

ПРОЈЕКАТ ХОРИЗОНТАЛНОГ ТРАКАСТОГ ТРАНСПОРТЕРА

PROJECT OF HORIZONTAL BELT CONVEYOR

Слободан Илкић, Драган Живанић, Факултет техничких наука, Нови Сад

Област – МАШИНСТВО

Кратак садржај – Овај рад приказује прорачун тракастог транспортера са дефинисаним основним параметрима. Рад обухвата прорачун капацитета, одређивање сила у траци, као и проверу претходно усвојених елемената транспортера. Последњи део се бави питањима безбедности при раду на овом транспортеру.

Кључне речи: Непрекидни транспорт, тракасти транспортер, прорачун.

Abstract – This paper presents calculations of a belt conveyor with given basic parameters. The paper includes capacity calculation, belt forces calculation, as well as verification of previously adopted elements. The last part concentrates on safety during working process of this conveyor.

Keywords: Continuous transport, belt conveyor, calculations.

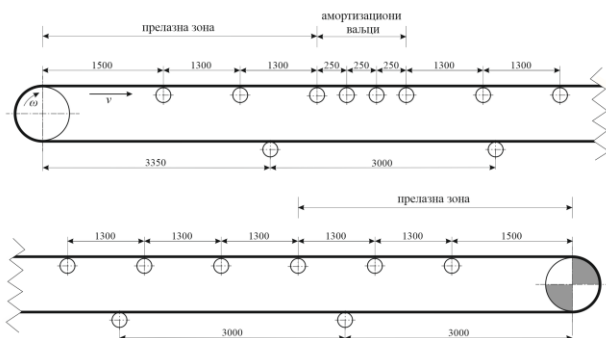
1. UVOD

Задати су основни параметри транспортера, а то су: дужина транспортера, технички капацитет, врста материјала који се транспортује и услови рада.

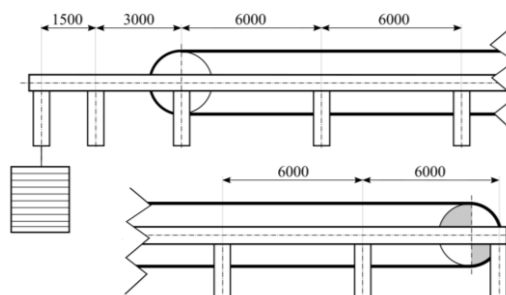
Даље у раду се наводе сви елементи који су усвојени (трака, ваљци, бубњеви, механизам за затезање, моторредуктор, утоварни уређај) и њихов распоред (слика 1).

На крају поглавља дата је и скица носеће конструкције са положајима ослонаца (слика 2), као и димензије усвојеног С профила.

Ови подаци биће неопходни за даљи прорачун.



Слика 1. Распоред елемената транспортера



Слика 2. Носећа конструкција

2. ПРОРАЧУН КАПАЦИТЕТА И ОДРЕЂИВАЊЕ СИЛА У ТРАЦИ

2.1. Капацитет транспортера

На основу номиналног броја обртаја мотора ($n_{em(n)}$), преносног односа редуктора (i_r) и пречника бубња (d_b) долази се до брзине траке:

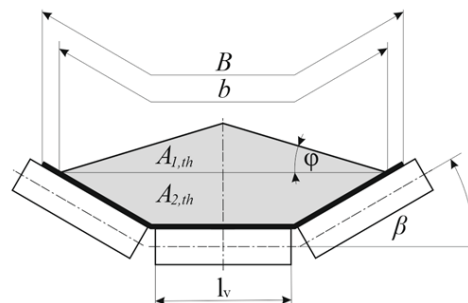
$$v = \frac{n_{em(n)} \cdot \pi \cdot d_b}{i_r} \tag{1}$$

На основу познатих димензија (слика 3) одређује се површина попречног пресека помоћу следећих израза [2]:

$$A_{1,th} = [l_v + (b - l_v) \cdot \cos \beta]^2 \cdot \frac{\tan \varphi}{4} \tag{2}$$

$$A_{2,th} = \left[l_v + \frac{(b - l_v)}{2} \cdot \cos \beta \right] \cdot \frac{(b - l_v)}{2} \cdot \sin \beta \tag{3}$$

$$A_{th} = A_{1,th} + A_{2,th} \tag{4}$$



Слика 3. Попречни пресек материјала

Коначно, до техничког капацитета долази се преко брзине траке (v), густине материјала (ρ), као и површине попречног пресека материјала (A_{th}):

$$Q = v \cdot \rho \cdot A_{th} \cdot k_3 \tag{5}$$

НАПОМЕНА:

Овај рад проистекао је из мастер рада чији ментор је био др Драган Живанић, ванр. проф.

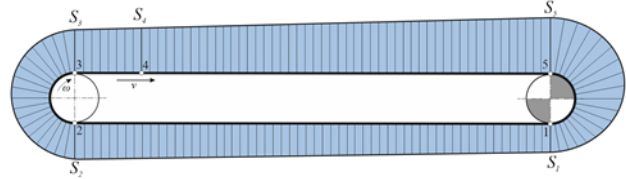
2.1. Силе у траци

Да би се одредиле силе у траци, прво је потребно израчунати отпоре кретања одређених елемената, а то су: отпори ваљака, отпор затезног бубња и отпор утоварног уређаја.

Након што су отпори познати, одређују се силе у траци методом обиласка контуре. Почетна тачка је одабрана на месту силазног крака погонског бубња (слика 4). Од ове тачке се, у смеру кретања траке, одређују отпори на појединим деоницама.



Слика 4. Карактеристичне тачке на транспортеру



Слика 5. Расподела сила у траци транспортера

3. ПРОВЕРА ЕЛЕМЕНАТА ТРАНСПОРТЕРА

3.1. Провера траке

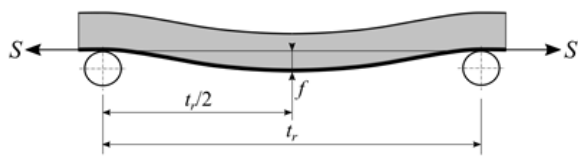
Врши се провера чврстоће а затим и провера угиба траке. Максимална дозвољена сила у траци је пропорционална јачини материјала (K), броју слојева (z) и ширини траке (B), па израз гласи [1]:

$$S_{max} = \frac{z \cdot B \cdot K}{n} \quad (6)$$

Експериментима је утврђено да је максимални дозвољени угиб траке на радној страни $f_{доz} = 0,025 \cdot t_r$ [1], јер у противном долази до претераног расипања материјала.

Из претходног се долази до минималне потребне силе у траци [1]:

$$S_{min} = 5 \cdot (q + q_0) \cdot t_r \quad (7)$$



Слика 6. Угиб траке на радној страни

3.2. Провера погонског бубња

Врши се провера бубња на проклизавање, затим провера електромотора и редуктора.

Провера на проклизавање се врши помоћу Ојлеровог образаца [1]:

$$\varphi_e = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{\frac{S_5}{S_1} - 1} \geq 1,25 \quad (8)$$

Елементи који фигуришу у изразу су: коефицијент трења између бубња и траке (μ), обвојни угао (α), силе у траци у тачкама 1 и 5 (S_1 и S_5).

За проверу електромотора потребно је израчунати потребну снагу на вратилу бубња, која зависи од обимне силе коју бубањ преноси на траку (U), брзине траке (v) и коефицијента искоришћења погона бубња (η_b):

$$P_b = \frac{U \cdot v}{\eta_b} \quad (9)$$

Потребна снага електромотора је:

$$P_{em} = \frac{P_b \cdot k}{\eta_r} \quad (10)$$

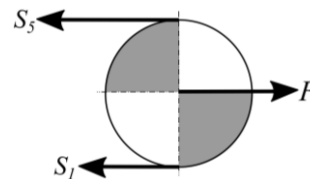
У изразу је са k означен степен сигурности, а са η_r означен коефицијент корисности редуктора.

Момент на бубњу је уствари момент на редуктору и он је једнак производу обимне силе и полупречника бубња:

$$M_b = U \cdot \frac{D}{2} \quad (11)$$

3.3. Провера погонског вратила

На бубањ делују силе од наилазног и силазног крака траке – силе S_1 и S_5 (слика 7), које се са бубња преносе на вратило.

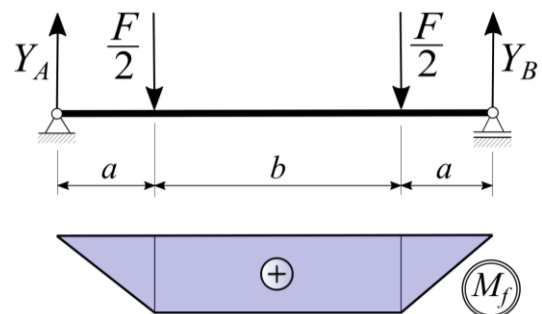


Слика 7. Дејство сила на погонски бубањ

Транспортер је хоризонталан и обухватни угао траке је 180° , па су и обе силе у траци хоризонталне као и сила која оптерећује вратило, и њена вредност је:

$$F = S_1 + S_5 \quad (12)$$

Вратило се посматра као греда на два ослоња, на коју делују силе на међусобном растојању b . Силе са погонског бубња се преносе на местима споја бубња са вратилом, и при том се узима у обзир да обе стране примају подједнако оптерећење (слика 8).



Слика 8. Случај оптерећења погонског вратила

Вредност максималног момента зависи само од растојања a (растојање од ослоњаца вратила на конструкцију до споја бубња и вратила – слика 8) и износи:

$$M = \frac{F}{2} \cdot a \cdot k_F \quad (13)$$

**Напомена:* Са k_F је обележен коефицијент који узима у обзир могућност неједнаке расподеле сила међу спојевима вратила и бубња.

За проверу лежајева, у овом случају примењује се динамички прорачун. Он се спроводи тако што се рачуна радни век лежаја, по образцу ([5]) :

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F_L} \right)^\alpha \geq L_{n0} \quad (14)$$

Елементи који фигуришу у изразу су: динамичка носивост (C), број обртаја вратила (n) и динамичко еквивалентно оптерећење лежаја (F_L).

3.4. Провера ваљака на радној страни

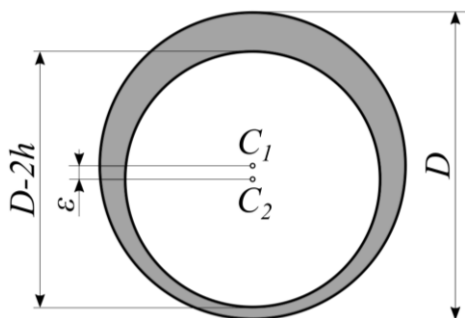
Носећи ваљци трпе оптерећење од тежине траке и од тежине материјала, а осовина трпи и додатно оптерећење од тежине обртног дела ваљка.

Потребно је наћи оптерећење осовине једног ваљка. Средњи ваљак је најоптерећенији и сматраће се да прима 60% од укупне силе којом трака делује на слог. Такође, ова оптерећења су динамичког карактера, па треба узети у обзир и динамички фактор удара. Дакле, укупно оптерећење коју прима осовина средњег ваљка је:

$$F_q = 60 \cdot \frac{N_r}{100} \cdot \varphi_D + \frac{G_{ovr}}{3} \quad (15)$$

У изразу је са N_r обележено оптерећење слога од тежине траке и тежине материјала, са G_{ovr} је обележена тежина обртних делова слога, док ознака φ_D представља динамички фактор удара.

Осим ове силе, треба узети у обзир да осовина додатно прима и инерцијалну силу услед ексцентричности омотача ваљка. При том се сматра да се центар ротације подудар са центром спољашњег круга омотача, док је центар унутрашњег круга омотача померен за вредност ε (слика 9), где ε представља максимално дозвољено одступање дебљине омотача од назначене вредности. Овакав пресек важи по целој дужини ваљка.



Слика 9. Ексцентричност омотача ваљка

На основу претходне претпоставке долази се до релације:

$$F_c = 4 \cdot l_{vr} \cdot \rho_\varepsilon \cdot \varepsilon \cdot \frac{(d-2h)^2}{d^2} \cdot v^2 \quad (16)$$

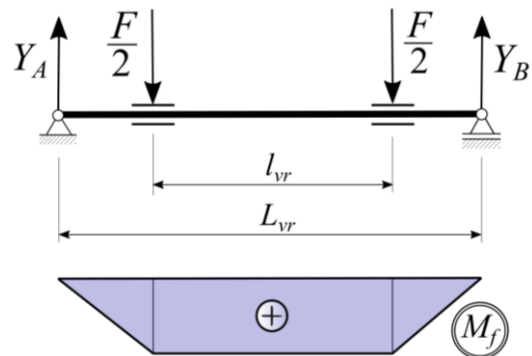
Величине које фигуришу у изразу су: дужина ваљка (l_{vr}), густина материјала омотача ваљка – густина челика (ρ_ε), максимално дозвољено одступање дебљине зида омотача ваљка од номиналне вредности (ε), пречник спољашњег круга ваљка (d), дебљина зида ваљка (h) и обимна брзина ваљка, тј. брзина траке транспортера (v).

Дакле, укупна сила коју прима осовина средњег ваљка је:

$$F = F_q + F_c \quad (17)$$

**Напомена:* Оптерећења при нетачном монтирању ваљака, као и оптерећења услед нагомилавања материјала на омотаче ваљака имају мали утицај, и у овом прорачуну се занемарују.

Оптерећење се са омотача ваљка преноси на осовину на местима њиховог контакта (у овом случају преко лежајева – слика 10), па као и код провере вратила бубња, сматра се да се оптерећење расподељује на два једнака дела (слика 10).



Слика 10. Дејство сила на осовину ваљка

На основу слике 10, јасно се види да је вредност максималног момента једнака:

$$M = \frac{F}{2} \cdot \frac{(L_{vr} - l_{vr})}{2} \quad (18)$$

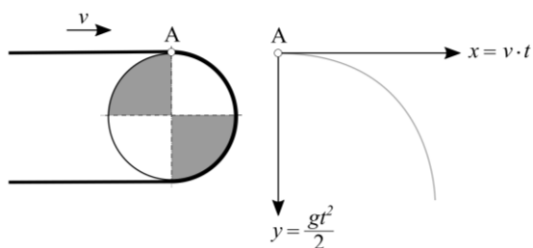
3.5. Истоварни уређај

Истовар материјала се врши преко чеоног бубња. До вредности граничне брзине (она брзина на којој се честице одвајају на наилазном краку траке на бубањ) се долази помоћу образаца [1]:

$$v_g = \sqrt{\frac{gD}{2}} \quad (19)$$

У изразу фигуришу пречник бубња (D) и убрзање земљине теже (g).

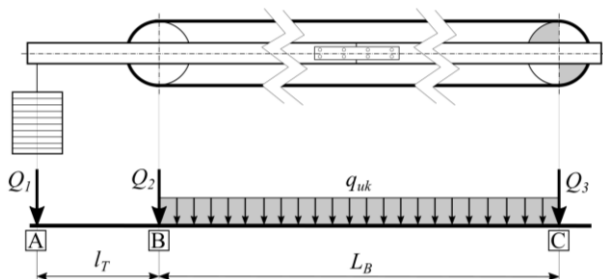
Добија се да је брзина траке већа од граничне, што значи да се материјал одваја у наилазној тачки траке на бубањ, па се даље кретање одвија по закону хоризонталног хица (слика 11).



Слика 11. Истовар материјала

3.6. Носећа конструкција

На носач делују континуална оптерећења и концентрисана оптерећења (слика 12).



Слика 12. Оптерећења носеће конструкције

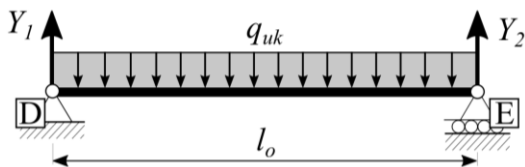
Тежина траке, тежина материјала и тежина самог носача се убрајају у континуална оптерећења. Ради једноставности прорачуна, и тежине ваљчаних слогова ће се убрајати у исту групу. Дакле, укупно континуално оптерећење је:

$$q_{uk} = 2 \cdot q_0 + q + 2 \cdot q_n + q_v \quad (20)$$

Чланови који фигуришу у изразу су: тежина траке по дужном метру (q_0), тежина материјала по дужном метру (q), тежина носача по дужном метру (q_n) и тежина ваљчаних слогова по дужном метру (q_v).

Што се тиче концентрисаних оптерећења, постоје силе тежина бубњева заједно са вратилом/осовином, тежина тега, као и тежина моторредуктора.

Посматра се део носача од тачке B до тачке C (слика 12). На овом делу се сви ослонци постављају на растојањима $l_o = 6 \text{ m}$, па се сваки сегмент може посматрати независно, као греда на два ослонца (слика 13).



Слика 13. Сегмент носача као греда на два ослонца

На посматрани сегмент делује само једно оптерећење, и то је континуално оптерећење q_{uk} .

4. БЕЗБЕДНОСТ И ЗАШТИТА НА РАДУ

Предвиђене безбедносне мере подразумевају следеће активности:

- извршити прорачун носеће конструкције транспортера;

- извршити проверу погонског механизма као и проверу осталих делова транспортера (траке, бубњеви, ваљци...);
- саставити упутство за употребу и одржавање;
- организовати обуку радника;
- употребити безбедносне уређаје који су предвиђени да сведу ризик од повреда на најмању могућу меру.

Предвиђени безбедносни уређаји на тракастом транспортеру су:

- сигурносни уређај са ужетом;
- тастери за хитно искључење;
- заштитне мреже;
- пролази;
- заштитни елементи на бубњевима и ваљцима.

5. ЗАКЉУЧАК

Рад обухвата комплетан прорачун тракастог транспортера задатих основних параметара. У првом делу наводе се сви битни технички подаци о транспортеру, а даље се врши комплетна провера његових елемената.

6. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Јован Владић, *Механизација претовара II - Машине и уређаји непрекидног транспорта*, Нови Сад, 1991.
- [2] Стандард, *DIN-22101-2011*
- [3] *Конвейер ленточный крутонаклонный (угол наклона 600)*
<https://works.doklad.ru/view/Eo3ptPPSdac/9.html>
- [4] Сениша Кузмановић, *Машински елементи*, Нови Сад, 2012.
- [5] Војислав Милтеновић, *Машински елементи*, Ниш, 2009.
- [6] Стандард, *is.11592.2000*
- [7] Зоран Петковић, Давор Острић, *Металне конструкције у машиноградњи*, Машински факултет, Универзитет у Београду
- [8] Марин Антоловић, *Прорачун носиве конструкције*, Факултет стројарства и бродоградње, завршни рад.

Кратка биографија:



Слободан Илкић рођен је у Сомбору 1994. год. Дипломски рад из области машинства одбранио је 2017. год.

контакт: ilkić.slobodan1994@gmail.com



Драган Живанић рођен у Сремској Митровици 1972. год. Докторирао је 2012. год, а од 2019. ради као ванр. професор на Факултету техничких наука у Новом Саду