	r
A 45	45	125	55	33.1	91	169	22	4
A 55	55	150	65	38.8	182	337	32	5
A 65	65	175	75	44.4	327	609	44	6
A 75	75	200	85	50.0	545	1010	57	8
A 100	100	200	95	52.1	888	1360	75	10
A 120	120	220	105	57.0	1420	2370	101	10
F 100	100	-	80	39.1	414	541	58	10
F 120	120	-	80	39.3	499	962	70	10

Šina sa ravnom površinom glave

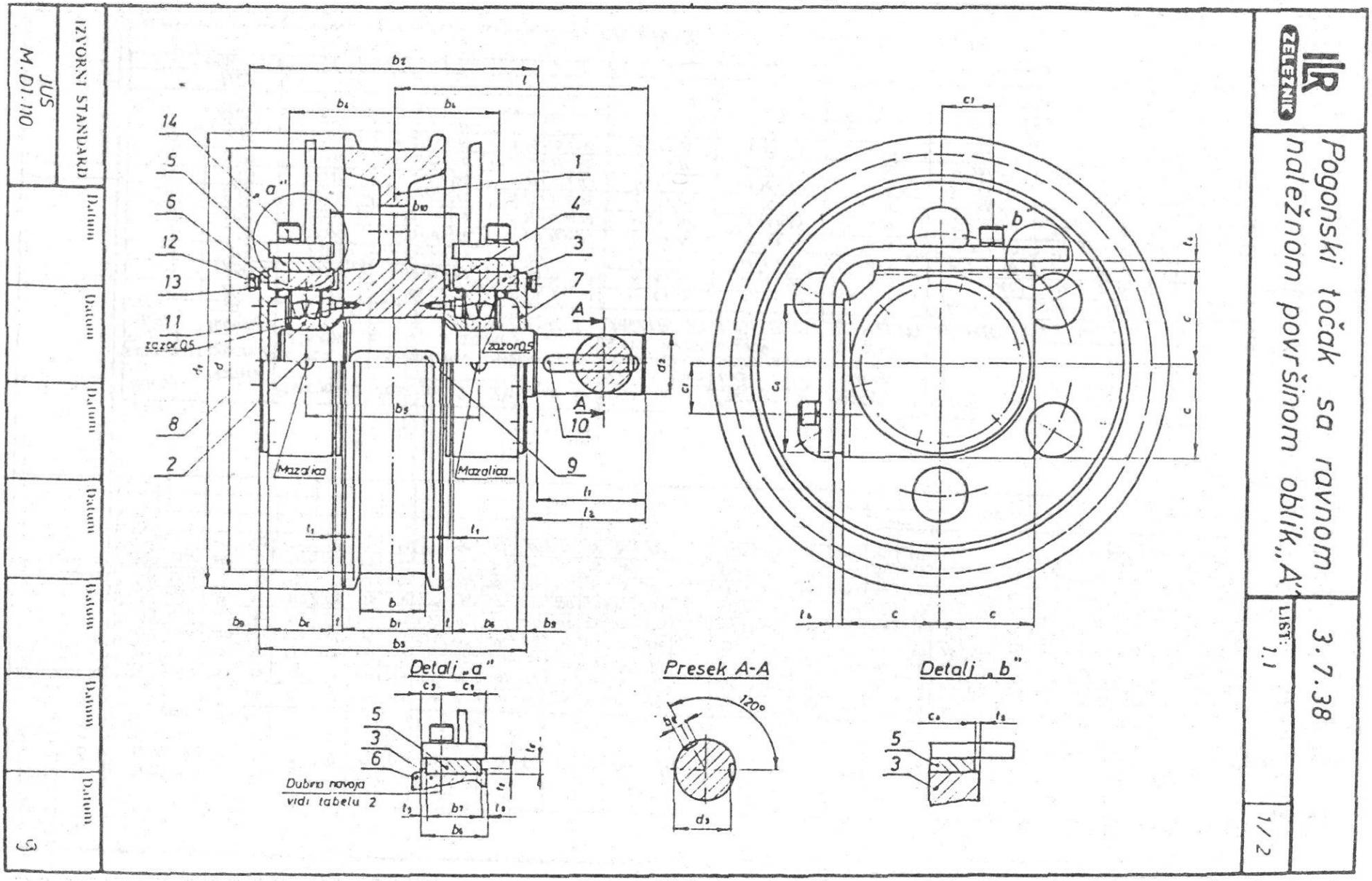
Točkovi mosnih dizalica mogu da budu raznih oblika i konstrukcija (sa kliznim i kotrljajnih ležajima, cilindričnom ili konusnom gazećom površinom, zupčastim vencem na obodu ili bez njega, itd.). Pogonski točkovi dati su u standardu JUS M.D1.110, a slobodni u JUS M.D1.111. Točkovi su izrađeni livenjem, a površinski gazeći sloj je termički obrađen plamenim kaljenjem.



Pogonski točak



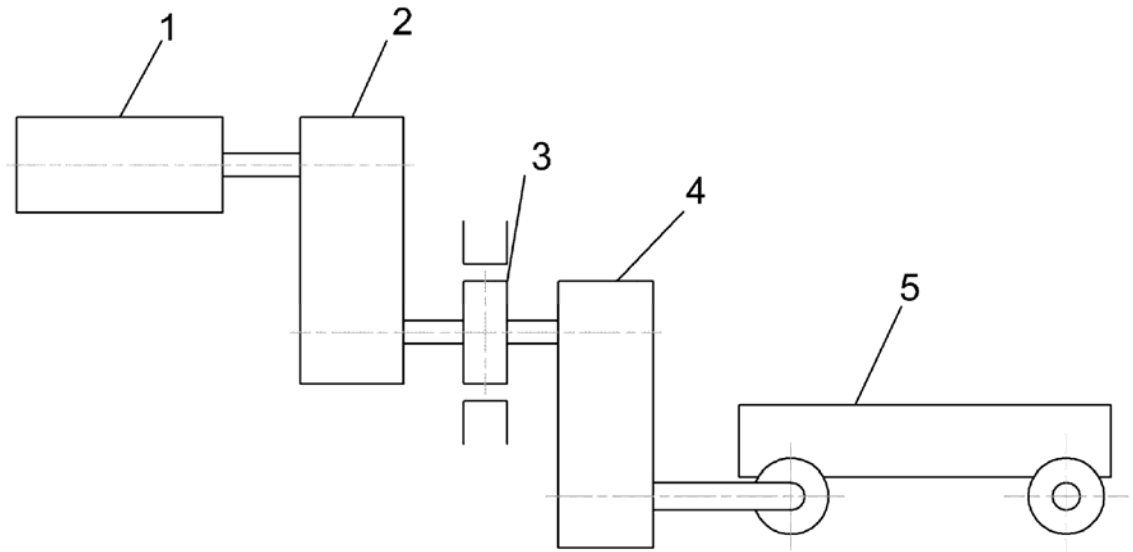
Slobodni točak



Klasično konstrukciono rešenje pogonskog točka

Proračun mehanizma za translatorno kretanje

Osnovna šema mehanizma za kretanje



Šema jednog mehanizma za kretanje kolica: 1-elektromotor, 2-reduktor, 3-spojnica i kočnica, 4-reduktor, 5-kolica koja se kreću linearno.

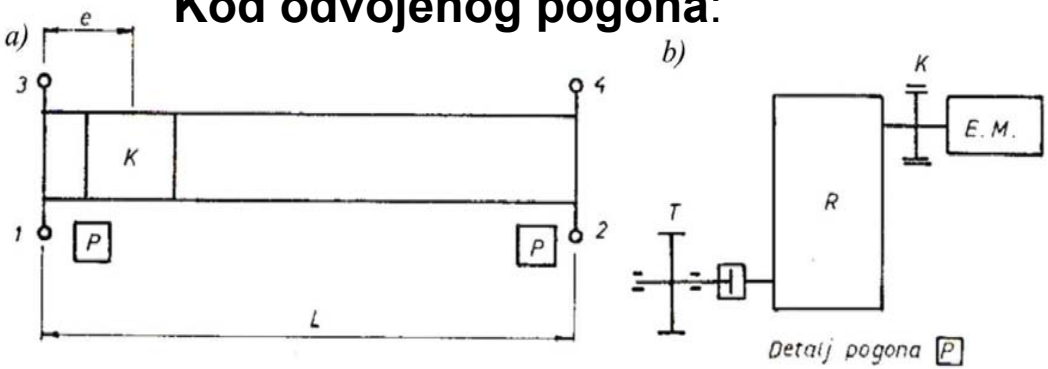
Kod **centralnog pogona** kretanja mosta mosne dizalice, snaga elektromotora se bira prema obrascu:

$$P = \frac{F_W \cdot v_{mo}}{\eta}[W]$$

F_W ,N - ukupni statički otpori kretanju;
v_{mo} ,m/s - brzina kretanja mosta;
η -stepen korisnosti mehanizma za kretanje mosta

$$F_W = (Q + G_{ko} + G_{mo}) \cdot \left(\frac{\mu \cdot d}{D_T} + \frac{2 \cdot f}{D_T} \right) \cdot \beta[N]$$

Kod odvojenog pogona:



F_1, F_2, F_3 i F_4 su normalni vertikalni pritisci na odgovarajuće točkove mosta za položaj kolica.

Statički otpori koji otpadaju na levu (opterećeniju) stranu mosta su:

$$F_W^l = (F_1 + F_3) \cdot \left(\frac{\mu \cdot d}{D_T} + \frac{2 \cdot f}{D_T} \right) \cdot \beta[N]$$

$$F_1 + F_3 = \frac{G_{mo}}{2} + (Q + G_{ko}) \frac{L - e}{L}$$

G_{mo}, N - težina mosta;
Q, N - korisni teret;
G_{ko}, N - težina kolica;
L, m - raspon mosta ;
e, m - rastojanje ose kolica od ose šine za krajnji položaj kolica.

Merodavna snaga za izbor elektromotora glasi:

$$P^l = \frac{F_W^l \cdot v_{mo}}{\eta}[W]$$

Usvajaju se dve istovetne pogonske grupe za levi i desni pogon mosta.

Provera preopterećenja elektromotora za centralni pogon.
Stvarni stepen preopterećenja je određen izrazom:

$$\psi_{stv} = \frac{M'_{st} + M'_{din}}{M_n}$$

M'_{st} - statički moment sveden na vratilo elektromotora

M'_{din} - dinamički momenat sveden na vratilo elektromotora

Treba da bude zadovoljen uslov da je $\psi_{stv} \leq \psi_{kat}$ (kataloški stepen prepopterećenja)

$$M'_{st} = F_W \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta} [Nm]$$

D_T,m - prečnik točka mosta;
i - prenosni odnos mehanizma za kretanje od točka do elektromotora.

$$i = \frac{n_m}{n_T}$$

n_m, min^{-1} - broj obrtaja elektromotora;
n_T, min^{-1} -broj obrtaja točka
η - stepen korisnosti mehanizma

$$M'_{din}(Nm) = (m_{mo} + m_Q + m_{ko}) \frac{v_{mo}}{t_1} \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta} + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_1}$$

m_{mo}, kg - masa mosta; m_Q,kg - masa tereta; m_{ko}, kg - masa kolica;
v_{mo}, m/s - brzina mosta; J_1, kgm^2 - momenat inercije masa elektromotora i kočione spojnice; t_1, s - vreme ubrzanja, (usvaja se t_1, s = 5 ... 7, s).

Kriterijumi izbora kočnice mosne dizalice

a) **Moment kočenja dobija se u odnosu na stepen proklizavanja dizalice φ = 1,2, i to za rasterećenu dizalicu (Q=0).**

$$\varphi = \frac{R_1 \cdot \frac{\mu_1 \cdot D_T}{2}}{(R_1 + R_2) \cdot f \cdot \beta + R_2 \frac{d \cdot \mu \cdot \beta}{2} + M_{in} + M_v}$$

$$M_{in} = \frac{G_{ko} + G_{mo}}{g} \cdot \frac{v}{t_1} \cdot \frac{D_T}{2}$$

μ_1 - koeficijent trenja klizanja između točka i šine

$$M_v = F_v \cdot \frac{D_T}{2} \quad a_{\max} = \frac{v_{mo}}{t_1}$$

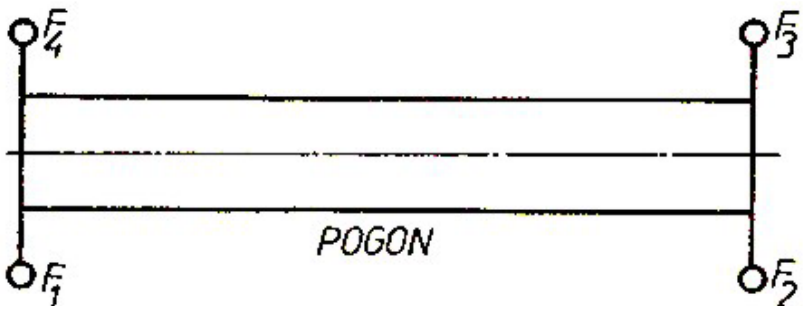
μ - koeficijent trenja ležištu točka

Granično usporenje a_{max} na granici proklizavanja, M_v = 0 (dizalica radi u zatvorenom prostoru), ß = 1, se izvodi:

$$\frac{G_{ko} + G_{mo}}{g} \cdot a_{\max} \cdot \frac{D_T}{2} + R_1 \cdot f + R_2 (\frac{\mu d}{2} + f) = R_1 \frac{\mu_1 D_T}{2\varphi}$$

$$k = \frac{n_p}{n_u}$$

odnos broja pogonskih točkova n_p i ukupnog broja točkova n_u



$$R_1 = (G_{ko} + G_{mo})k \quad k = \frac{1}{2}$$

$$R_2 = (G_{ko} + G_{mo}) - R_1 = (G_{ko} + G_{mo})(1-k)$$

$$a_{\max} \cdot \frac{G_{ko} + G_{mo}}{g} \frac{D_T}{2} = R_1 \frac{\mu_1 D_T}{2\varphi} - R_1 \cdot f - R_2 (\frac{\mu d}{2} + f)$$

$$a_{\max} = \frac{2g}{(G_{ko} + G_{mo}) D_T} \left[\begin{array}{l} k(G_{ko} + G_{mo}) \frac{\mu_1 D_T}{2\varphi} - (G_{ko} + G_{mo}) k \cdot f - \\ -(G_{ko} + G_{mo})(1-k)(\frac{\mu d}{2} + f) \end{array} \right]$$

Posle sređivanja dobija se konačan izraz:

$$a_{\max} = g\left[\frac{k\mu_1}{\varphi} - w + \frac{k\mu d}{D_T}\right], w = \frac{2f + \mu d}{D_T}, [m/s^2]$$ ili

$$a_{\max} = g\left[\frac{k\mu_1}{\varphi} - \frac{F_{w0}}{G_{ko} + G_{mo}} + \frac{k\mu d}{D_T}\right]$$ gde je F_{w0} statički otpor kretanju rasterećene dizalice

$$F_{w0} = (G_{ko} + G_{mo}) w, \beta = 1$$

Sada je vreme кočenja:

$t_k = \frac{v_{mo}}{a_u}$ gde je a_u usporenje dizalice.

$M_k^{'} = M_{dino,k}^{'} - M_{sto,k}^{'}$

η je kod kočenja u broiocu jer predstavlja gubitke koji smanjuju pogonsku silu na putu od točka do vratila EM, tj. do kočnice.

Moment kočenja se računa za vreme t_k prema maksimalnom usporenju na granici athezije.

$M_k^{'}$ - moment kočenja sveden na vratilo elektromotora, Nm

$M_{dino,k}^{'}$ - dinamički moment rasterećene dizalice sveden na vratilo elektromotora, Nm

$M_{sto,k}^{'}$ - statički moment rasterećene dizalice sveden na vratilo elektromotora, Nm

$$M_{dino,k}^{'} = (m_{mo} + m_{ko})\frac{v_{mo}}{t_K} \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta + (1.1 \div 1,2)\frac{J_1 \cdot n_m}{9,55 \cdot t_K}, Nm,$$

$$M_{sto,k}^{'} = F_{Wo}\frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta$$

$$F_{wo} = F_w \frac{G_{ko} + G_{mo}}{G_{mo} + G_{ko} + Q}$$

$$F_{wo} = (G_{ko} + G_{mo})w$$

m_{mo}, kg -masa mosta; m_{ko}, kg - masa kolica; v_{mo}, m/s -brzina mosta; t_K, s - vreme кočenja; J_1, kgm^2 - moment inercije masa elektromotora i kočione spojnice; n_m, min^{-1} - broj obrta elektromotora

Konačno, sada je:

$$M_k^{'} = M_{dino,k}^{'} - M_{sto,k}^{'} = (m_{mo} + m_{ko})\frac{v_{mo}}{t_K} \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta + (1.1 \div 1,2)\frac{J_1 \cdot n_m}{9,55 \cdot t_K} - F_{Wo}\frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta$$

$$F_{wo} = (G_{ko} + G_{mo})w$$

Moment kočenja na analogan način može da se odredi i za opterećenu dizalicu.
Najnepovoljniji slučaj kočenja je onaj kada nema zakošenja, odnosno ß = 1, jer se tada dobija maksimalni moment kočenja.
Kada nije ugrađena kočnica, ili dođe do njenog **otkaza** (dizalica je opterećena), vreme zaustavljanja dizalice iznosi:

$$M_{din}^{'} = M_{st}^{'}$$

$$(m_{mo} + m_{ko} + m_Q)\frac{v_{mo}}{t_K} \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta + (1.1 \div 1,2)\frac{J_1 \cdot n_m}{9,55 \cdot t_K} = (G_{mo} + G_{ko} + Q) \cdot w \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta$$

Odatle se dobija vreme zaustavljanja dizalice:

$$t_K = \frac{(m_{mo} + m_{ko} + m_Q)v_{mo} \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta + (1.1 \div 1,2)\frac{J_1 \cdot n_m}{9,55}}{(G_{mo} + G_{ko} + Q) \cdot w \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta}$$

Tada je zaustavni put dizalice $s = \frac{1}{2} v_{mo} \cdot t_k$

Analogno bi se radilo za rasterećenu dizalicu.

Primenom ovog uslova pod a) dobija se relativno malo vreme kočenja, pa se tada primenjuje uslov pod **b1) kod koga je moment kočenja definisan uslovom da dizalica na otvorenom prostoru, a u miru, ne krene pod dejstvom sile vetra F_v, gde se sila vetra smatra pogonskom silom, ili se radi određivanje momenta kočenja za dizalicu u zatvorenom prostoru, uzimajući u obzir koeficijente sigurnosti kao kod b2).**

b1)

$$F_k = F_v - F_w$$

$$M_k = (F_v - F_w)\frac{D_T}{2}$$

$$M_k^{'} = (F_v - F_w)\frac{D_T}{2}\frac{1}{i}\cdot\eta$$

b2)

$$M_k^{'} = 1,25\cdot M_{st}^{'} \qquad M_{st}^{'} = F_W\cdot\frac{D_T}{2}\cdot\frac{1}{i}\cdot\frac{1}{\eta}, Nm.$$

$M_{st}^{'}$ - statički momenat opterećene dizalice sveden na vratilo elektromotora

η je ovde u imeniocu jer se otpori od točka do vratila povećavaju za trenje u prenosnom mehanizmu (reduktoru).

Vreme кočenja se odreduje za slučaj rasterećene dizalice ali sa ugrađenim momentom kočenja prema obrascu

$$M_k^{'} = 1,25\cdot M_{st}^{'} \quad M_k^{'} = M_{dino,k}^{'} - M_{sto,k}^{'}$$

Tako se dobija:

$$t_K = \frac{(m_{mo} + m_{ko})\frac{v_{mo}}{t_K} \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta + (1.1 \div 1,2)\frac{J_1 \cdot n_m}{9,55}}{M_k^{'} + (G_{mo} + G_{ko}) \cdot w \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta}$$

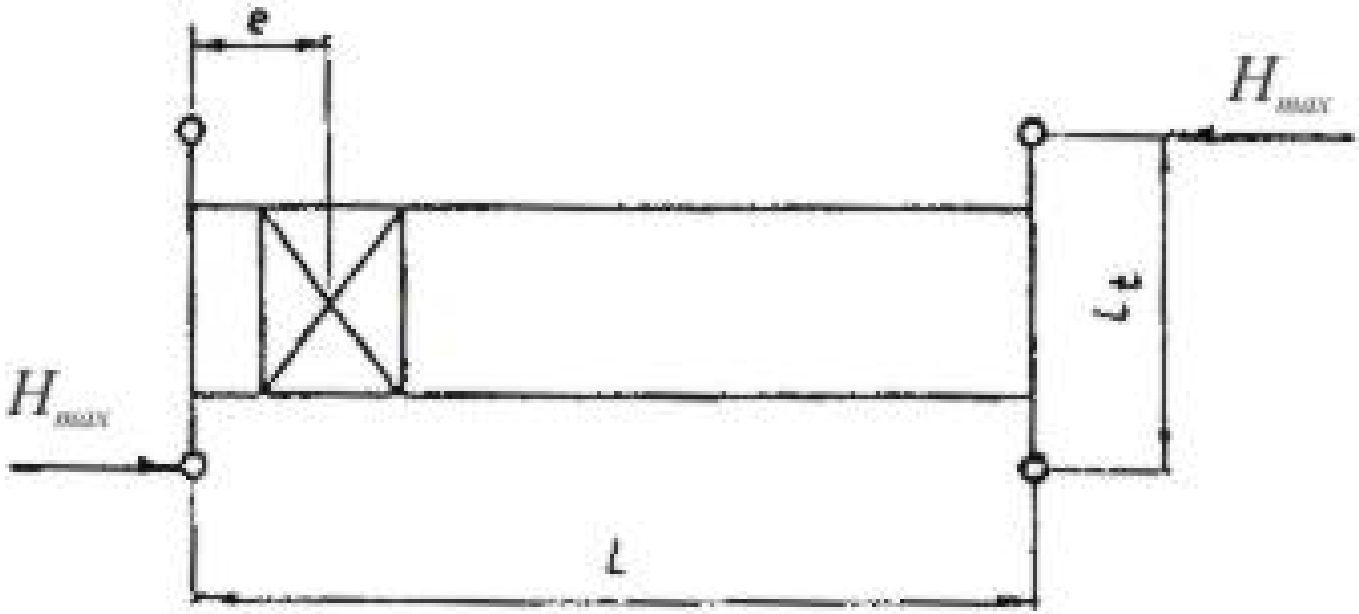
$$M_k^{'} = 1,25 M_{st}^{'}$$

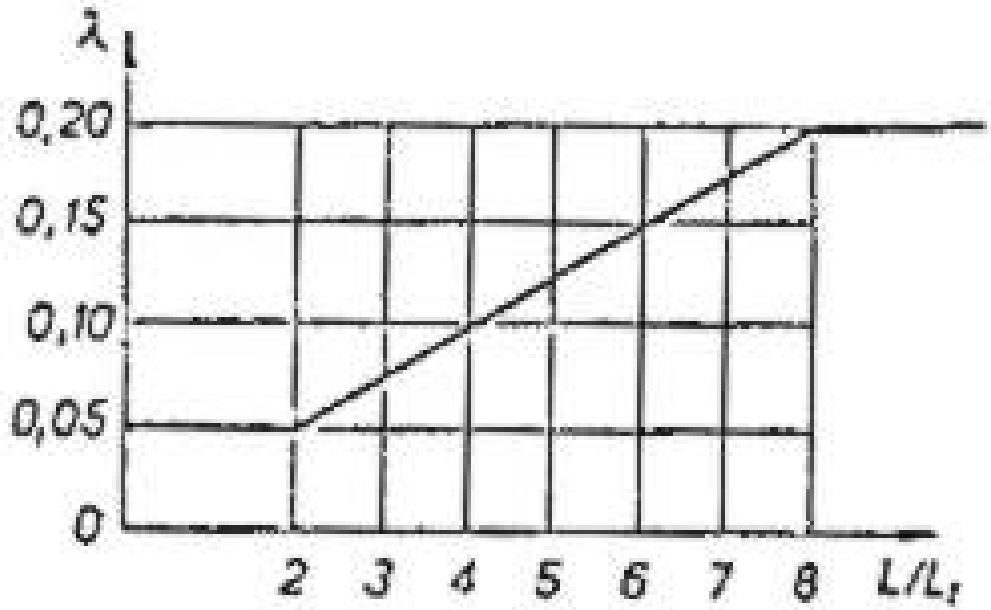
Savremeni mosne dizalice se izvode tako sto se ugrađuju **vertikalni točkovi bez oboda**, ali se zato ugrađuju i **horizontalni točkovi** koji prihvataju horizontalne sile i uslovljavaju kretanje dizalice. Svakako da su horizontalni točkovi prednost u odnosu na vertikalne točkove sa obodima, jer se trenje klizanja oboda točkova i šine zamenjuje trenjem kotrljanja horizontalnih točkova. Snaga elektromotora je jednaka:

$$P = \frac{F_W \cdot v_{mo}}{\eta}, [W] \quad F_w = (G_{mo} + G_{ko} + Q)\left(\frac{\mu \cdot d^v}{D_T^v} + \frac{2 \cdot f}{D_T^v}\right) + 2 \cdot H_{\max}\left(\frac{\mu \cdot d^h}{D_T^h} + \frac{2 \cdot f}{D_T^h}\right)$$

$$H_{\max} = \lambda \cdot F_{\max}, \lambda = f(\frac{L}{L_T})$$

F_{max} – vertikalni pritisak na točak na mestu H_{max}


e
H_{max}
H_{max}
L_1
L


λ
0,20
0,15
0,10
0,05
0
2
3
4
5
6
7
8
L/L_1

KRAJ PREDAVANJA!
SREĆNO NA ISPITU!