

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Дизалице

Број индекса: 29/2016

Софија С. Стефановић

**ВИТЛА НА МОТОРНИ ПОГОН КОД
МАШИНА ПРЕКИДНОГ ТРАНСПОРТА**

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Ненад Милорадовић, ванр. проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Истакне улогу и област примене механизма за дизање терета код машина са периодичним радом.
- Прикаже постојећа решења механизма са витлом и опште њихове најзначајније саставне елементе.
- На изабраном типу механизма за дизање терета прикаже принцип прорачуна његових основних елемената и за дефинисану носивост и висину дизања терета уради конкретан рачунски пример.

Препоручена литература:

- [1] Д. Острић, С. Тошић, Дизалице, Машински факултет, Центар за механизацију, Београд, 2005.
- [2] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Дизалице, основе, Градина, Ниш, 1994.
- [3] С. Дедијер, Основи транспортних уређаја, Београд, 1989.
- [4] Стандард SRPS EN 14492-1:2010, Дизалице - Витла и мале дизалице на моторни погон - Део 1: Витла на моторни погон.
- [5] Стандард SRPS EN 14492-2:2010, Дизалице - Витла и мале дизалице на моторни погон - Део 2: Мале дизалице на моторни погон.
- [6] FEM N 0089, A brief guide for identification of non-compliant winches and hoists, 09. 2015.

Крагујевац, март 2019.

ментор:

Др Ненад Милорадовић, ванр. проф.

Резиме

Представљене су машине са периодичним радом, извршена је њихова основна подела. Дата је блок шема механизма са витлом и описани су његови најзначајнији елементи. Приказана су постојећа решења механизма за дизање терета, односно механизма са витлом, као и пример избора одговарајуће концепције погона. Такође дат је и принцип прорачуна основних елемената кроз рачунски пример.

Кључне речи: механизми са витлом, витла на моторни погон, витло

Abstract

Machines with periodic operation were presented and their basic division was made. The block diagram of a winch mechanism is given and its most important elements are described. Existing solutions of lifting mechanisms and winch mechanisms are presented, as well as an example of choosing the right drive concept. The principle of calculation of basic elements through computational example is also given.

Key words: winch mechanisms, motor-driven winches, winch

Садржај

1.	Увод	1
2.	Машине са периодичним радом.....	3
3.	Механизми за дизање терета.....	4
3.1	Ручне дизалице.....	4
3.1.1	Дизалице са завојним вретеном	4
3.1.2	Дизалице са зупчастом полугом	5
3.1.3	Хидрауличне дизалице	5
3.1.4	Ручне потезне дизалице	6
3.1.5	Ручна полужна ланчана дизалица.....	6
3.1.6	Ручна ланчана дизалица – чекрк.....	7
3.2	Добоши за вучу (витла).....	8
3.2.1	Добоши за вучу са ручним погоном	10
3.2.2	Добоши за вучу са моторним погоном	12
3.3	Дизалични механизми за дизање.....	17
3.3.1.	Шеме дизања	18
3.3.2.	Избора концепције погона дизања код мосних дизалица.....	20
4.	Пример прорачуна погона за дизање	22
4.1.	Доња котурача.....	22
4.1.1.	Избор концепције	23
4.1.2.	Кука	23
4.1.3.	Избор ужета.....	24
4.1.4.	Котур.....	25
4.1.5.	Траверза.....	25
4.2.	Добош	26
4.2.1.	Избор добоша	26
4.2.2.	Димензије добоша	27
4.2.3.	Провера напона	28
4.2.4.	Осовина добоша	29
4.2.5.	Лежишта добоша	29
4.2.6.	Веза ужета за добош	29
4.3.	Избор електромотора	31

4.3.1.	Меродавна снага за избор мотора.....	31
4.3.2.	Провера електромотора у периоду убрзавања при дизању максималног терета	31
4.4.	Редуктор	32
4.4.1.	Избор редуктора	32
4.5.	Избор спојнице.....	32
4.6.	Кочница.....	32
4.6.1.	Прорачун кочнице са две папуче	33
4.6.2.	Избор хидрауличног подизача	33
4.6.3.	Провера кочнице.....	34
5.	Закључак	36
	Литература.....	37

1. Увод

Транспорт се дели на спољашњи и унутрашњи, као што се да претпоставити, унутрашњи се обавља унутар неког простора, а спољашњи изван њега. Спољашњи транспорт се односи на ваздушни, копнени и подели, где се копнени дели на шински, друмски и комбиновани, тј. односи се на превоз робе на веће удаљености, који се може остварити бродовима, возовима, авионима и сл. у зависности од врсте терета, његове тежине и места на које треба бити достављен.

Унутрашњи транспорт односи се на механизацију, односно употребу машина и дели се на прекидни и непрекидни. Код прекидног транспорта имамо машине које раде периодично, тј. врше транспорт материјала у циклусима, као што је случај код дизалица. Оне захватају терет, подижу га на неку висину, превозе до одређене површине, где се затим обавља спуштање терета и врши повратни ход, односно растерећена дизалица се враћа у почетни положај чиме се завршава један циклус рада. Маchine које врше непрекидни транспорт користе се за премештање великих количина материјала, односно прашкастих, зрнастих или ситнокомадних материјала.

Независно од врсте транспорта разликујемо четири фазе у току преноса материјала [1]:

- 1) Утовар,
- 2) Транспорт,
- 3) Претовар,
- 4) Истовар.

Транспортне машине су машине шире примене које служе за премештање терета. У транспортне машине спадају и дизаличне машине чија је намена померање терета у вертикалном правцу, односно пренос терета са једне висине на другу. Транспортне машине примењују се како за померања у вертикалном правцу, тако и за померања у хоризонталном правцу. Поред ових померања, транспортне машине имају могућност и њиховог комбиновања, тако да према правцу померања транспорт може бити:

- 1) Вертикални,
- 2) Хоризонтални,
- 3) Комбиновани.

Према начину рада све транспортне машине се могу разврстати у три основне групе [1]:

- 1) Транспортне машине са прекидним односно периодичним радом,
- 2) Транспортне машине са непрекидним или континуалним радом,
- 3) Уређаје подног и висићег транспорта.

Када се говори о погону транспортних машина, разликују се машине са ручним и моторним погоном. Постоје различите конструкције дизаличних машина, при чему врста конструкције и карактеристике зависе од саме намене дизалице, а према конструктивном извођењу, дизаличне машине се сврставају у три подгрупе [2]:

- 1) Просте дизаличне механизме и машине,
- 2) Дизалице (кранове),
- 3) Подизаче.

2. Машине са периодичним радом

Када се говори о дизаличним машинама, односно о машинама прекидног транспорта, може се рећи да се оне одликују периодичним операцијама. Периодичност се огледа у самом раду машина где се у одговарајућим периодима смењују радни и повратни, тзв. нерадни или мртви ход. Ови периоди омогућавају премештање терета у одвојеним кретањима и дати су следећим операцијама [2]:

- 1) Вешање терета о носећи орган дизалице,
- 2) Радни ход (дизање, премештање у хоризонталној равни и спуштање терета),
- 3) Одвезивање (скидање са носећег елемента),
- 4) Повратни или мртви ход (враћање до места поновног везивања терета).

Капацитет дизаличног постројења једнак је количнику висине дизања терета и дужине његовог хоризонталног премештања терета. Познавањем ове карактеристике јасно се истиче граница између дизаличних постројења и машина за непрекидни транспорт код којих нема претовара, а сам капацитет (количина материјала премештена у јединици времена) не зависи од дужине трајања транспорта [2].

Машине са периодичним радом деле се у две групе и то на [3]:

- 1) Дизаличне механизме са ручним и моторним погоном
 - Дизалице са зупчастом полугом,
 - Дизалице са завојним вретеном,
 - Просте котураче,
 - Диференцијалне котураче,
 - Витла са цилиндричним зупчастим преносом,
 - Моторна витла која служе за дизање или премештање терета.

Моторна витла могу бити самостална или у саставу дизалице.

- 2) Дизалице
 - Мосна дизалица,
 - Рамна дизалица,
 - Кабл дизалица,
 - Лучке – порталне дизалице,
 - Грађевинске стубне дизалице,
 - Обртне дизалице на обртном стубу,
 - Конзолне дизалице.

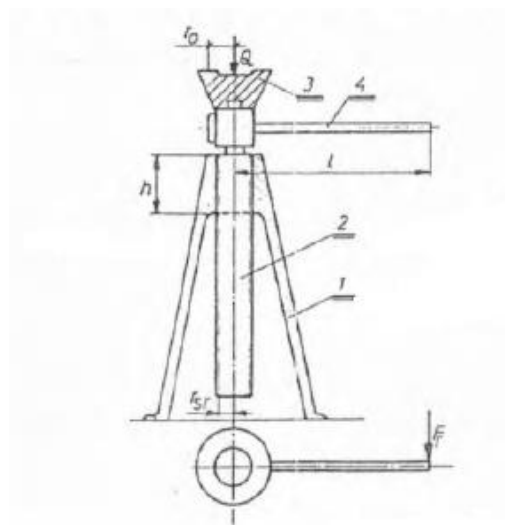
3. Механизми за дизање терета

3.1 Ручне дизалице

Погон ручних дизалица је мануелни (ручни), ручна сила се преноси механичким или хидрауличким путем. Овакве дизалице служе за пренос терета на мале висине, које се крећу између 0.8 и 1 m. Имају малу сопствену тежину, што им омогућује лаку преносивост, једноставне су за руковање и најчешћа примена им је код монтажних и ремонтних радова [4].

3.1.1 Дизалице са завојним вретеном

Максимална висина дизања терета овом дизалицом је висина од једног метра, мада се углавном користи за мање висине до 500 mm. Тежина терета који се подиже максимално може бити двадесет тона. Брзина дизања варира између 15 и 35 милиметара у минути, док коефицијент искоришћења износи 0.3 односно 0.4. На слици 3.1. извучене су позиције главних делова дизалице.



Слика 3.1. Главни делови дизалице са завојним вретеном [2]

Главни делови дизалице:

- 1) Тело дизалице,
- 2) Завојно вретено,
- 3) Окретна глава,
- 4) Ручица.

Тело дизалице израђује се од ливеног гвожђа или челичног лива, на завојном вретену се нарезује трапезна или правоугаона завојница, на чијем врху се налази окретна глава. Окретна глава служи за ослањање терета. [2]

Угао завојнице мора бити мањи од угла трења, да се дизалица не би сама спустила под притиском терета. Он је обично негде између $4^\circ \div 5^\circ$ [2].

Активни момент једнак је производу силе која делује на ручицу и дужини крака ручице. Такође је једнак збиру момента отпора у завојници и момента отпора силе трења на ослоначкој површини главе завојнице.

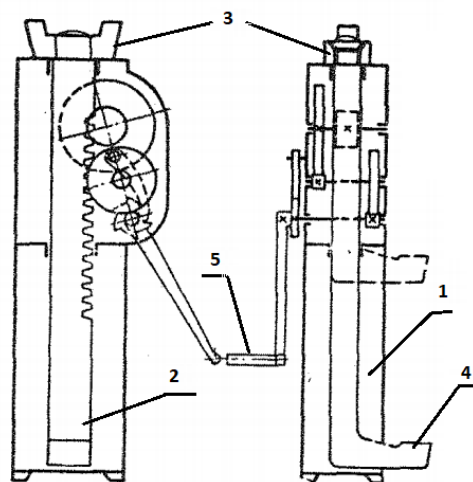
Момент отпора у завојници може се израчунати као производ тежине терета и тангенса збира, угла нагиба завојнице и угла трења завојнице, и средњег полупречника завојнице врететна. Док се момент отпора силе трења на ослоначкој површини главе завојнице рачуна као производ тежине терета и коефицијента трења између додирних површина главе и средњег полупречника додирне површине главе.

3.1.2 Дизалице са зупчастом полугом

Зупчаста полуга се израђује од челика, док се зупчаници израђују од челика за цеметирање. Дужина крака ручице износи $200 \div 250$ mm, док преносни одонос сваког зупчастог пара није већи од 4 [2]. Окретна глава служи за наслањање терета, док папуча има намену дизања терета. Изглед дизалице са зупчастом полугом приказан је на слици 3.2.

Главни делови дизалице:

- 1) Тело дизалице,
- 2) Зупчаста полуга,
- 3) Окретна глава,
- 4) Папуча,
- 5) Ручица.



Слика 3.2. Дизалица са зупчастом полугом
[5]

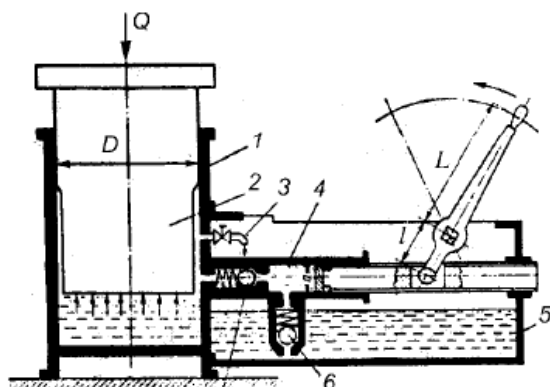
Производ силе која делује на ручицу и саме дужине крака ручице једнак је количнику производа тежине терета и полупречника подеоног круга првог зупчаника до полуге и производу преносног односа зупчастог пара и степена искоришћења дизалице.

3.1.3 Хидрауличне дизалице

Ручне хидрауличне дизалице имају мале димензије и малу сопствену тежину, али њихова носивост је веома велика и она износи 200 t. Веома су прецизне, тј. могуће је у одређеном положају зауставити терет, али свој рад обављају веома споро и висина дизања терета је ограничена.

Као радни флуид примењује се уље и смеша воде и глицерина. [2]

На слици 3.3. приказана је хидраулична дизалица.



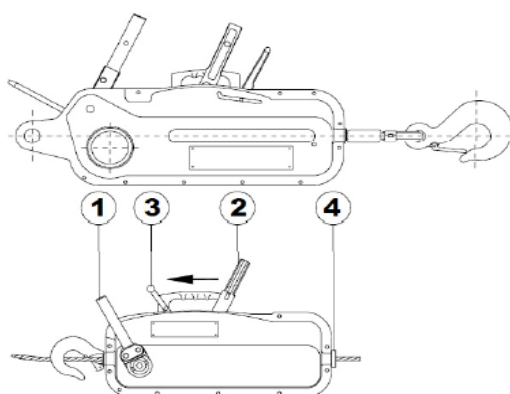
Слика 3.3. Хидраулична дизалица [2]

Главни делови дизалице:

- 1) Цилиндар,
- 2) Клип,
- 3) Славина за спуштање,
- 4) Пумпа,
- 5) Резервоар за течност,
- 6) Вентил (усисава течност из резервоара),
- 7) Вентил (убацује течност у цилиндар).

3.1.4 Ручне потезне дизалице

На слици 3.4. приказана је ручна потезна дизалица са означеним својим главним деловима.



Слика 3.4. Ручна потезна дизалица [4]

Главни делови дизалице:

- 1) Полуга за подизање,
- 2) Полуга за спуштање,
- 3) Полуга за отпуштање,
- 4) Вођица.

Потезне дизалице намењене су за дизање и спуштање терета, али и за његово повлачење, затезање и причвршћивање. Најчешћа примена је при монтажи конструкција.

3.1.5 Ручна полужна ланчана дизалица

Ове дизалице служе за дизање, спуштање и повлачење терета у радном простору. Приликом руковања њима неопходно је регулатор поставити у одговарајући положај да би се остварило жељено померање терета, односно дизање или спуштање истог.

На слици 3.5. приказана је ручна полужна ланчана дизалица.



Слика 3.5. Ручна полужна ланчана дизалица [6]

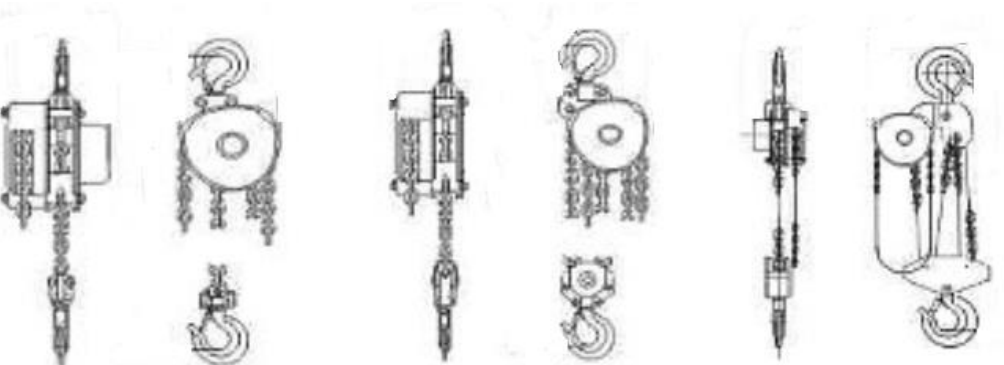
Стандардна висина дизања ручних полужних ланчаних дизалица, као и потезних и ручних ланчаних износи три метара.

3.1.6 Ручна ланчана дизалица – чекрк

Одликују се једноставном конструкцијом, лаком монтажом и издржљивошћу. Најчешћа примена је на градилиштима. Дизање и спуштање је могуће зауставити на било којој висини, док се померање терета у жељеном правцу остварује повлачењем погонског ланца, где затим преко осовине долази до преношења силе на ланчаник на коме се налази кука и терет који померамо.

Горњом куком се вешају за гредне носаче или носеће траверзе. Чекрци могу бити ручни и електрични, ручни могу бити израђени са пужним или зупчастим преносом. Носивост пужних чекрка износити између једне или пет тона, а степен искоришћења им је приближно 0.6 [2].

Слика 3.6. приказује ручну ланчану дизалицу познату и као чекрк.



Слика 3.6. Ручна ланчана дизалица – чекрк [7]

3.2 Добоши за вучу (витла)

Витло представља једноставну машину која служи за подизање односно спуштање терета. Постоје различите категорије према којима се врше поделе витла различитих конструкција, и оне су дате у наставку поглавља.

Погонска витла дефинисана су у складу са стандардима SRPS EN 14492-1:2010 [8] и SRPS EN 14492-2:2010 [9]. Најчешћа намена им је дизање и спуштање терета обешеног о куке, друге универзалне или специјалне уређаје за дизање терета.

Према типу вучног уређаја [1], слика 3.7:

- 1) Са траком,
- 2) Ужетна,
- 3) Ланчана.



Слика 3.7. Електрична витла [10]

Према типу уградње [1]:

- 1) Непокретна (учвршћују се на конструкцији, слика 3.8.),
- 2) Покретна (постављају се на колицима, слика 3.9.).

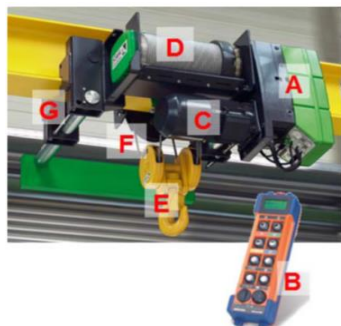
Витла на електрични погон могу се монтирати на посебну носећу конструкцију и у свом саставу могу поседовати независни модул за кретање.



Слика 3.8. Непокретно витло за дизање терета [10]

Главни делови:

- A – тело (електромотор, редуктор),
D – кутија за ланац,
E – кука,
F – ланац,
G – команде.



Слика 3.9. Покретно витло за дизање терета [10]

Главни делови:

A – тело (редуктор),
B – команде,
C – погонски електромотор,
D – добош,
E – кука/котурача,
F – челично уже,
G – колица.

Према врсти добоша [1]:

- 1) Са нарезним добошем,
- 2) Са фриксионим добошем,
- 3) Са глатким добошем.

Према типу погона [1]:

- 1) Ручна,
- 2) На моторни погон (слика 3.10.).

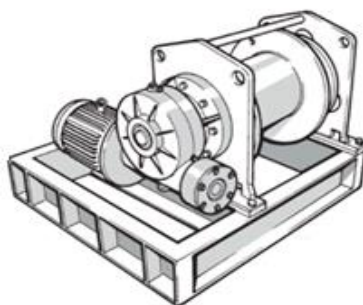


Слика 3.10. Општа конструкција витла на електрични погон [10]

Главни делови:

A – носећа конструкција,
B – контролна/погонска јединица,
D – добош,
G – команде,
E – кука,
F – челично уже.

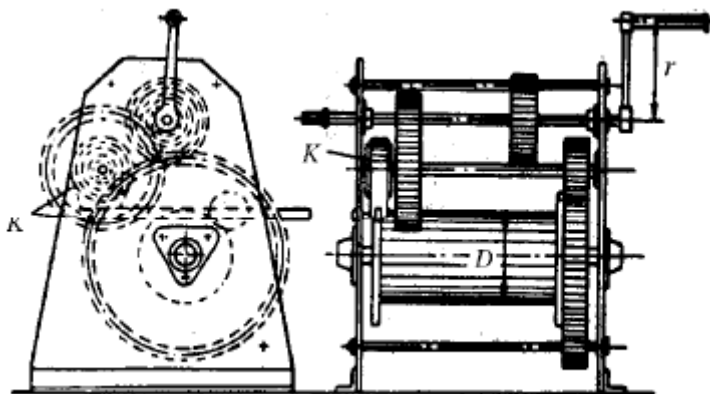
Добоши за вучу могу бити самостални механизми за дизање терета или саставни делови неке дизалице. Њихов погон зависи од носивости и услова рада, а пример електричног витла приказан је сликом 3.11. [2].



Слика 3.11. Електрично витло [11]

3.2.1 Добоши за вучу са ручним погоном

На слици 3.12. приказан је добош за вучу са ручним погоном који служи за веће носивости и у чијем саставу се налази механизам са променљивим зупчастим преносом. За кочење терета примењена је тракаста кочница [2].



Слика 3.12. Добош за вучу са ручним погоном [2]

Главни делови витла на ручни погон:

- 1) Тело,
- 2) Добош,
- 3) Преносни механизам,
- 4) Ручица,
- 5) Кончница.

Тело добоша за вучу састоји се из два челична лима која су тако подешена да њихово растојање остане непромењено, тј. увек једнако. Добош је могуће израдити од ливеног гвожђа или челика, а такође се израђује и заваривањем челичних лимова. Површина добоша на коју се намотава уже је глатка.

Преносни механизам чине зупчасти преносници и у зависности од носивости се примењују са једном брзином дизања терета, или променљиви, тј. преносници који имају две брзине дизања терета. Тако да се за померање мањег терета омогућавају веће брзине дизања, а код већих терета имамо мању брзину дизања. Дужина саме ручице може износити између $350 \div 400$ mm, док кочница може бити са папучама или са траком.

Добоши могу бити самокочиви, а код оних који нису јавља се потреба за кочницом и у неким случајевима и за уградњом сигурносне ручице [2] .

Добоши претварају обртно кретање механизам за дизање у транслаторно кретање терета који се подиже. Обично су цилиндричног облика, али у специјалним случајевима могу бити и конусног облика. Они служе за намотавање ужета или ланца.

Главни параметри за прорачун [2]:

- Q – носивост,
- L – дужина ужета које се намотава на добош,
- F_r – сила на ручици.

Преносни однос добоша за вучу са ручним погоном једнак је количнику, производа силе у ужету и пречника добоша, и производа који је једнак двострукој сили на ручици и степену корисности добоша за вучу. Као што је представљено математичким изразом (3.1):

$$i_0 = \frac{F_u \cdot D_d}{2 \cdot F_r \cdot \eta_0} \quad (3.1)$$

Веза између двеју сила које се јављају код овог механизма може се представити изразом (3.2):

$$F_r \cdot r = F_u \cdot \frac{D_d}{2} \cdot \frac{1}{i_0} \cdot \frac{1}{\eta_0} \quad (3.2)$$

Ознаке наведене у претходним изразима представљају следеће физичке величине [2]:

- F_u – сила у ужету,
- F_r – сила на ручици,
- D_d – пречник добоша,
- i_0 – преносни однос добоша за вучу са ручним погоном,
- η_0 – степен корисности добоша за вучу,
- r – полупречник ручице.

Степен корисности добоша за вучу представља производ степена корисности добоша и степена корисности свих преосталих преносних парова, а што је дато изразом (3.3).

$$\eta_0 = \eta_{dob} \cdot \eta' \cdot \eta'' \cdots \quad (3.3)$$

- η_{dob} – степен корисности добоша,
- $\eta', \eta'', \dots$ – степен корисности осталих преносних парова.

Степен корисности добоша износи $0.94 \div 0.97$, док је код самокочећих пужних преносника приближно једнак 0.5 , па се због тога они ретко и примењују. Степен корисности осталих преносних парова зависи од типа лежајева, за клизна лежишта овај степен износи $0.95 \div 0.96$, док код котрљајних лежајева степен корисности осталих преносних парова износи 0.98 .

Обимна брзина добоша једнака је количнику брзине на ручици и укупном преносном односу и приказан је изразом (3.4), док се обимна брзина на ручици креће од $0.5 \div 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

$$v_d = \frac{v_r}{i_0} \quad (3.4)$$

v_d – обимна брзина добоша,
 v_r – обимна брзина на ручици.

Брзина дизања терета једнака је производу угаоне брзине добоша и полупречнику добоша, ова вредност добија се помоћу израза (3.5).

$$v_h = \omega_d \cdot \frac{D_d}{2} \quad (3.5)$$

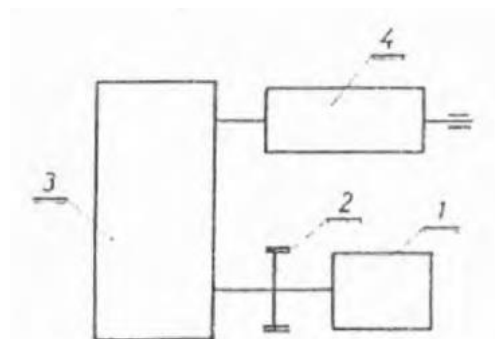
v_h - брзина дизања терета,
 ω_d – угаона брзина добоша,
 $\frac{D_d}{2}$ – полупречник добоша.

3.2.2 Добоши за вучу са моторним погоном

Витла на моторни погон су веома распрострањена, односно имају веома широку примену. На слици 3.13. дата је шема добоша за вучу са моторним погоном.

Главни делови добоша са моторним погоном:

- 1) Електромотор,
- 2) Кочница,
- 3) Редуктор,
- 4) Добош.



Слика 3.13. Шема добоша за вучу са моторним погоном [3]

Врсте погонских мотора који се користе код ових механизма [12] приказани су на слици 3.14:

- 1) Електромотори (имају најчешћу примену),
- 2) Мотори са унутрашњим сагоревањем,
- 3) Хидраулични и пнеуматски погон.



Слика 3.14. Врсте погонских мотора [6]

Под електромоторима подразумевамо моторе једносмерне и наизменичне струје, који представљају најраспрострањенији вид погона

Приликом избора електромотора потребно је знати [12]:

- 1) Снагу потребну за стационаран режим рада,
- 2) Снагу, односно момент упуштања у периоду убрзања,
- 3) Релативно трајање рада,
- 4) Број укључења на час.

Када није неопходна већа тачност при дизању или спуштању терета и уколико је у питању механизам за мање носивости, примењују се кавезни мотори, док се код дизалица користе асинхрони електромотори трофазне наизменичне струје.

Израз за одређивање вредности снаге неопходне при избору електромотора приказан је формулом (3.6).

$$P = P_{st} = \frac{(Q + G) \cdot v_d}{1000 \cdot \eta} \quad (3.6)$$

Q – тежина терета,

G – тежина захватног уређаја,

P – снага,

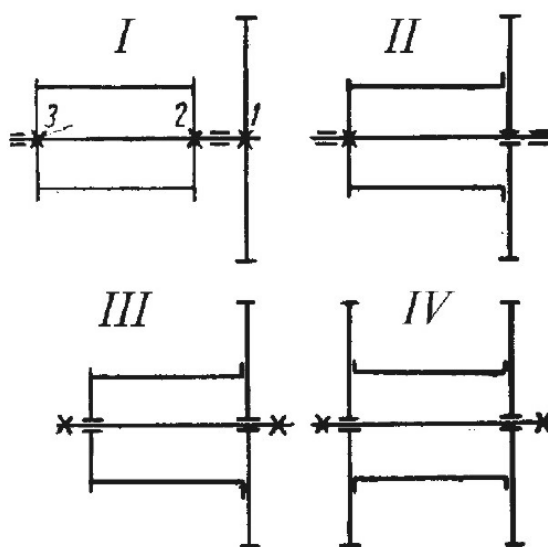
P_{st} – снага у стационарном режиму рада,

v_d – брзина дизања,

η – укупни степен искоришћења механизма за дизање.

Укупни степен искоришћења механизма за дизање креће се у опсегу од $0.8 \div 0.85$.

Промена правца кретања остварује се променом смера окретања електромотора. Електромотор и добош доводе се у везу зупчастим или пужним преносом, док сам погон добоша може бити остварен на четири начина као што је приказано на слици 3.15.



Слика 3.15. Шеми погона добоша [12]

У првој варијанти добош је клиновима везан за вратило на којем је чврсто везан зупчаник погона. Друга варијанта представља директну везу добоша са зупчаником, осовина се окреће заједно са добошем и ослоњена је на спољашње лежишта. У трећој се добош заједно окреће са зупчаником око непокретне осовине. У последњој, четвртој варијанти добош се такође окреће заједно са зупчаником око непокретне осовине, али са том разликом да се погон добија преко два зупчаника [12].

Да би се зауставило кретање витла неопходна је кочница, која се поставља на вратило електромотора, које је карактеристично по најмањем обртном моменту, што директно утиче на габарите и саму конструкцију кочнице. За поновно покретање витла неопходно је електромагнетом извршити откочивање.

Кочнице служе за заустављање терета, као и задржавање истог на одређеној висини. Када је реч о конструктивном извођењу кочнице разликујемо неколико решења. Кочнице са папучама, кочнице са траком, диском или ламелама. Код дизаличних механизма, најчешћа се примењују двопапучне кочнице. Кочнице према намени могу бити кочнице за спуштање, кретање и заустављање. Разлика између електричних и механичких кочница огледа се у трансформисању енергије кретања у електричну, тј. топлотну када су у питању механичке кочнице [2].

Кочнице такође могу бити и аутоматске и управљиве. Аутоматске се активирају истовремено са укључивањем мотора механизма на који је кочница уграђена, док се управљиве укључују, односно искључују једино уз помоћ дизаличара. Кочнице су један од најважнијих склопова дизаличних механизма и њихов рад мора бити веома поуздан.

Између електромотора и добоша налази се механички преносник снаге, односно редуктор чија је основна намена пренос снаге са електромотора на добош, тј. редуција броја обртаја и обртног момента тако да се на добошу добије неопходан број обртаја и неопходан момент за подизање терета. У употреби су различите врсте редуктора, као што су редуктор са цилиндричним зупчаницима, двостепени, тростепени, хоризонтални или вертикални. Хоризонтални је применљив код погона дизања, а вертикални за погон кретања витла и моста дизалице [1].

Колики ће бити број намотаја на добошу зависи првенствено од пречника добоша, као и пречника ужета и висине дизања терета. Није препоручљиво намотавање више слојева ужета на добошу због убрзаног хабања самог ужета, услед чега долази до промене брзине намотавања ужета, а хабање доводи до смањеног века трајања, али се оваквом конструктивном решењу приступа у случају велике висине дизања или потребе за смањењем добоша, односно скраћењем дужине истог.

Основни параметри за прорачун добоша за вучу са моторним погоном су [2]:

1) Обртни момент на добошу

Обртни момент на добошу представља производ силе у ужету које се намотава на добош и полупречника добоша, а што је приказано изразом (3.7).

$$M_d = F_u \cdot \frac{D_d}{2} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot m \cdot \eta_k} \quad (3.7)$$

M_d – обртни момент на добошу,

F_u – сила у ужету које се намотава на добош,

D_d – пречник добоша,

Q – тежина терета,

m – број кракова ужета катураче,

η_k – степен корисности катураче.

2) Број обртаја добоша

Број обртаја добоша представља однос брзине добоша и производа пречника добоша са константом π , и дат је математичким изразом (3.8).

$$n_d = \frac{v_d}{\pi \cdot D_d} \quad (3.8)$$

n_d – број обртаја добоша,
 v_d – брзина добоша.

3) Преносни однос мотор-добош

Преносни однос представља количник броја обртаја мотора и броја обртаја добоша, такође овај однос се може добити и количником момента добоша и производа момента мотора са степеном корисности преноса од мотора до добоша. Овај однос представљен је формулом (3.9).

$$i_0 = \frac{n_m}{n_d} = \frac{M_d}{M_m \cdot \eta_0} \quad (3.9)$$

i_0 – преносни однос,
 n_m – број обртаја електромотора,
 n_d – број обртаја добоша,
 M_m – обртни момент мотора,
 η_0 – степен корисности преноса од мотора до добоша.

4) Обртни момент на вратилу електромотора

Обртни момент на вратилу електромотора представља однос момента на добошу и производа преносног односа и степена искоришћења. Обртни момент дат је изразом (3.10).

$$M_m = \frac{M_d}{i_0 \cdot \eta_0} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot m \cdot i_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_k} \quad (3.10)$$

5) Снага мотора

Снага мотора може се изразити као производ момента мотора и угаоне брзине мотора, што је дато изразом (3.11), или се може израчунати као количник, производа тежине терета и брзине дизања истог, и укупног степена искоришћења, дато изразом (3.12).

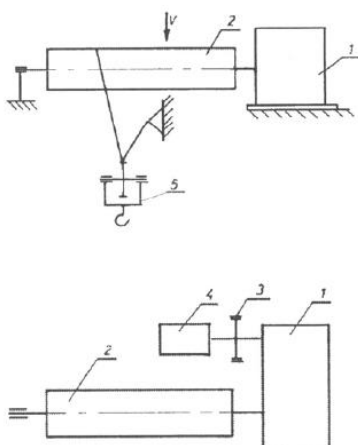
$$P = M_m \cdot \omega \quad (3.11)$$

$$P = \frac{Q \cdot v}{\eta} \quad (3.12)$$

P – снага мотора,
 ω – угаона брзина мотора,
 v – брзина дизања терета,
 η – укупни степен искоришћења.

3.3 Дизалични механизми за дизање

Механизми за дизање терета, као што је већ поменуто, могу вршити дизање и спуштање терета самостално, али се могу наћи и у склопу дизалице. Везе које се остварују између појединих елемената механизма за дизање могу бити круте и еластичне. Еластична веза је веза добоша и ужета, а крута веза је веза мотора и добоша преко редуктора, постојање ових веза неопходни је ради преноса обртног момента. Концепција механизма за дизање терета приказана је сликом 3.16.



Елементи механизма за дизање:

- 1) редуктор
- 2) добош
- 3) кочница
- 4) електромотор
- 5) котурача

Слика 3.16. Механизам за дизање [3]

Код механизма за дизање, котурача служи за смањење затезне силе у ужету и момента терета на добошу. Од система котураче зависи шема механизма за дизање, јер што је већи број кракова ужета котураче то је пречник ужета мањи, а самим тим и пречник добоша, што је у директној вези са преносним односом од мотора до добоша, тј. сразмерно смањењу пречника добоша долази до потребе за мањим преносним односом. Иако повећањем броја кракова ужета котураче имамо једноставнију конструкцију механизма, век трајања ужета је мањи, услед повећаног трења приликом превијања преко котурова система котураче.

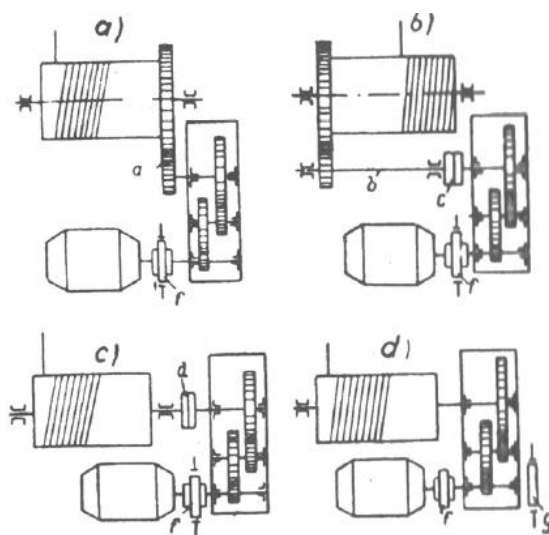
Услед поменутог недостатка дефинисана је употреба котураче при дизању на велике висине, за које носивости се користи котурача и за које носивости се избегава примена исте.

Код дизалица које подижу терет тежине до 5 t примена котурача се избегава, већ се при носивостима од 5 ÷ 25 t користе котураче са два или четири крака, тек код носивости преко 25 t долази до употребљавања котурача са више од четири крака [2].

Што је већа носивост дизалице, усваја се мања брзина дизања и обратно. Брзине се бирају у опсегу од $0.1 \div 1.5 \frac{m}{s}$ [2].

3.3.1. Шеме дизања

Шема механизма за дизање представља избор одговарајућих елемената који чине његов склоп, и различита конструктивна решења самог механизма у зависности од намене. На слици 3.17. приказане су неке од карактеристичних шема.



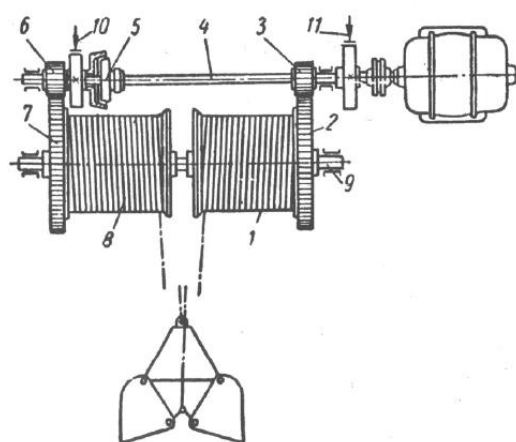
Слика 3.17. Шеме механизма за дизање [2]

Конструкција механизма за дизање, која је представљена сликом 3.12. а), где се окретање добоша остварује преко погонског зупчаника који је директно везан за вратило редуктора, окарактерисана је великим недостатком услед притиска који ствара погонски зупчаник на конзоли. Додавањем вратила *b* и спојнице *c*, што се види на слици 3.12. б), усложњава се конструкција механизма, чиме се губи недостатак који је присутан код претходне шеме.

На шеми 3.12. с) добош и вратило редуктора међусобну везу остварују спојницом *d*, док шема 3.12. d) има најнеповољнију конструкцију, јер је излазно вратило редуктора уједно и вратило добоша, што практично значи да вратило има три ослоња, што га чини статички неодређеним.

Механизам за дизање терета може имати и два добоша, што је применљиво код дизалица са грабилицама, такође могу имати и два електромотора, који могу бити одвојени или повезани механичким везама. Одабиром одвојеног погона, тј. када електромотори раде независно један од другог, приступамо економичнијем конструктивном решењу где се укупна носивост механизма дели на два електромотора, што омогућује одабир мотора упола мањих снага уз сигуран рад и равномерно оптерећење ужета.

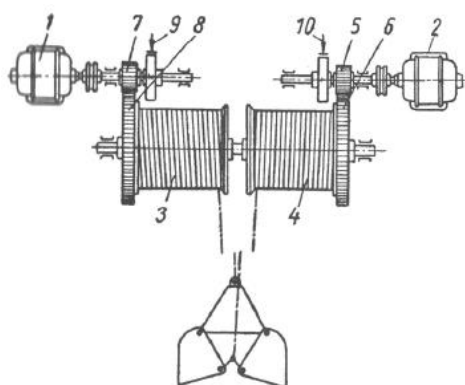
На слици 3.18. представљена је шема механизма за дизање грабилице са једним електромотором и два добоша, а на слици 3.19. приказана је шема механизма за дизање грабилице са два електромотора и два добоша.



Слика 3.18. Шема механизма за дизање грабилице са једним електромотором [2]

Ознаке са слике 3.18. [2]:

- 1 – Добош за затварање грабилице,
- 2,3 – Зупчasti цилиндрични преносни пар,
- 4 – Погонско вратило,
- 5 – Фрикциона спојница,
- 6,7 – Зупчаници,
- 8 – Добош на који се намотава уже за дизање,
- 9 – Осовина,
- 10, 11 – Одвојене електромагнетне кочнице.



Слика 3.19. Шема механизма за дизање грабилице са два електромотора [2]

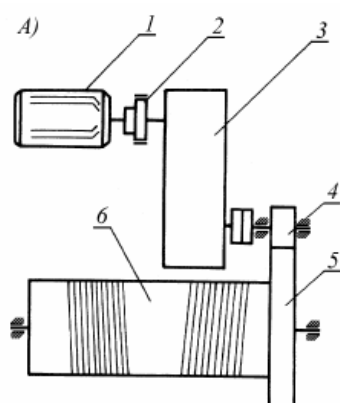
Ознаке са слике 3.19. [2]:

- 1,2 – Два електромотора,
- 3 – Добош за држање,
- 4 – Добош за затварање,
- 5,6 – Зупчаници (предају обрно кретање добошу 4),
- 7,8 – Зупчаници (окрећу добош 3),
- 9,10 – Кочнице.

Код оваквих конструктивних решења механизма неопходна је уградња искључивача, који искључују електромоторе уколико куке или грабилице пређу крајњи положај, ради безбедности и избегавања могуће хаварије при раду.

3.3.2. Избора концепције погона дизања код мосних дизалица

Код шеме А) на слици 3.20. могуће је добити жељени преносни однос између електромотора и добоша, чиме се директно утиче на брзину дизања терета. Такође сам положај добоша у односу на редуктор је могуће променљив, али главни недостатак овакве концепције се огледа у простору који заузима на колицима.

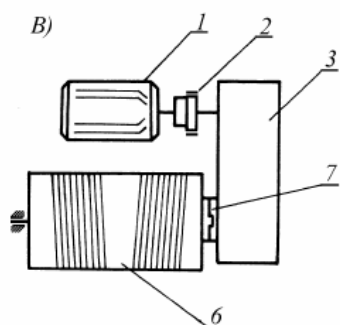


Ознаке са слике 3.20. [12]:

- 1 – Електромотор,
- 2 – Еластична спојница са кочницом,
- 3 – Хоризонтални редуктор,
- 4 – Зупчаник,
- 5 – Зупчаник,
- 6 – Добош.

Слика 3.20. Шема погона дизања А) [12]

Шема В) на слици 3.21. је окарактерисана спојницама које се понашају као Герберов зглоб, односно оне не преносе момент савијања. Служе за спајање добоша и редуктора и пренос обртног момента. Оваква концепција заузима знатно мање простора од претходне, притом обе концепције погона се користе за средње и мање носивости, односно не веће од 20 t.

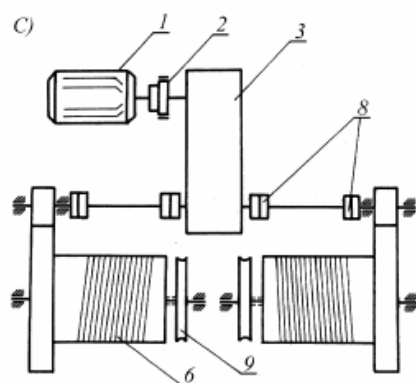


Ознаке са слике 3.21. [12]:

- 1 – Електромотор,
- 2 – Еластична спојница са кочницом,
- 3 – Хоризонтални редуктор,
- 6 – Добош,
- 7 – Спојница (зупчаста, Oldhem, и сл).

Слика 3.21. Шема погона дизања В) [12]

Шема С) на слици 3.22. се примењује за веће носивости, које могу бити и преко 32 t. Примењује се двојна котурача са осам кракова ужета, а добош се дели на два дела због велике сопствене дужине, постављање непокретних котурова може се извршити на осовину добоша.



Слика 3.22. Шема погона дизања С) [12]

Ознаке са слике 3.22. [12]:

- 1 – Електромотор,
- 2 – Еластична спојница са кочницом,
- 3 – Хоризонтални редуктор,
- 6 – Добош,
- 8 – Спојница,
- 9 – Непокретни котур

4. Пример прорачуна погона за дизање

У оквиру поглавља извршен је избор и прорачун склопова и елемената погона за дизање терета. Овај прорачун дат је изразима од (4.1) до (4.84).

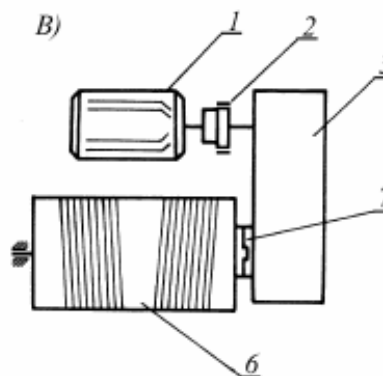
Полазни подаци:

- 1) Носивост: $m_Q = 16 \text{ t}$
- 2) Распон: $L = 20 \text{ m}$
- 3) Висина дизања: $H = 14 \text{ m}$
- 4) Брзина дизања терета: $v_1 = 6,3 \frac{\text{m}}{\text{min}}$
- 5) Дизалица је намењена за средње (2) услове рада.

Концепција погона дизања, која је приказана на слици 4.1., изабрана је због препоручене носивости $Q \leq 250 \text{ kN}$. Шема погона дизања дата је на слици 4.1.

Ознаке на шеми В) представљају:

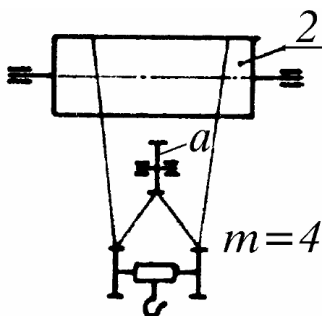
- 1 – Електромотор,
- 2 – Еластична спојница са кочницом,
- 3 – Хоризонтални редуктор,
- 6 – Добош,
- 7 – Спојница (зупчаста, Oldhem, и сл).



Слика 4.1. Шема погона дизања [12]

4.1. Доња котурача

Изабрана је двојна котурача и она је приказана на слици 4.2.



Слика 4.2. Шема двојне котураче [12]

4.1.1. Избор концепције

Изабрана је котурача кратке конструкције и приказана је на слици 4.3.

Број кракова ужета:

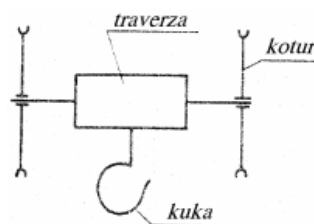
$$m = 4$$

Преносни број котураче:

$$i_k = \frac{m}{2} = \frac{4}{2} = 2$$

Степен корисности котураче:

$$\eta_k = 0,97$$



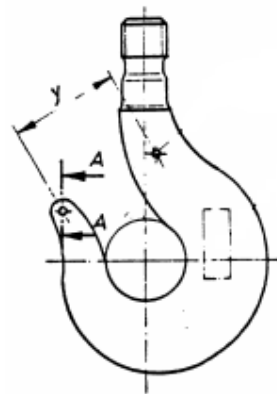
Слика 4.3. Котурача кратке конструкције [12]

4.1.2. Кука

Одабрана је једнокрака кована кука у калупу, са ваљкастим стаблом (VK), величине 7 од материјала Č1205.

Скица једнокраке коване куке приказана је на слици 4.4.

Подаци за куку величине 7 доступни су у табелама 1.1 и 1.2 у литератури [12].



Слика 4.4. Скица једнокраке коване куке [12]

Провера куке:

1) Истезање врата куке

Усваја се σ_{doz} из табеле 1.5 из литературе [12]: $\sigma_{doz} = 50 \text{ MPa}$

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_5^2} \leq \sigma_{doz} \quad (4.1)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 156960}{\pi \cdot (0,0632)^2} = 50,03 \leq \sigma_{doz} = 50 \text{ MPa}$$

d_5 – усваја се из табеле 1.2 у литератури [12].

$$Q = m_Q \cdot g = 16000 \cdot 9,81 = 156960 \text{ N} \quad (4.2)$$

2) Провера навртке

Усваја се p_{doz} из табеле 1.5 из литературе [12]: $p_{doz} = 34 \text{ MPa}$

$$H \geq 0,8 \cdot d_3 \quad (4.3)$$

$$H \geq 0,8 \cdot 0,072 \quad (4.4)$$

$$H \geq 0,0576 \text{ m} \quad (4.5)$$

$$H \geq \frac{4 \cdot Q \cdot t}{\pi \cdot (d_3^2 - d_5^2) \cdot p_{doz}} \quad (4.6)$$

$$H \geq \frac{4 \cdot 156,960 \cdot 10^3 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0,072^2 - 0,0632^2) \cdot 34000000} \quad (4.7)$$

$$H = 0,395 \text{ m} \quad (4.8)$$

$t = 8 \text{ mm}$ – корак завојнице [12]

4.1.3. Избор ужета

Рачунска сила на кидање у ужету одређује се према изразу (4.9):

$$F_r \geq k_u \cdot F_u = k_u \cdot \frac{Q + G_k}{m \cdot \eta_k} = 5 \cdot \frac{156960 + 1981,62}{4 \cdot 0,97} = 204,82 \text{ kN} \quad (4.9)$$

Где су:

$k_u = 5$ - степен сигурности за уже табела 1.6 из литературе [12]

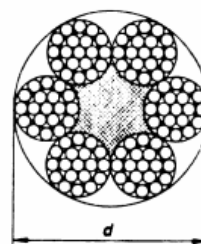
$G_k = 202 \cdot 9,81 = 1981,62 \text{ N}$ – тежина катураче N (4.10)

$m = 4$ – број кракова ужета

$\eta_k = 0,97$ – степен искоришћења катураче

Одабрано је обично уже (6 x 19 = 114), са челичним језгром табела 1.7 у литератури [9], при рачунској сили $F_r = 211 \text{ kN}$ и при називној чврстоћи жице 1570 MPa. Пречник ужета за погонску класу 2 је $d_u = 18 \text{ mm}$, усвојено из табеле 1.1 у литератури [12].

На слици 4.5. дат је изглед попречног пресека ужета.



Слика 4.5. Попречни пресек ужета [12]

4.1.4. Котур

Најмањи пречник котура одређује се порема обрасцу (4.11):

$$D_{k \min} = \frac{D}{d} \cdot d_u \quad (4.11)$$

$\frac{D}{d} = 20$ – за котуре табела 1.13 литература [12]

$$D_{k \min} = \frac{D}{d} \cdot d_u = 22 \cdot 18 = 360 \text{ mm} \quad (4.12)$$

На основу табеле 1.14 из литературе [12], усваја се стандардни пречник котура $D_{k \min} = 400 \text{ mm}$.

4.1.5. Траверза

Траверза је усвојена на основу стандардних препорука, према [12].

Материјал траверзе је Č1460.

Напон услед савијања траверзе:

$b_1 = 180 \text{ mm}$ - из табеле 1.17 у литератури [12]

$$s = b_4 - c = 35 - 8 = 27 \text{ mm} \quad (4.13)$$

$d_2 = 74 \text{ mm}$

$d_3 = 60 \text{ mm}$

$h_1 = 75 \text{ mm}$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \frac{b_1 + s}{2} - \frac{Q}{2} \cdot \frac{d_3}{4}}{\frac{1}{6} \cdot (b_1 - d_2) \cdot h_1^2} \leq \sigma_{doz} \quad (4.14)$$

$$\sigma_f = \frac{\frac{156960}{2} \cdot \frac{(180 + 27) \cdot 10^{-3}}{2} - \frac{156960}{2} \cdot \frac{60 \cdot 10^{-3}}{4}}{\frac{1}{6} \cdot (180 \cdot 10^{-3} - 74 \cdot 10^{-3}) \cdot (75 \cdot 10^{-3})^2} = 69,89 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

$\sigma_{doz} = 100 \text{ MPa}$ – дозвољени напон савијања траверзе из табеле 1.16 у литератури [12]

$$\sigma_f \leq \sigma_{doz}; 69,89 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

Рукавац траверзе се проверава на савијање:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \frac{s}{2}}{0,1 \cdot d_5^3} \leq \sigma_{doz} \quad (4.17)$$

$d_5 = 60 \text{ mm}$ – пречник рукавца из тебеле 1.18 у литератури [12]

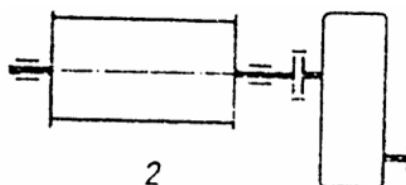
$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{78480 \cdot 0,0135}{0,1 \cdot (60 \cdot 10^{-3})^3} = 49,05 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

$$\sigma_f \leq \sigma_{doz}; 49,05 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

4.2. Добош

4.2.1. Избор добоша

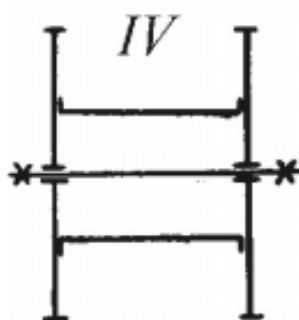
Шема одабраног добоша приказана је на слици 4.6.



Слика 4.6. Шема добоша [12]

Погон добоша:

Усваја се шема 4 погона добоша и дата је на слици 4.7.



Слика 4.7. Шема погона добоша [12]

Висина прирубнице се израчунава према формули (4.20):

$$1,5 \cdot d_u = 1,5 \cdot 18 = 27 \text{ mm} \quad (4.20)$$

4.2.2. Димензије добоша

Називни пречник добоша:

$$D_{dob} = \left(\frac{D}{d}\right) \cdot d_u \quad (4.21)$$

$$\left(\frac{D}{d}\right) = 20 - \text{за добош табела 1.13 у литератури [12]}$$

$$D_{dob} = 20 \cdot 27 = 540 \text{ mm} \quad (4.22)$$

Усваја се: $D_{dob} = 560 \text{ mm}$ – из табеле 1.20 у литератури [12]

Димензије жлебова према слици 1.15 из литературе [12], или усвојене према табели 1.20 у литератури [12]:

$s = 28 \text{ mm}$ – корак завојних жлебова

$r = 14 \text{ mm}$ – радијус кривине

$a_1 = 3 \text{ mm}$ (Усвојено $(2 \div 5) \text{ mm}$) – растојање центра ужета од центра радијуса жлеба

Дужина добоша $L \text{ (m)}$ у случају када се на добош намотавају два крака ужета дата је изразом (4.23):

$$L = \left(\frac{2 \cdot i_k \cdot H}{\pi \cdot D_d} + 8\right) \cdot s + L_Q = \left(\frac{2 \cdot 2 \cdot 14000}{\pi \cdot 560} + 8\right) \cdot 28 + 230 = 1345,267 \text{ mm} \quad (4.23)$$

$H = 14 \text{ m}$ – висина дизања терета

$L_Q = 230 \text{ mm}$ – ненарезни део из табеле 1.22 у литератури [12]

$$z = \frac{i_k \cdot H}{\pi \cdot D_d} + 4 = \frac{2 \cdot 14000}{\pi \cdot 560} + 4 = 19,915 \text{ зареза} \quad (4.24)$$

Коментар: Усваја се $z = 20$ зареза.

$$L_{nar} = (z - 1) \cdot s = (20 - 1) \cdot 28 = 532 \text{ mm} \quad (4.25)$$

$$L_{dob} = 2 \cdot b + 2 \cdot L_{nar} + L_Q \quad (4.26)$$

$b = 57$ – табела 1.20 у литератури [12]

$$L_{dob} = 2 \cdot b + 2 \cdot L_{nar} + L_Q = 2 \cdot 0,057 + 2 \cdot 0,532 + 0,230 = 1,408 \text{ m} \quad (4.27)$$

Дебљина зида омотача добоша:

За добош од челика дебљина зида добоша се може одредити према обрасцу (4.28):

$$\delta = 0,01 \cdot D_d + 0,003 = 0,01 \cdot 0,560 + 0,003 = 0,0086 \text{ m} = 9 \text{ mm} \quad (4.28)$$

4.2.3. Провера напона

Усвојен је материјал Č0300 [12].

$$M_s = S \cdot l - \text{момент савијања} \quad (4.29)$$

Сила S и одговарајући крак l дати су изразима (4.30) и (4.31):

$$S = \frac{Q + G_k}{4} = \frac{156960 + 1981,62}{4} = 39735,4 \text{ N} \quad (4.30)$$

$$l = \frac{L - L_Q}{2} = \frac{1,345 - 0,230}{2} = 0,5575 \text{ m} \quad (4.31)$$

$$M_s = S \cdot l = \frac{Q + G_k}{4} \cdot \frac{L - L_Q}{2} = \frac{156960 + 1981,62}{4} \cdot \frac{1,345 - 0,230}{2} = 22152,48 \text{ Nm} \quad (4.32)$$

$$M_u = S \cdot D_d - \text{момент увијања} \quad (4.33)$$

$$M_u = S \cdot D_d = 39735,4 \cdot 0,560 = 22251,8 \text{ Nm} \quad (4.34)$$

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{M_u^2 + (\varphi \cdot M_s)^2}}{W_x} \quad (4.35)$$

$$W_x = \left(\frac{D_{SP}^4 - D_{UP}^4}{D_{SP}} \right) = \left(\frac{545^4 - 539^4}{545} \right) = 0,011009 \text{ m}^3 \quad (4.36)$$

$$D_{SP} = D_1 - f = 554 - 9 = 545 \text{ mm} \quad (4.37)$$

$$D_1 = D_d - 2a_1 = 560 - 2 \cdot 3 = 554 \text{ mm} \quad (4.38)$$

$$D_{UP} = D_{SP} - h = 545 - 6 = 539 \text{ mm} \quad (4.39)$$

$$(4.40)$$

$$\varphi = 0,75^\circ$$

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{22152,48^2 + (0,75 \cdot 22251,8)^2}}{0,011009} = 2,667 \text{ MPa} \quad (4.41)$$

4.2.4. Осовина добоша

$$d_i \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{smax}}{\pi \cdot \sigma_{dop}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 22251,8}{\pi \cdot 1,15 \cdot 10^8}} = 125,38 \text{ mm} \quad (4.42)$$

Усваја се $d_i = 126 \text{ mm}$

$$\sigma_{dop} = 11,5 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} - \text{за } \check{C}4730$$

4.2.5. Лежишта добоша

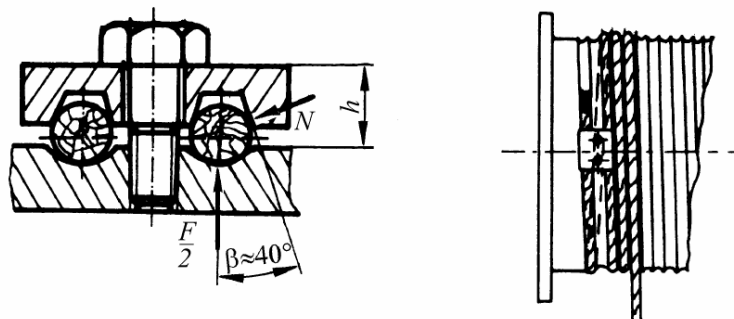
Број обртаја добоша:

$$n_d = \frac{i_k \cdot v_1}{\pi \cdot D_d} = \frac{2 \cdot 6.3}{\pi \cdot 0,560} = 7,162 \text{ min}^{-1} \quad (4.43)$$

Радни век лежишта добоша: $T = 7000 \text{ h}$

4.2.6. Веза ужета за добош

На слици 4.8. приказана је веза ужета за добош.



Слика 4.8. Веза ужета за добош [12]

$$S_V = 2,5 \cdot \frac{F_u}{e^{\mu \cdot \alpha}} \quad (4.44)$$

$\mu = 0.1$ и $\alpha = 4 \cdot \pi$ – подаци преузети из литературе [12]

$$F_u = \frac{Q + G_K}{m \cdot \eta_k} = \frac{156960 + 1981,62}{4 \cdot 0,97} = 40,96 \text{ kN} \quad (4.45)$$

$$S_v = 2,5 \cdot \frac{F_u}{e^{\mu \cdot \alpha}} = 2,5 \cdot \frac{40,96}{13,887} = 2,95 \quad (4.46)$$

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin 40^\circ} = \frac{0,1}{\sin 40^\circ} = 0,16 \text{ – сведени коефицијент трења} \quad (4.47)$$

$\alpha_1 = 2\pi$ – обухватни угао ужета око добоша између наиласка под плочицу
 $i = 2$ – број завртњева који притежу плочицу

$$F = \frac{2 \cdot S_v}{i \cdot (\mu + \mu') \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_1} + 1)} \quad (4.48)$$

$$F = \frac{2 \cdot 2,95}{2 \cdot (0,1 + 0,16) \cdot (6,94 + 1)} = 1,43 \text{ kN} \quad (4.49)$$

$$F = \frac{2 \cdot S_v}{i \cdot \mu \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_1} + 1)} = \frac{5,9}{1,588} = 3,72 \text{ kN} \quad (4.50)$$

Укупни напон у завртњу:

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot F}{z \cdot A_s} + \frac{M_f}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot z} \quad (4.51)$$

$$M_f = \mu_1 \cdot S_v \cdot l = 0,1 \cdot 2,95 \cdot 2 = 0,59 \text{ kNcm} \quad (4.52)$$

За завртањ M22 из табела 1.28 у литератури [9] следи да је:

$$\begin{aligned} A_s &= 3,030 \text{ cm}^2 \\ d_1 &= 18,933 \text{ mm} \\ z &= 2 \text{ mm} \end{aligned}$$

Усвајајају се завртњи квалитета 5.6. за који је: $\sigma_{doz} = 13 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$.

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot F}{z \cdot A_s} + \frac{M_f}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot z} = \frac{1,3 \cdot 3,72}{2 \cdot 3,030} + \frac{0,59}{0,1 \cdot 1,8933^3 \cdot 2} = 1,233 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \quad (4.53)$$

Коментар: Напон је мањи од дозвољеног напона, усвојени завртњи и број плочица ($z = 2$) задовољавају [12].

4.3. Избор електромотора

4.3.1. Мерадавна снага за избор мотора

Снага потребна за савлађивање отпора при устаљеном, односно једноликом кретању при дизању терета дата је изразом (4.54):

$$P = \frac{(Q + G_k) \cdot v_d}{1000 \cdot \eta} = \frac{(156960 + 1981,62) \cdot 105}{1000 \cdot 0,85} = 19,63 \text{ kW} \quad (4.54)$$

Усваја се електромотор – 1.ZK 180 L – 6

$P = 20 \text{ kW}$ – номинална снага

$n = 970 \text{ min}^{-1}$ – број обртаја електромотора

$J = 0,27 \text{ kgm}^2$ – момент инерције мотора

$m_{EM} = 230 \text{ kg}$ -маса електромотора

4.3.2. Провера електромотора у периоду убрзавања при дизању максималног терета

Укупни момент отпора сведен на вратило електромотора је:

$$M_{uk}' = M_{st}' + M_{in}^{tr'} + M_{in}^{rot} = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot i_k \cdot i \cdot \eta} + \frac{m \cdot D_d^2 \cdot \omega_m}{2 \cdot i_k^2 \cdot t_1 \cdot \eta \cdot i^2} + (1,1 \div 1,2) \cdot J \cdot \frac{\omega_m}{t_1} \quad (4.55)$$

$$i = i_r = \frac{n_{em}}{n_d} = \frac{960}{12,73} = 75,41 - \text{за концепцију В)} \quad (4.56)$$

$n_d = 7,162 \text{ min}^{-1}$ – из тачке 4.1.2.5.

$m = 1600 \text{ kg}$ – маса укупног терета

$a = 0,1 \div 0,3 = 0,2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ - убрзање

$$t_1 = \frac{v_1}{a} = \frac{0,105}{0,2} = 0,525 \text{ s} - \text{време трајања неустаљеног кретања} \quad (4.57)$$

$$\omega_m = \frac{\pi \cdot n_m}{30} = \frac{\pi \cdot 970}{30} = 101,578 \text{ s}^{-1} - \text{угаона брзина вратила електромотора} \quad (4.58)$$

$$M_{uk}' = \frac{156960 \cdot 0,560}{2 \cdot 2 \cdot 135,43 \cdot 0,85} + \frac{1600 \cdot 0,560^2 \cdot 101,578}{2 \cdot 2^2 \cdot 0,525 \cdot 0,85 \cdot 135,43^2} + 1,15 \cdot 0,27 \cdot \frac{101,578}{0,525} = 251,74 \text{ Nm} \quad (4.59)$$

$$M_m = \Psi \frac{P_n}{\omega_m} = 2,2 \cdot \frac{19,36 \cdot 10^3}{101,578} = 419,3 \text{ Nm} \quad (4.60)$$

$$M_{uk}' \leq M_m; 251,74 \text{ Nm} \leq 419,3 \text{ Nm} \quad (4.61)$$

4.4. Редуктор

4.4.1. Избор редуктора

$$P = 22 \text{ kW}$$

$$n_{em} = 970 \text{ min}^{-1}$$

Погонска класа дизалице: 2

Изабран је редуктор на основу израчунатих података, ознака редуктора: H3(V3).140 I из табеле 1.36 у литератури [12].

4.5. Избор спојнице

Избор еластичне спојнице:

$$M_N = \frac{P_n}{\omega_m} = 9550 \frac{P_n}{n_m} = 9550 \frac{22}{970} = 216,59 \text{ Nm} \quad (4.65)$$

Вредност обртног момента се повећава за 25% јер је у питању погонска класа 2.

$$M_t = 1,25 \cdot M_n = 1,25 \cdot 216,59 = 270,75 \text{ Nm} \quad (4.66)$$

Коментар: Усваја се спојница, називног пречника $D = 160 \text{ mm}$, табличне вредности $M_t = 375 \text{ Nm}$ и момента инерције спојнице $J = 0,040 \text{ kgm}^2$.

4.6. Кочница

Кочница се поставља на вратилу електромотора из разлога јер се на том месту јавља најмањи обртни момент, самим тим се примењују кочнице са папучама.

4.6.1. Прорачун кочнице са две папуче

$$M_k = v_k \cdot M_{st(k)}' \quad (4.67)$$

$$M_k = v_k \cdot M_{st}' \cdot \eta^2 \quad (4.68)$$

$M_{st(k)}'$ – момент статичких отпора редукован на вратило електромотора за случај кочења

M_{st}' – погонски момент електромотора потребан за савлађивање отпора устаљеног кретања

$v_k = 1.75$ – степен сигурности кочнице из табеле 1.40 у литератури [12]

$$M_{st}' = \frac{Q \cdot D_d}{2 \cdot i_k \cdot i_r \cdot \eta} = \frac{156960 \cdot 0,560}{2 \cdot 2 \cdot 135,43 \cdot 0,97} = 167,27 \text{ Nm} \quad (4.69)$$

$$M_k = v_k \cdot M_{st}' \cdot \eta^2 = 1,75 \cdot 167,27 \cdot 0,97^2 = 275,42 \text{ Nm} \quad (4.70)$$

Коментар: На основу израчунате вредности M_k усваја се из табеле 1.41 у литератури [12], ознака 266011.

Механичка кочница са две папуче:

$$i_{koc} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{500}{200} \cdot \frac{260}{60} = 10,83 \text{ mm} \quad (4.71)$$

$$a = 500 \text{ mm}$$

$$b = 200 \text{ mm}$$

$$c = 260 \text{ mm}$$

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$D_k = 400 \text{ mm}$$

$$\eta_k = 0,9 \div 0,95 = 0,925$$

$$\mu_k = 0,4 \quad (4.72)$$

$$F_k = \frac{M_k}{i_{koc} \cdot \mu_k \cdot D_k \cdot \eta_k} = \frac{275,42}{10,83 \cdot 0,4 \cdot 0,4 \cdot 0,925} = 171,83 \text{ Nm} \quad (4.73)$$

4.6.2. Избор хидрауличног подизача

На основу израчунате силе F_k из табеле 1.42 у литератури [12] усваја се ЕВ С32 50/100 номиналне силе 500 N, а нормалне повратне силе 290 N и дозвољеног одступања 50 N.

Подаци из литературе [12]:

Примање снаге: 0,2 kW

Маса је 14,5 kg

4.6.3. Провера кочице

Стварна нормална сила на кочионом добошу:

$$F_N = F_k \cdot i_{коџ} \cdot \eta_k = 171,83 \cdot 10,83 \cdot 0,925 = 1721,35 \text{ N} \quad (4.74)$$

Стварни кочиони момент:

$$M_k = F_N \cdot \mu_k \cdot D_k = 1721,35 \cdot 0,4 \cdot 0,4 = 275,42 \text{ Nm} \quad (4.75)$$

Стварни степен сигурности:

$$v_k = \frac{M_k}{M_{st} \cdot \eta^2} = \frac{275,42}{167,27 \cdot 0,925^2} = 1,92 \quad (4.76)$$

Провера кочионих облога:

1) Специфични притисак:

$$B = l_5 - (5 \div 10) = 150 - 5 = 145 \text{ mm} \quad (4.77)$$

$\beta = 70^\circ$ – обухватни угао облога папуча [12]

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_k \cdot \beta}{360} \cdot B = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 70}{360} \cdot 0,145 = 0,035430 \text{ m}^2 \text{ – површина облога} \quad (4.78)$$

$$p = \frac{F_N}{A_p} = \frac{1721,35}{354,30} = 4,83 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (4.79)$$

2) Критична брзина на ободу кочионог добоша:

$$v_k = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_m}{60} \cdot k = \frac{\pi \cdot 0,400 \cdot 970}{60} \cdot 1,11 = 2,55 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.80)$$

где је: $k = 1,1 \div 1,2 = 1,11$

3) Специфична снага кочења:

$$p \cdot v_k \leq (p \cdot v_k)_{\text{doz}} \quad (4.81)$$

$$(p \cdot v_k)_{\text{doz}} = 250 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.82)$$

$$p \cdot v_k = 4,83 \cdot 22,55 = 108,91 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.83)$$

$$p \cdot v_k = 108,91 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \leq (p \cdot v_k)_{\text{doz}} = 250 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.84)$$

Коментар: Услов је задовољен.

5. Закључак

Витла на моторни погон код машина прекидног транспорта могу бити у саставу дизалице или се могу употребљавати као самостални дизалични механизам. Имају веома широку примену, што потврђује присуство истих у готово свим гранама индустрије. Основни елементи витла на моторни погон су електромотор (као основни погонски елемент), спојница (еластични елемент), редуктор, добош (витло), кочница и котурача.

Носивост механизма за дизање терета не зависи искључиво од снаге електромотора и редукције бројева обртаја, степена корисности, односно обртног момента на добошу, већ се иста може повећати избором одговарајуће котураче. При одабиру концепције погона за прорачун неког механизма од великог је значаја познавање тачне носивости механизма, док се приликом избора елемената, у току прорачуна, води рачуна о томе да овај механизам пружа сигураност и поузданост у раду.

Модерна моторна витла су прецизне и квалитетне израде, садрже компјутеризоване командне модуле и имају већу брзину намотавања ужета, што доприноси брзини дизања терета. Могу бити постављена као непокретна, тј. фиксирана уређајем за вешање терета, или као покретна витла која могу бити витла са сопственим погоном, или витла без сопственог погона. Витла остварују миран рад са мање вибрација, имају смањено хабање и захвална су за коришћење, јер могу да раде са ужадима, ланцима и тракама при дизању терета. Сам механизам за дизање терета може имати два електромотора који могу бити одвојени или повезани механичким везама. У случају када је погон два електромотора одвојен, добија се подела укупне носивости механизма на два електромотора, што омогућава уградњу мотора мањих снага. Применом два мотора мање снаге добија се економичније конструктивно решење које пружа равномерно оптерећење и сигуран рад. Све ове предности доприносе масовној употреби витла.

Литература

- [1] Р. Мијајловић, З. Маринковић, М. Јовановић, Транспортне машине - Практикум, Ниш, 1988.
- [2] Сава Дедијер, Основи транспортних уређаја, Савез студената машинског факултета Београд, 1965.
- [3] Давор Острић, Дизалице, Машински факултет Београд, 1992.
- [4] Основи транспортних машина, предавања, Факултет инжењерских наука, доступно на: <http://moodle.mfkg.rs/>, приступљено: 08.11.2018.
- [5] VTŠ Niš; Интернет страница: http://vtsnis.edu.rs/wp-content/plugins/vts-predmeti/uploads/MP_2019_MASINE_PREKIDNOG_TRANSPORTA.pdf, приступљено: 05.10.2019.
- [6] Liftech; Интернет страница: <http://www.liftech.rs/ozd.php#i02>, приступљено: 06.10.2019.
- [7] Liftech; Интернет страница: <http://www.liftech.rs/ozd.php>, приступљено: 05.10.2019.
- [8] Стандард SRPS EN 14492-1:2010, Дизалице - Витла и мале дизалице на моторни погон - Део 1: Витла на моторни погон.
- [9] Стандард SRPS EN 14492-2:2010, Дизалице - Витла и мале дизалице на моторни погон - Део 2: Мале дизалице на моторни погон.
- [10] FEM N 0089, A brief guide for identification of non-compliant winches and hoists, 09. 2015.
- [11] Dymot, Интернет страница: http://www.dymot.co.za/electric_winches.htm, приступљено: 06.10.2019.
- [12] Мосна дизалица – Пројектни задатак из предмета Основи транспортних машина; Доступно на: <http://moodle.mfkg.rs/> , приступљено: 26.12.2018.