

Gubici snage u liftovskim sistemima i analiza stepena korisnosti

RADOMIR D. ĐOKIĆ, Univerzitet u Novom Sadu,
Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad
ORCID: 0000-0002-1578-0543

JOVAN M. VLADIĆ, Univerzitet u Novom Sadu,
Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad
ORCID: 0000-0003-1518-1935

TANASIJE A. JOJIĆ, Univerzitet u Novom Sadu,
Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad
ORCID: 0000-0002-2174-3394

Originalni naučni rad

UDC: 621.876.11-93

DOI: 10.5937/tehnika2603251D

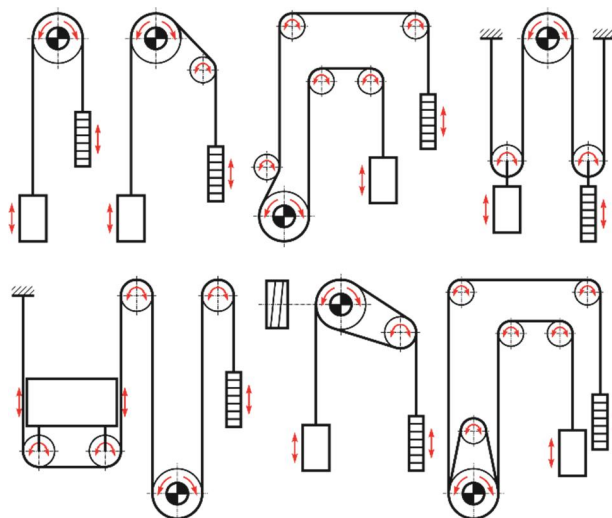
Da bi se mogla vršiti kvalitetna analiza rada i projektovanje liftovskih sistema sa pogonskom užetnjačom, neophodno je odrediti veličinu gubitaka koji se javljaju u pogonskom mehanizmu i vođicama lifta. Izvršena je analiza otpora, odnosno izvora gubitaka snage kod uređaja za vertikalno dizanje, od kojih najznačajniji se javljaju i posebno su izraženi kod pužnih reduktora (promenljiv tok snage i problem samokočivosti), i na vođicama kabine i protivtega, gde uticaj ima i vrsta elemenata za vođenje. Poseban problem je izražen zbog promenljivog stanja kontaktnih površina (između vođica i klizača) u toku eksploatacije i ekscentričnog opterećenja kabine.

Ključne reči: električni liftovi, gubici snage, otpori u pogonskom mehanizmu i vođicama

1. UVOD

Liftovi predstavljaju specifičnu grupu transportnih mašina za vertikalno dizanje i transport (najčešće tereta) pod nagibom. Ipak, vozna okna i liftovi pod nagibom, odnosno odgovarajuće izvozne mašine koje rade u sastavu njih su retki u eksploataciji. Glavni razlog je što su vozna okna pod nagibom duža za istu visinu, pa su pri izradi skuplja i što su za vozna okna pod nagibom za transport tereta potrebni specijalni i skuplji uređaji [1]. Potrebe savremenog društva su uslovile razvoj različitih konstrukcija liftova. Efikasna vertikalna mobilnost je ključna komponenta razvoja i izgradnje objekata velikih visina [2]. U današnje vreme grade se zgrade sa velikim brojem spratova, pri čemu su liftovi neophodni kako bi olakšali prevoz putnika na veliku visinu. Izvori gubitaka snage kod uređaja za vertikalno dizanje su mnogobrojni. Na sl. 1 su prikazana neka kinematska rešenja električnih liftova, na kojoj je strelicama prikazano gde se javljaju najveći

gubici. Trenje se javlja na svim mestima gde postoji relativno kretanje kontaktnih površina elemenata lifta [3]. Ako se pored različitih kinematskih rešenja ima u vidu i primena različitih prenosnika u sklopu pogonskog mehanizma i elemenata za vođenje, može se konstatovati da je za svaki konkretan slučaj potrebno izvršiti analizu i definisanje ukupnog otpora ili stepena iskorišćenja postrojenja.



Slika 1 - Mesta na kojima se javlja trenje za različita kinematska rešenja kod liftova

Adresa autora: Radomir Đokić, Univerzitet u Novom Sadu, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, Trg Dositeja Obradovića 6

e-mail: radomir.djokic@hotmail.com

Rad primljen: 13.02.2026.

Rad prihvaćen: 11.05.2026.

U zavisnosti od primenjenog kinematskog rešenja kod električnih liftova (sl. 1) gde se javljaju različite ukupne vrednosti otpora, postoje tehnike za prethodni izbor pogonskog mehanizma sa reduktorom. U [4] autor navodi koje sve uslove mora da zadovolji momentna karakteristika potencijalnog pogonskog motora.

Između ostalih zahteva, navodi se da je neophodno obezbediti višak obrtnog momenta blokiranog rotora u odnosu na maksimalni moment otpora opterećenja u mirovanju. Pored toga, naglašava se da je neophodno prisustvo viška maksimalnog obrtnog momenta motora u odnosu na maksimalni obrtni moment koji se zahteva od motora. Takođe, autor navodi korake koje projektant mora da sledi prilikom izbora i daje opšte izraze za različite koncepcije (sa pogonom gore, sa pogonom dole, liftovi bez mašinske prostorije i sl).

U [5] prikazani su gubici snage i izvori njihovog nastanka u pužnom reduktoru. To su gubici koji nastaju u spoju puža i pužnog točka, gubici u ležajevima, zaptivkama i gubici snage pri mešanju ulja. Ukupni gubici se određuju za različite vrednosti ulaznog broja obrtaja, izlaznog obrtnog momenta i varijacije vrsta ulja.

Faktori koji značajno utiču na gubitke snage su, pre svega, vrsta materijala zupčastih zupčanika i geometrija pužnog para, vrsta i viskozitet ulja za podmazivanje, ulazni broj obrtaja, oblik puža, opterećenje, temperatura itd [6].

U [7] su razmatrane geometrijske karakteristike pužnog reduktora, princip rada i teorijske osnove za izračunavanje efikasnosti. Na osnovu sprovedenih istraživanja i eksperimenata, razvijene su preporuke za poboljšanje efikasnosti na primeru jednog pužnog prenosnika.

2. GUBICI SNAGE - OBRTNIH MOMENATA U LIFTOVSKIM SISTEMIMA

Gubici u prenosu snage u pogonskim i prenosnim mehanizmima liftova i mašina vertikalnog transporta javljaju se prvenstveno u:

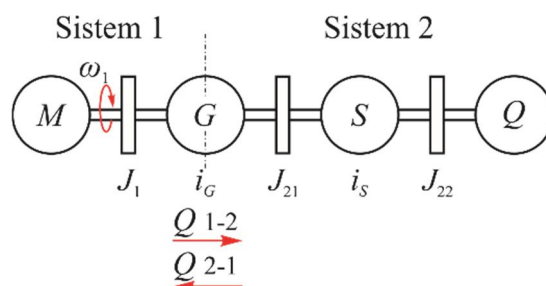
- reduktoru (najčešće postoji u sistemu), i to:
 - na mestima sprege zupčanika, odnosno puža i pužnog točka,
 - u ležajevima vratila, usled trenja,
 - na mestima trenja zupčanika sa uljem u reduktoru,
 - na mestima odvođenja snage za pomoćne pogone (npr. pumpe za podmazivanje i sl), ako postoje,
- na užetnjačama (pogonskoj, odbojnoj, prevojnim na kabini i protivtegu – za slučaj vešanja 2:1,

prevojnoj za kompenzaciono užet ili lanac – ako postoje, prevojnim užetnjačama, graničnicima brzine i sl.), i to:

- u ležajevima užetnjača, usled trenja,
- na mestima savijanja užeta [8], usled krutosti užeta,
- na vođicama kabine i protivtega.

2.1. Obrtni momenti opterećenja i gubitaka u liftovskim sistemima

Na slici 2 je dat šematski prikaz liftovog sistema sa prenosom snage pomoću užadi. Mora se napraviti razlika između brzohodnog dela 1, koji uključuje motor M i deo prenosnika G (puž), i sporohodnog dela 2 koji uključuje deo prenosnika (pužni točak), mehanizam voznog okna S i teret Q .



Slika 2 - Šema liftovskih sistema sa prenosom snage putem trenja [9]

Svi obrtni momenti i momenti inercije svode se na vratilo elektromotora (ugaona brzina ω_1) brzohodnog dela. Zbir momenata inercije mase dela sistema velikih brzina označen sa J_1 , J_{21} predstavlja redukovani moment inercije masa pužnog točka i pogonske užetnjače, dok J_{22} predstavlja redukovani moment inercije masa pokretnih delova (translatorni i obrtni) koji se nalaze u voznom oknu.

Zbir J_{21} i J_{22} se može označiti sa J_2 :

$$J_2 = J_{21} + J_{22}$$

Diferencijalna jednačina kretanja liftovskog sistema, prema slici 2, se u opštem obliku može zapisati kao [9]:

- motorski režim rada Q_{1-2}

$$M_M - M_G - M_S - M_Q = (J_1 + J_2) \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \quad (1)$$

- generatorski režim rada Q_{2-1}

$$-M_M - M_G - M_S + M_Q = (J_1 + J_2) \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \quad (2)$$

gde je:

M_M - obrtni moment motora,

M_G - obrtni moment gubitaka u prenosniku,

M_S - obrtni moment gubitaka u voznom oknu,

M_Q - obrtni moment opterećenja.

Svi obrtni momenti se redukuju na vratilo motora. Energetski bilans se takođe može napisati posebno za sisteme 1 i 2:

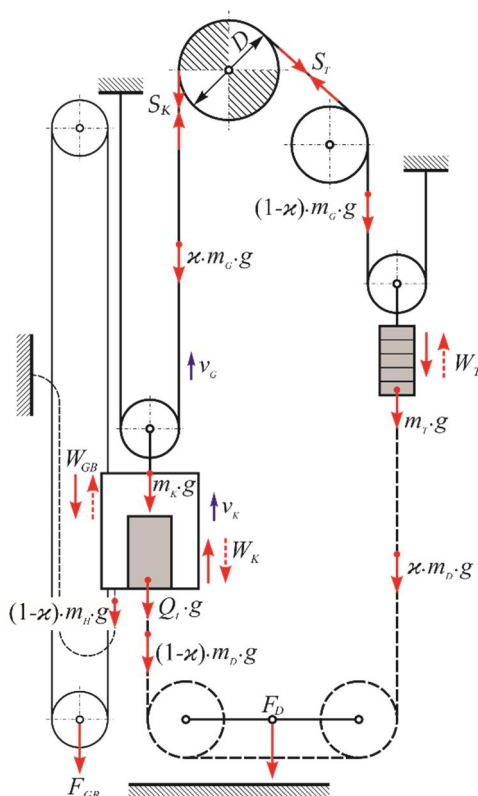
$$M_M - M_G - M_2 = J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \quad (3)$$

$$M_1 + M_S + M_Q = J_2 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \quad (4)$$

U izrazu (3) M_2 predstavlja obrtni moment koji deluje na mestu susticanja oba sistema. Isto važi i za M_1 , pri čemu je $M_1 = -M_2$, obzirom da zbir jednačina (3) i (4) mora da da jednačinu (1). Dakle, M_2 je obrtni moment koji deluje na vratilo pužnog točka, i koji se može izraziti iz izraza (4) kao:

$$M_2 = M_Q + M_S - J_2 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \quad (5)$$

$$M_Q = \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i_R \cdot i_S} \cdot [m_K - m_T + \lambda \cdot Q + m_D \cdot (1 - 2\kappa) + m_H \cdot (1 - \kappa) + m_G \cdot (2\kappa - 1)] \cdot g \quad (6)$$



Slika 3 - Opšta šema liftovskog sistema sa pogonskim mehanizmom iznad voznog okna [10, 11]

Shodno slici 3, u voznom oknu se nalaze sledeći viseći tereti: Q_t

$$M_Q = \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i_R \cdot i_S} \cdot [Q \cdot (\lambda - \beta) + m_D \cdot (1 - 2\kappa) + m_H \cdot (1 - \kappa) + m_G \cdot (2\kappa - 1)] \cdot g \quad (8)$$

U zavisnosti od veličine pojedinačnih sabiraka u ovom izrazu, M_2 može biti veći ili manji od nule. Ako M_2 deluje suprotno smeru rotacije, energija se prenosi sa sistema 1 na sistem 2, odnosno tok snage je iz sistema 1 u sistem 2, koji je simbolično označen Q_{1-2} . Ukoliko M_2 deluje u smeru rotacije, energija se prenosi sa sistema 2 na sistem 1, a ovaj tok snage je simbolično označen Q_{2-1} . To znači da je smer toka snage tačno definisan u svakom trenutku i da važi:

$$\text{za } Q_{1-2} \quad \text{sgn } M_2 = -\text{sgn } \omega_1$$

$$\text{za } Q_{2-1} \quad \text{sgn } M_2 = +\text{sgn } \omega_1$$

Težine koje se nalaze u voznom oknu (slika 3) stvaraju obrtni moment na pogonskoj užetnjači (obrotni moment opterećenja), saglasno silama u užadima na strani kabine/protivtega (S_K , S_T), koji kada se redukuje na vratilo motora ima sledeću veličinu:

- masa tereta u kabini (korisna nosivost), m_K - masa kabine, m_T

- masa protivtega, m_G - masa nosećih užadi, m_D - masa kompenzacionog užeta ili lanca, m_H

- masa visećih kablova, F_D

- sila zatezanja kompenzacionih užadi uključujući i težinu zateznih užetnjača, F_{GB}

- sila zatezanja užeta graničnika brzine.

Između masa kabine i protivtega i nosivosti lifta važi sledeća jednakost:

$$m_T = m_K + \beta \cdot Q \quad (7)$$

gde je:

Q - nazivna nosivost, za koju je lift projektovan,

β - faktor težine protivtega.

Veza između korisne nosivosti (trenutne mase tereta u kabini) i nazivne nosivosti je $Q_t = \lambda \cdot Q$, gde λ predstavlja relativno opterećenje (faktor opterećenja kabine).

Kako je i na slici 3 prikazano, mase m_G , m_D i m_H su pomnožene sa faktorom visine κ ili sa $(1 - \kappa)$. Za slučaj kada se kabina nalazi dole u oknu važi $\kappa = 1$, dok je za slučaj kabine gore $\kappa = 0$.

Uvrštavajući jednakost (7) u izraz (6) dobija se konačna vrednost u obliku:

Uvođenjem pojma „nominalnog obrtnog momenta opterećenja“:

$$M_{Qn} = \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i_R \cdot i_S} \cdot Q \cdot (1 - \beta) \quad (9)$$

obrotni moment opterećenja postaje:

$$M_Q = M_{Qn} \cdot \left(\frac{\lambda - \beta}{1 - \beta} - \sigma + \delta \cdot \kappa \right) \quad (10)$$

gde je:

$$\sigma = \frac{m_G \cdot i_S - m_D - m_H}{(1 - \beta) \cdot Q} \cdot g, \\ \delta = \frac{2 \cdot m_G \cdot i_S - 2 \cdot m_D - m_H}{(1 - \beta) \cdot Q} \cdot g$$

Gubici u voznom oknu nastaju trenjem na vođicama kabine i protivtega, u ležajevima otklonskih i prevojnih užetnjača, kao i usled savijanja užadi preko pogonske, otklonske i prevojnih užetnjača. Pretpostavka je da obrtni momenat gubitaka (otpora) raste linearno sa povećanjem opterećenja, tj. da koeficijent trenja ostaje nezavisan od veličine opterećenja. Ova pretpostavka se ne može uvek u potpunosti primeniti na trenje na vođicama, pošto položaj tereta u kabini

može da igra ulogu, odnosno da se pojavom nesimetričnog opterećenja kabine mogu javiti dodatne sile.

U opštem slučaju, koeficijent trenja će se nesumnjivo menjati sa odgovarajućom brzinom klizanja (kretanja kabine). Brzine klizanja na različitim lokacijama imaju različite veličine u datom trenutku, tako da bi njihovo određivanje previše komplikovalo proračun. Zbog toga se za gubitak obrtnog momenta uvodi množitelj v_S zavisen od brzine, čiji tok (vrednosti) još uvek zahteva detaljno ispitivanje.

Za mehanizam voznog okna može se izračunati neki vid ukupnog koeficijenta trenja. Sile koje deluju u voznom oknu, pomnožene sa ukupnim koeficijentom trenja $\mu_S v_S$, rezultiraju silom trenja u voznom oknu. čime bi bio obuhvaćen uticaj pojedinačnih koeficijenata trenja za svaku otklonsku užetnjaču, kliznu vođicu itd., za šta već postoje neki empirijski podaci.

Ovde je d'Alamberova prividna sila koja potiče od masa na strani protivtega zadržala negativan predznak. To je zato što npr. pri $d\omega_1/dt > 0$ prividna sila opterećuje kontaktne površine na strani kabine, dok ih rasterećuje na strani protivtega. J_T označava moment inercije masa na strani protivtega redukovano na vratilo elektromotora.

Ukupni obrtni moment gubitaka voznog je oblika:

$$M_S = - \left\{ M_C v_S + \mu_S v_S \cdot \left[M_{Qn} \frac{\lambda + \zeta \cdot \chi}{1 - \beta} + (J_K - \chi J_T) \frac{d\omega_1}{dt} \right] \right\} \cdot \text{sgn } \omega_1 \quad (11)$$

gde je:

$$M_C = M_{Qn} \mu_{ST} \frac{\chi \beta + \vartheta}{1 - \beta} \\ \vartheta = \frac{1}{Q} \cdot \left[\chi m_G g i_S + m_D g + m_H g + (1 + \chi) \left(m_K g + \frac{F_D}{2} \right) \right] \\ \zeta = \frac{1}{Q} \cdot \left[(1 - \chi) (m_G g i_S - m_D g) + m_H g \right]$$

χ - odnos ukupnih momenata inercije u voznom oknu na strani protivtega i na strani kabine.

Uzimajući u obzir da su, grubo procenjeno, $J_K \approx J_T$ и $\chi = 1$, sledi:

$$J_K - \chi J_T \approx 0 \quad (12)$$

Pošto su vrednosti za J_K и J_T već same po sebi male u poređenju sa ukupnim momentom inercije liftovskog sistema, razlika $J_K - \chi J_T$ pomnožena faktorom $\mu_S v_S$, koji je obično manji od 0,1, postaje zanemarljivo mala. Sa ovim opravdanim zanemarivanjem, gubitak obrtnog momenta voznog okna postaje:

$$M_S \approx - \left(M_C v_S + \mu_S v_S M_{Qn} \frac{\lambda + \zeta \cdot \chi}{1 - \beta} \right) \cdot \text{sgn } \omega_1 \quad (13)$$

Obrtni moment gubitaka voznog okna praktično je nezavisan od momenata inercije masa koje se nalaze u voznom oknu.

Gubici u prenosniku se sastoje od gubitaka usled uzublјivanja zuba zupčanika, gubitaka usled trenja u ležajevima i gubitaka u tzv. „praznom hodu“.

Gubici usled uzublјivanja zuba zupčanika nastaju na kontaktnim površinama između puža i pužnog točka. Gubitak obrtnog momenta usled uzublјivanja se može izraziti kao funkcija obrtnog momenta na vratilu pužnog točka M_2 :

$$M_{VZ} = -\Omega \cdot |M_2| \cdot \text{sgn } \omega_1 \quad (14)$$

gde je:

$$\Omega \approx \left(\frac{1}{i_R} \frac{d_R}{d_S} + i_R \frac{d_S}{d_R} \right) \cdot \mu$$

d_S - podeoni prečnik puža,
 d_R - podeoni prečnik pužnog točka,
 μ - koeficijent trenja.

Vrednost koeficijenta trenja zavisi ne samo od kvaliteta površine i viskoznosti ulja, već i od brzine klizanja između tarnih površina, tj. od broja obrtaja.

Gubitak obrtnog momenta pužnih parova prema jednačini (14) je linearan samo pri manjim vrednostima M_2 , tj. kada je prisutno viskozno trenje. Pri pojavi suvog i viskoznog trenja, gubitak obrtnog momenta raste eksponencijalno, tj. faktor Ω je, u izvesnom smislu, zavisn i od $|M_2|$.

Gubitak obrtnog momenta zbog trenja u ležajevima se takođe može izraziti kao funkcija obrtnog momenta M_2 :

$$M_{Lag} = -C_{Lag} \cdot |M_2| \cdot \text{sgn } \omega_1 \quad (15)$$

gde je:

C_{Lag} - konstanta koja zavisi od geometrijskih dimenzija pužnog prenosnika.

Gubici u tzv. „praznom hodu“ nastaju zbog otpora koji se javljaju prilikom kretanja delova kroz ulje u reduktoru. Ovi gubici zavise od geometrijskih dimenzija prenosnika, viskoznosti ulja i od broja obrtaja, a može se izraziti kao:

$$M_0 = -C_0 \cdot \sqrt[3]{n_1} \quad (16)$$

gde je:

n_1 - broj obrtaja puža,

$$\eta = \eta_s \eta_G = \frac{M_Q}{M_Q + M_S} \cdot \frac{M_Q + M_S}{M_Q + M_S + M_G} = \frac{M_Q}{M_Q + M_S + M_G} = \frac{1}{1 + \frac{M_S + M_G}{M_Q}} = \frac{M_Q}{M_M} \quad (19)$$

Na isti način se dobija i ukupni stepen iskorišćenja za smer toka snage Q_{2-1} , i to:

$$\eta' = \frac{M_M}{M_Q} \quad (20)$$

Poseban uticaj na stepen iskorišćenja svakog liftovskog postrojenja ima relativno opterećenje kabine. Stepenn iskorišćenja je najveći pri nominalnom opterećenju i praznoj kabini, dok pri opterećenju kabine sa polovinom korisne nosivosti vrednost η pada i do nule, slika 4. Kao što je već navedeno, određeni

C_0 - konstanta koja zavisi od dimenzija prenosnika.

Ukupni gubitak obrtnog momenta prenosnika je zbir tri gubitka datih jednačinama (14), (15) i (16).

Za ovaj rad važno je spomenuti da veličina obrtnog momenta M_2 takođe zavisi od ugaonog ubrzanja J_2 , prema jednačini (5).

3. STEPENI KORISNOSTI KOD LIFTOVA

Uvođenjem pojma Stacionarni stepen iskorišćenja voznog okna η_S [9], koji bi predstavljao odnos momenta opterećenja MQ prema momentu MQ+MS sa kojim mehanizam lifta deluje na pogonsku jedinicu, njegova vrednost se može napisati kao:

$$\eta_s = \frac{M_Q}{M_Q + M_S} = \frac{1}{1 + \frac{M_S}{M_Q}} \quad (17)$$

Na sličan način se može uvesti stacionarni stepen iskorišćenja prenosnika η_G [9], koji pri Q1-2 (slika 2) predstavlja odnos obrtnog momenta na pužnom točku prema obrtnom momentu na vratilu puža u stacionarnom stanju, tj. pri $d\omega_1/dt = 0$:

$$\eta_G = \frac{M_Q + M_S}{M_Q + M_S + M_G} = \frac{1}{1 + \frac{M_G}{M_Q + M_S}} \quad (18)$$

Ukupni stepen iskorišćenja je proizvod η_S i η_G , odnosno odnos momenata M_Q i M_M za smer toka snage Q_{1-2} :

uticaj na veličinu stepena iskorišćenja ima i tok snage kroz pogonski mehanizam.

Na osnovu izraza (1), (2), (19) i (20) može se doći do uobičajenog (univerzalnog) izraza koji predstavlja vezu između stepena iskorišćenja prenosa pri „obratnom“ i „normalnom“ smeru toka snage. Iz izraza (19) može se napisati sledeća jednakost:

$$1 + \frac{M_S + M_G}{M_Q} = \frac{1}{\eta} \rightarrow \frac{M_S + M_G}{M_Q} = \frac{1}{\eta} - 1 \quad (21)$$

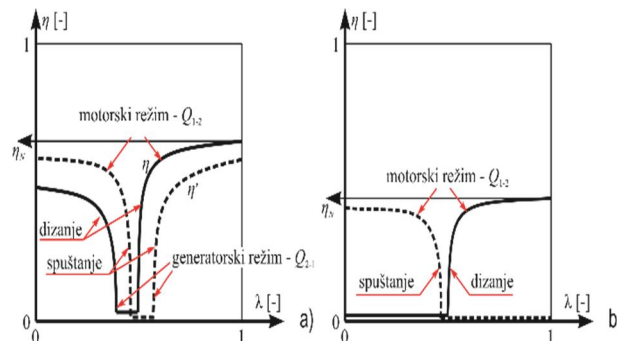
Izrazi (2) i (20) za generatorski režim rada (Q_{2-1}) daju:

$$\eta' = \frac{M_Q - M_S - M_G}{M_Q} = 1 - \frac{M_S + M_G}{M_Q} \rightarrow \frac{M_S + M_G}{M_Q} = 1 - \eta' \quad (22)$$

Iz jednakosti (21) i (22) sledi:

$$\frac{1}{\eta} - 1 = 1 - \eta' \rightarrow \eta' = 2 - \frac{1}{\eta}$$

Poslednja zavisnost važi samo ako su relativno opterećenje kabine (λ) i visinski položaj kabine u voznom oknu isti za Q_{1-2} i Q_{2-1} , dok je smer kretanja različit, odnosno kada su svi gubici u prenosu nezavisni od opterećenja.



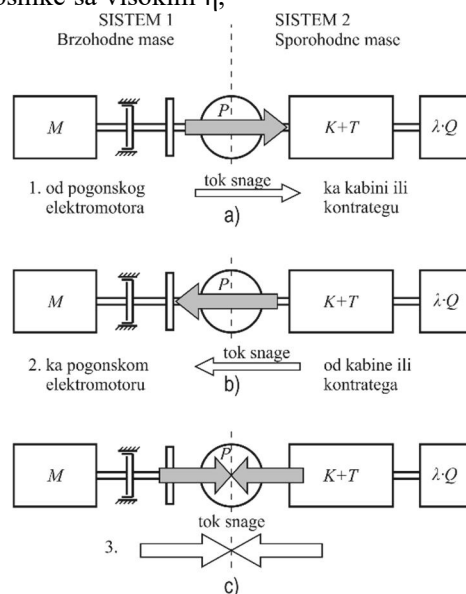
Slika 4 - Principijelni oblik zavisnosti $\eta=f(\lambda)$ sa smerom kretanja kabine lifta i smerom toka snage kroz pogonski mehanizam, kao parametrima, (a) prenosnik koji pri nominalnom opterećenju nije samokočiv, (b) prenosnik koji je samokočiv i pri nominalnom opterećenju [12]

Na slikama 4a i 4b se može videti da tok stepena korisnosti za kretanje nagore i naniže nije identičan. Konkretno, ne može se potvrditi često korišćena pretpostavka da je sa kompenzacijom opterećenja od 50% ($\beta = 0,5$) moment otpora sistema na vratilu pogonskog motora isti kada se kabina pod punim opterećenjem kreće prema gore i kada se prazna kabina spušta dole. U slučaju prazne kabine su gubici u oknu znatno manji nego pri punom opterećenju, te je stoga i stepen iskorišćenja kompletnog postrojenja povoljniji. Poseban problem se javlja u slučaju samokočivosti prenosnika (najčešće pužni reduktor). Generalno, za užetnjače, zupčaste parove i prenosnike sa visokim η ,

ne pravi se razlika u veličini stepena iskorišćenja prenosa u zavisnosti od smera toka snage, dok se za pužni prenosnik o ovome mora voditi računa.

Zbog toga, a na bazi slike 2, mogu se javiti sledeći karakteristični slučajevi toka snage, [12]:

- od pogonskog elektromotora ka kabini, odnosno protivtegu, sl. 5a,
- od kabine, odnosno protivtega ka pogonskom elektromotoru, sl. 5b,
- od pogonskog elektromotora ka prenosniku i od kabine, odnosno protivtega ka prenosniku (slučaj samokočivosti) sl. 5c.



Slika 5 - Tok snage kod liftova, (a) od pogonskog elektromotora ka kabini ili protivtegu, (b) od kabine ili protivtega ka pogonskom elektromotoru, (c) od pogonskog elektromotora ka reduktoru i od kabine ili protivtega ka reduktoru

Na osnovu prethodnog, može se uočiti značajna problematika vezana za određivanje gubitaka, odnosno stepena iskorišćenja postrojenja za vertikalno dizanje sa pogonskom užetnjačom. Zbog toga se javlja potreba da proizvođač liftova eksperimentalno utvrdi vrednosti i karakter promene stepena iskorišćenja svih elemenata u prenosu, posebno pužnog reduktora i elemenata za vođenje kabine i protivtega ili da se predvide odgovarajuća eksperimentalna merenja na ugrađenim postrojenjima koja se nalaze u eksploataciji.

4. ZAKLJUČAK

Specifičnost ovog rada je u tome što se bavi metodom za utvrđivanje ukupnih gubitaka kod električnih liftova sa pužnim reduktorom gde kod ovakvih sistema postoje dva toka snage – od pogonskog motora ka pogonskoj užetnjači i obrnuto (u zavisnosti od toga da li motor radi u tzv. „motorskom“ ili „generatorskom“ režimu rada). Poseban problem se javlja u slučaju samokočivosti prenosnika.

Ukupni otpor kod liftova zavisi od velikog broja faktora kao što su: konstrukcija lifta, vrsta prenosnika u sklopu pogonskog mehanizma, relativna brzina kontaktnih površina, vrsta klizača kabine i protivtega, veličina i ekscentričnost opterećenja kabine, podmazivanja, habanja i stanja kontaktnih površina, temperature itd. Sprovedenim istraživanjima u radu moguće je, za statičke uslove, određivanje realnih vrednosti navedenih parametara.

LITERATURA

- [1] Qiao S, Peng Z, Zhang J, Jin L. Parameter Calibration and System Design of Material Lifting System for Inclined Shaft Construction, *Applied Sciences*, Vol. 13, No. 9909, 2023. <https://doi.org/10.3390/app-13179909>
- [2] Al-Kodmany K. Tall Buildings and Elevators: A Review of Recent Technological Advances, *Buildings*, No. 5, pp. 1070-1104, 2015. <https://doi.org/10.3390/buildings5031070>
- [3] Li J, Jiang S, Li M, Xie J. A Fault Diagnosis Method of Mine Hoist Disc Brake System Based on Machine Learning, *Applied Sciences*, Vol. 10, No. 1768, 2020. <https://doi.org/10.3390/app10051768>
- [4] Afonin V.I. The preliminary selection of motors for geared elevator hoist drives, *Russian Electrical Engineering*, Vol. 79, No. 11, pp. 631-635, 2008. <https://doi.org/10.3103/S1068371208110096>
- [5] Radosavljević S. Z, Stojanović B. Ž, Skulić, A. D. Determination of Power Losses in Worm Gear Reducer, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, The 10th International Symposium Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering (KOD 2018)*, Novi Sad, Serbia, 6-8 June 2018. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/393/1/012050>
- [6] Skulić A, Stojanović B, Radosavljević S, Veličković S. Experimental Determination of Worm Gearing Efficiency, *Applied Engineering Letters: Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 4, No. 4, pp. 115-119, 2019. <https://doi.org/10.18485/aeletters-2019.4.4.2>
- [7] Melnikov P, Schegoleva S. Methods of increasing the efficiency of the worm gear, *International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science*, Sevastopol, Russia, 9-13 September 2019. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201929800001>
- [8] Guo Y, Zhang D, Zhang X, Wang D, Wang S. A New Transmission Theory of “Global Dynamic Wrap Angle” for Friction Hoist Combining Suspended and Wrapped Wire Rope, *Applied Sciences* Vol. 10, No. 1305, 2020. <https://doi.org/10.3390/app10041305>
- [9] Franzen C. F, Englert Th. *Der Aufzugbau*, Friedr. Vieweg + Sohn Verlag, Braunschweig, Germany, 1972.
- [10] EN 81-20: 2020E: *Safety rules for the construction and installation of lifts - Lifts for the transport of persons and goods - Part 20: Passenger and goods passenger lifts*, Brussels, Belgium.
- [11] EN 81-50: 2020E: *Safety rules for the construction and installation of lifts - Examinations and tests - Part 50: Design rules, calculations, examinations and tests of lift components*, Brussels, Belgium.
- [12] Vladić J, Šostakov R, Brkljač N, Ličen H, Živanić D. *Research and development of electrically powered passenger elevators* (in serbian), Project of the Ministry of Science and Technological Development, MIS 3.03.3214.B, 2002 – 2004.

SUMMARY

POWER LOSSES IN ELEVATOR SYSTEMS AND EFFICIENCY COEFFICIENT ANALYSIS

To be able to carry out a high-quality analysis of the operation and design of elevator systems with a driving pulley, it is necessary to determine the size of the losses that occur in the drive mechanism and elevator guide rails. An analysis of the resistance, i.e., the source of power losses in vertical lifting devices, was performed, the most significant of which occur and are especially pronounced in worm gear reducers and on the guiding system of the cabin and counterweight, where the type of guiding elements also has an influence. A particular problem is expressed due to the changing state of the contact surfaces (between the guide rails and the guide shoes) during exploitation and the eccentric loading of the cabin.

Key Words: *electric elevators, power losses, guide rails and driving mechanism resistances*