

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PROJEKT LINKY PRO MOŘENÍ OBILNIN

PROJECT OF TRANSPORT LINE FOR DRESSING CORN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR KLÍMA

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Klíma

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Projekt linky pro moření obilnin

v anglickém jazyce:

Project of transport line for dressing corn

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte projekční řešení přepravy obilnin do zařízení pro moření obilnin a dále do vázícího a plnicího zařízení linky.

Cíle diplomové práce:

Technická dokumentace obsahující:

Projekční koncepci řešení dopravy obilnin do mořícího a do vázícího a plnicího zařízení.

Výpočet funkčních parametrů jednotlivých dopravníků. Pevnostní výpočet vybraných prvků linky dle pokynů vedoucího diplomové práce.

Výkresová dokumentace obsahující:

Celková sestava linky pro moření obilnin. Sestava vybraných dopravníků a dalších komponent dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

GAJDUŠEK, J.: Systémy a prostředky manipulace s materiálem, VUT v Brně, 1982

GAJDUŠEK, J.: Projektování systémů manipulace s materiálem, VUT v Brně, 1989

JEŘÁBEK, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci, skripta ČVUT Praha, 1981

KLIMEŠ, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

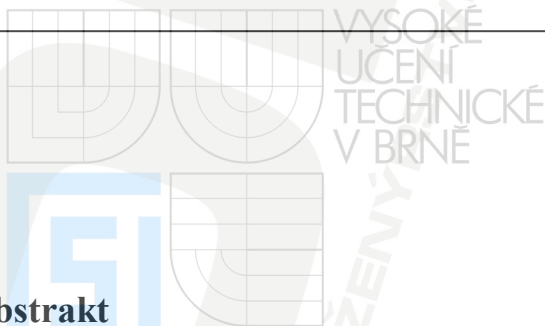
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 18.11.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

**Abstrakt**

Tématem této práce je projekt linky pro moření obilnin. V dokumentu jsou popsány jednotlivé části linky. Dle požadavku zadavatele byla ponechána některá stávající zařízení a doplněna o části chybějící. Mezi doplněné zařízení patří korečkové elevátory, které dopravují obilniny do čističky a mořícího zařízení. Na konci linky se nachází rám pro usnadnění plnění vaků a vážící zařízení.

Klíčová slova

moření obilnin, korečkový elevátor

Abstrakt

Subject of this work is a project of transport line for corn dressing. In the document component parts of the transport line are described. As the submitter asked, some existing devices were retained and supplied with missing parts. Some of the missing parts are bucket elevators which transport corn to the cleaner and dressing device. At the end of the transport line there is a frame for easing sack filling and a weighing device.

Key words

corn dressing, bucket elevator



Bibliografická citace

KLÍMA, P. *Projekt linky pro moření obilnin*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 57 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 29. 5. 2009

.....
Petr Klíma

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. a dalším pedagogům z ústavu automobilního a dopravního inženýrství, za rady a připomínky při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat svému konzultantovi za umožnění zpracování zajímavého tématu a také své rodině za podporu během celého studia.

1.	Úvod	10
2.	Popis linky pro moření obilnin	11
3.	Korečkové elevátory	13
3.1	Obecný popis korečkových elevátorů	13
3.1.1	Hlavní části korečkových elevátorů	13
3.1.2	Tažný orgán	14
3.1.3	Korečky	15
3.1.4	Násepka	16
3.1.5	Vyprazdňování korečků	17
3.2	Výpočet korečkového elevátoru - elevátor 1	19
3.2.1	Předběžný výpočet	19
3.2.1.1	Předběžné stanovení výkonu elektromotoru	19
3.2.1.2	Volba dopravní rychlosti	19
3.2.1.3	Volba korečku a rozteče korečků:	20
3.2.1.4	Způsob vyprazdňování korečků	20
3.2.1.5	Obvodová síla:	21
3.2.1.6	Volba tažného orgánu:	21
3.2.1.7	Stanovení tahů v tažném orgánu:	22
3.2.2	Přesný výpočet motoru	22
3.2.2.1	Stanovení jednotlivých odporů proti pohybu:	22
3.2.3	Celkový součet odporů	27
3.2.4	Stanovení výkonu elektromotoru	27
3.2.5	Volba motoru a převodovky	27
3.2.6	Určení skutečných sil	27
3.2.7	Celkový tah v jednotlivých větvích tažného prostředku	28
3.3	Výpočet korečkového elevátoru - elevátor 2	30
3.3.1	Předběžný výpočet	30
3.3.1.1	Předběžné stanovení výkonu elektromotoru	30
3.3.1.2	Volba dopravní rychlosti	30
3.3.1.3	Volba korečku a rozteče korečků	30
3.3.1.4	Způsob vyprazdňování korečků	31
3.3.1.5	Obvodová síla	32
3.3.1.6	Volba tažného orgánu	32
3.3.1.7	Stanovení tahů v tažném orgánu	32
3.3.2	Přesný výpočet motoru:	33
3.3.2.1	Stanovení jednotlivých odporů proti pohybu:	33
3.3.3	Celkový součet odporů:	37
3.3.4	Stanovení výkonu elektromotoru:	38
3.3.5	Volba motoru a převodovky	38
3.3.6	Určení skutečných sil	38
3.3.7	Celkový tah v jednotlivých větvích tažného prostředku	39
4.	Čistící zařízení	41
5.	Moření a mořící zařízení	43
5.1	Moření obilnin	43
5.2	Mořící zařízení	44
6.	Plnění vaků	46
7.	Vážení	50

8.	Závěr	52
9.	Seznam použité literatury	53
10.	Výkresová dokumentace	54
11.	Seznam použitých symbolů a zkratk	55





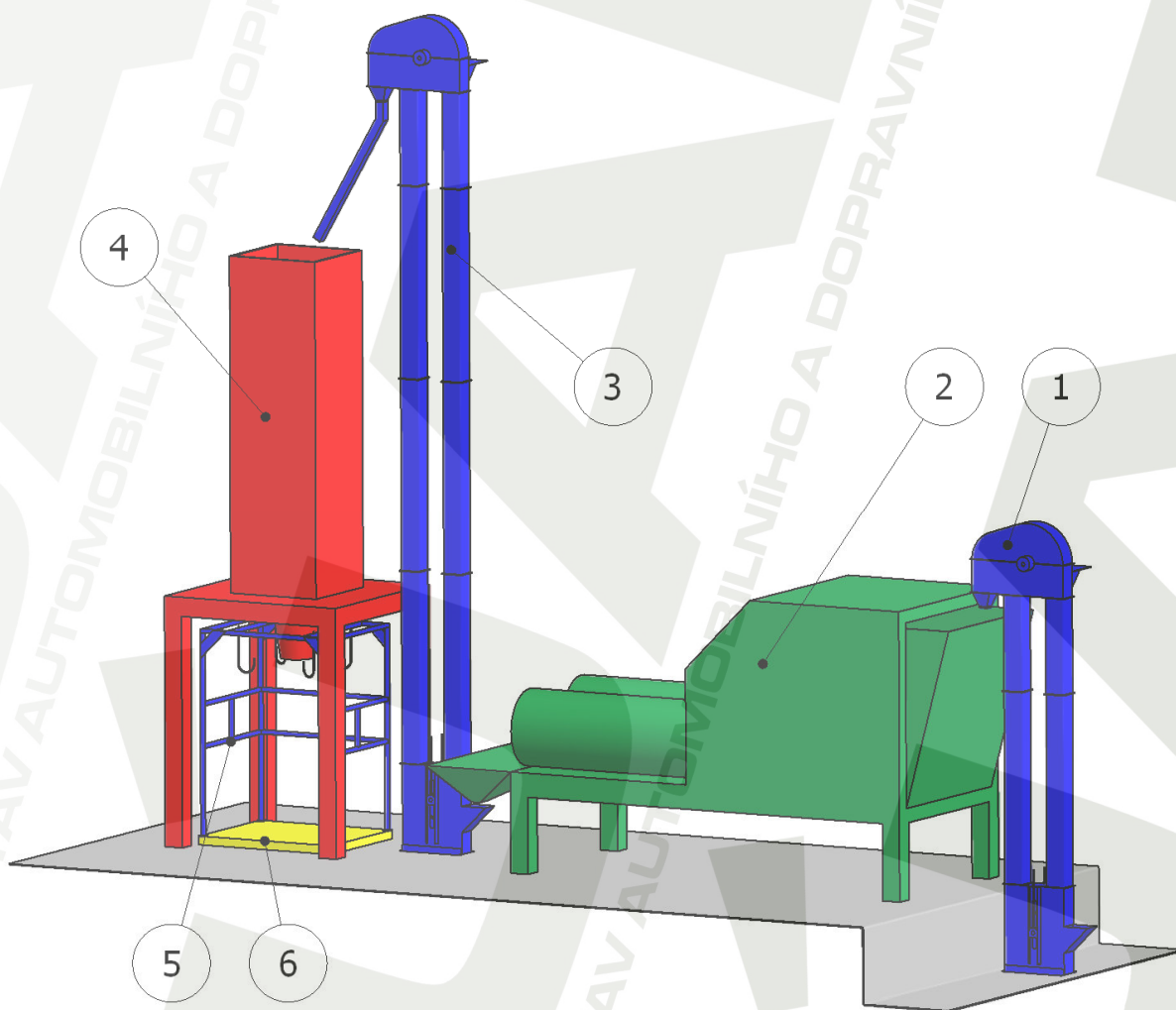
1. Úvod

V této práci se zabývám projektem linky pro moření obilnin. V zadání bylo několik záležitostí, které byly na přání zadavatele. Jedná se zejména o zachování některých zařízení, které jsou nutnou součástí linky. Je třeba také zmínit, že se jedná o přesun linky do jiných prostor, než se nachází nyní. V konkrétním případě je požadováno ponechat samotné mořící zařízení a také čistička. Tyto součásti jsou plně funkční a není proto třeba je měnit. V projektu se zabývám popisem celé linky a dále návrhem zařízení, které přepravuje materiál do čističky a dále do mořícího zařízení. Jako přepravní zařízení jsou použity korečkové elevátory. Provádím výpočet jejich hlavních rozměrů a technických parametrů. Osivo je ovšem specifický materiál a je třeba dodržovat některé odlišné zásady při konstrukci oproti běžným korečkovým elevátorům. Jedná se zejména o použité rychlosti a materiály. Zabývám se také tokem materiálu za mořícím zařízením. Mořené zrně je třeba plnit do speciálních vaků a tyto následně vážit. K plnění je však potřeba podpurná konstrukce, jejímž návrhem se také zabývám. Plnění vaků bylo doposud realizováno nevhodným způsobem, proto je třeba další zpracování změnit.

2. Popis linky pro moření obilnin

Linka pro moření obilnin je tvořena z několika částí, které na sebe navzájem navazují. Jednotlivá zařízení jsou znázorněna na obrázku 1.

1. korečkový elevátor 1
2. čistička VEB Petkus K 531
3. korečkový elevátor 2
4. mořička Teroz TZ4 – 052S
5. rám pro přidržování plněných vaků
6. tenzometrická můstková váha Dites



Obrázek 1 Sestava mořicí linky

Zrno se do prvního korečkového elevátoru dostane pomocí tubusu, který vede ze zrnového zásobníku. Tento zásobník je umístěn mimo objekt ve kterém se nachází linka a není součástí tohoto projektu. Po průchodu korečkovým elevátorem je zrno dopraveno do čističky. Jedná se o čističku zrnin typu VEB Petkus K 531, ve které materiál projde přes čistící síta a dále je unášen do triérů, kde probíhá další fáze čištění. Poté je vyčištěné zrno pomocí skluzu dopraveno do druhého korečkového elevátoru. Materiál dále pokračuje do mořicího zařízení od firmy Teroz typ TZ4 – 052S. Po průchodu mořičkou je zrno lapáno do vaku typu BIG BAG, který je umístěn pod ní. Kvůli potřebě další manipulace je tento vak umístěn na paletě typu EUR o standardních rozměrech 800 x 1200 mm. Zrno ve vaku je však také nutno vážit, proto je paleta umístěna na tenzometrické můstkové váze. Prázdný vak ovšem nedrží sám příslušný tvar a nedošlo by k požadovanému naplnění. Vak je proto umístěn do rámu, aby měl správný tvar. Kvůli silovému působení vaku na rám, a tím ovlivnění vážení, je tento pevně přichycen k váze a jeho hmotnost, stejně tak jako hmotnost palety a vaku je elektronicky odečtena. Na obrázku 1 můžeme vidět schematický pohyb materiálu po lince, přesnější zakreslení je uvedeno v přílohách. V dalších kapitolách se budu zabývat podrobněji jednotlivými součástmi linky.

Energetická náročnost linky je popsána v tabulce 1. Elektromotory používají napětíovou soustavu 400 V 50 Hz, pouze tenzometrická můstková váha využívá soustavy 230 V 50 Hz.

Tabulka 1

Zařízení		Příkon [W]
Elevátor 1		370
Čistička		6 000
Elevátor 2		550
Mořička	Rozstříkovač	60
	Rotor	750
	Objemový dávkovač	180
Můstková váha		25

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

3. Korečkové elevátory

3.1 Obecný popis korečkových elevátorů

Korečkový elevátor je dopravník pro svislou nebo šikmou dopravu, jehož unášecím (tažným) prvkem je nekonečný dopravní pás, řetěz nebo dvojice řetězu a nosným prvkem korečky, spojené mechanicky s unášecím prvkem.

Je určen pro svislou a úklonnou dopravu jemnozrnných a drobně kusovitých materiálů (cement, vápenec, písek, štěrk apod.) zrnitosti 0 až 60 mm, s maximem zrn pod 10 mm, malé vlhkosti, při teplotách -20° až $+130^{\circ}\text{C}$. Maximální dopravní výška u pásových je 40 m, u řetězových dopravníků až 90 m. Dopravní výkon je běžně do $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, u kapacitních může být $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ i více.

V posledním období se tento dopravník stále více používá i v potravinářském a chemickém průmyslu i jako dopravník pro mezioperační manipulaci.

Výhodou dopravníku je nízká spotřeba energie (vyvážení obou větví), malý vestavěný prostor, relativně vysoký dopravní výkon, spolehlivý provoz, a u řetězových provoz v horkém prostředí. Částečnou nevýhodou může být omezená dopravní výška a prašnost při dopravě některých materiálů. [5]

Rozdělení korečkových elevátorů:

- | | |
|----------|--------------|
| - svislé | - gravitační |
| | - odstředivé |
| - šikmé | - gravitační |
| | - odstředivé |
| - lomené | |

3.1.1 Hlavní části korečkových elevátorů

Hlavní části korečkového elevátoru tvoří poháněcí stanice, vratná stanice s napínáním, šachta (u šikmých dopravníků nosná konstrukce), tažný prvek, korečky, násypka a výsypka.

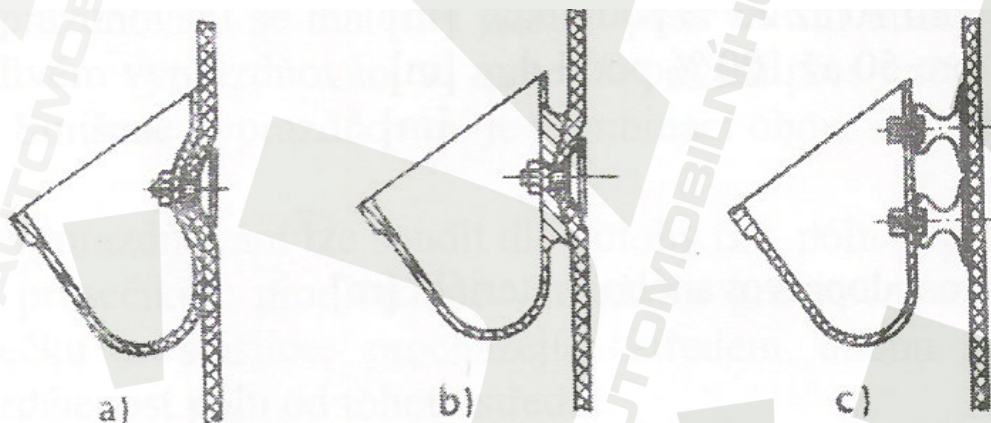
Poháněcí stanice je umístěna v hlavě elevátoru. Pro menší výkony (asi do 12 kW) se používá převodových motorů. Pro větší výkony asynchronních motorů s kotvou na krátko s neregulační hydrodynamickou spojkou, anebo alespoň s pružnou spojkou. Poháněcí stanice bývá vybavena brzdou pro udržení tažného prvku v klidu.

Hnací bubny bývají průměru 0,4 až 1,25 m s maximální obvodovou rychlostí $3,5 \text{ m.s}^{-1}$, řetězová kola průměru 0,2 až 0,71 m s maximální obvodovou rychlostí $1,6 \text{ m.s}^{-1}$. Vratná a napínací stanice je vybavena stejným bubnem nebo řetězovým kolem, jako poháněcí stanice. Často stačí k vyvození potřebné odbíhací síly vlastní tíha dopravního pásu s korečkou. Pokud ne, je možno tažný prvek napínat pomocí šroubů nebo závaží.

Elevátor může být otevřený nebo uzavřený. V prvním případě tvoří nosnou konstrukci elevátoru zpravidla příhradová ocelová konstrukce. Ve druhém případě tvoří nosnou konstrukci tzv. šachta. Ta buď stojí a je zakotvena na konstrukci vratné stanice, anebo je zavěšena na konstrukci poháněcí stanice. [5]

3.1.2 Tažný orgán

Tažný prvek elevátoru tvoří buď nekonečný pás nebo řetěz. Dopravní pásy jsou stejného provedení jako u pásových dopravníků a používá se pásů gumových i PVC. Gumové pásy jsou vhodné pro teploty do 80°C , PVC do 130°C . Korečky se k pásu upevní šrouby se zvětšenou kuželovou hlavou, přičemž zadní strana korečků je buď prolisována nebo jinak vhodně upravena (obrázek 2). Šířka pásu se volí o 0,03 až 0,1 m širší než je šířka korečku.



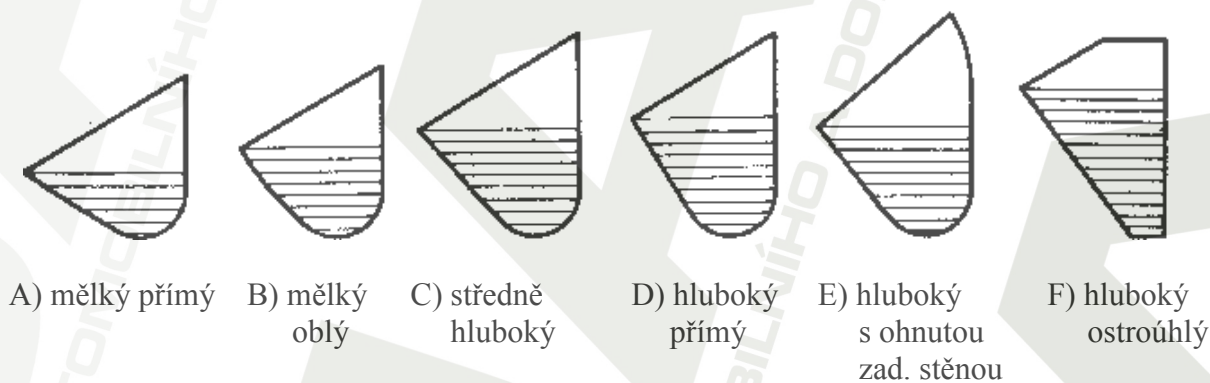
Obrázek 2 Upevnění korečku šrouby k dopravnímu pásu

Řetězu jako tažného prvku se použije v horkých provozech, pro dopravu do větších výšek a při dopravě abrazivního materiálu. Používají se řetězy článkové, tepelně zpracované pro

zvýšenou odolnost proti otěru, nebo řetězy vysokopevnostní dle ČSN ISO 61079. Rovněž se používají i řetězy sponové dle ČSN 26 0401. Vzhledem k dynamickému zatížení řetězů (polygonový efekt) je účelné používat řetězy s menší roztečí. Připojení korečků k článkovým řetězům je oboustranné, u sponových řetězů centrální. [5]

3.1.3 Korečky

Korečky jsou vyrobeny z plechu tloušťky 1 až 8 mm lisováním a svařováním. Jejich tvar a rozměry upravují ČSN 26 0010 až 14 nebo DIN 15231 až 15. Zejména v potravinářském a chemickém průmyslu se používají korečky z umělých hmot jako je nylon, HD polyetylen apod. Pro běžné účely se používá dle ČSN 26 2008 šesti základních profilů označených písmeny velké abecedy A až F (viz obrázek 3). Volba profilu závisí na fyzikálních vlastnostech dopravovaných materiálů. Velikost korečku je charakterizována tzv. vodním obsahem V_k [dm³], ten může být 150 dm³ i větší, s maximální šířkou b až 1,3 m.



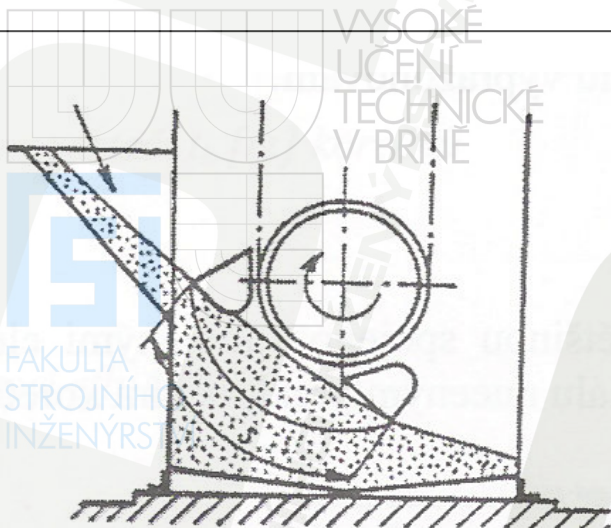
Obrázek 3 Typy korečků [1]

Tabulka 2 Použití korečků různých profilů [1]

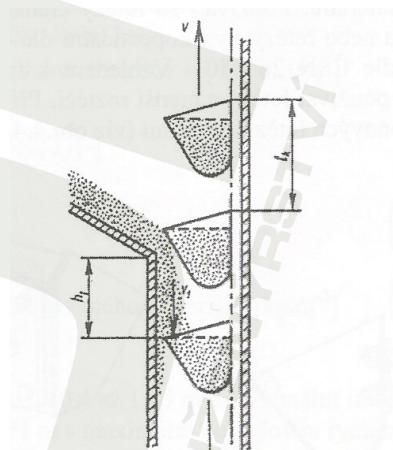
Typ korečku	Charakteristické vlastnosti dopravovaného materiálu	Příklady použití
A	lehký, jemný náklad	mouka, krupice, šrot
B	lehký, zrnitý náklad	obilí, olejnatá semena, luštěniny
C	lepivý náklad	surový cukr, vlhké jemné uhlí
D	těžký práškový, kusovitý náklad	písek, cement, uhlí
E	lehce tekoucí nebo odvalující se náklad	popílek, brambory
F		černé uhlí

3.1.4 Násypka

Násypka slouží k přivádění materiálu do korečků. Důležité je rovnoměrné plnění korečků bez jejich přeplňování. Korečky se mohou plnit nasypáváním, hrabáním anebo kombinovaným způsobem. Hrabací způsob plnění korečků je znázorněn na obrázku 3 a. Materiál je přiváděn do dopravní šachty, propadá se do paty elevátoru, a tam se shromažďuje. Při procházení korečku vrstvou materiálu dochází k jeho naplnění. Toto plnění je vhodné pro jemnější kusovité až jemně práškovité sypké materiály. Při materiálu s malou zrnitostí (asi do 10 mm) není ovlivněna maximální rychlost elevátoru, pro kusovité materiály se volí rychlost menší než 1 m.s^{-1} . Dalším způsobem plnění je nasypávání. Materiál se přímo nasypává do korečků (obrázek 3 b). Oproti hrabacímu způsobu se používá větší rozteče korečků, aby mohlo dojít ke správnému naplnění. Užívá se spíše pro hrubě kusovité a také silně abrazivní materiály, jako je např. ruda či hrubozrnné uhlí. U těchto surovin by při hrabacím způsobu docházelo k nadměrnému opotřebení korečků a také by byly vysoké odpory pro nabírání. Z důvodu dobrého plnění volíme rychlosti pod 1 m.s^{-1} .



Obrázek 4 a) Hrabací způsob plnění korečku



b) Násypný způsob plnění korečku

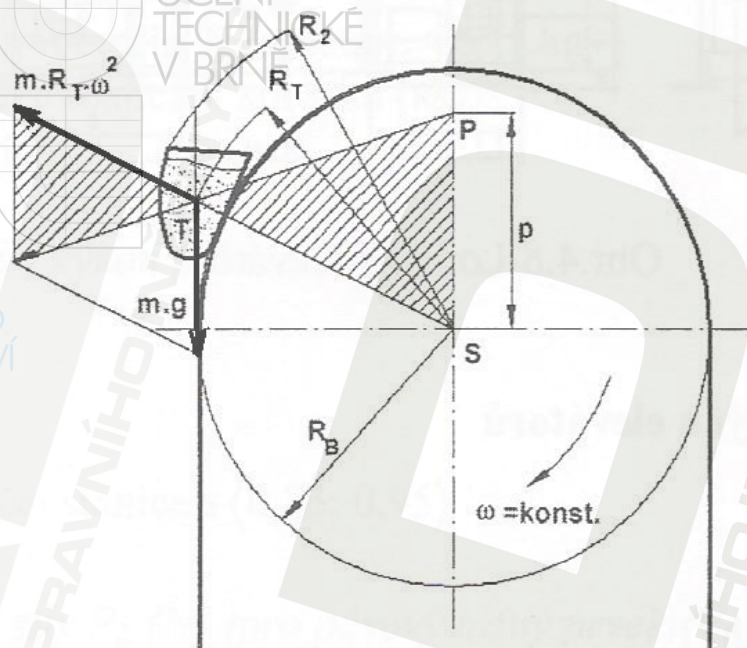
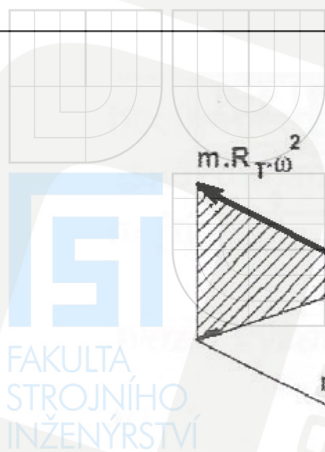
Kombinovaný způsob plnění nastává při nedokonalém násypném způsobu, kdy část materiálu propadá kolem korečků na dně šachty a je zde korečky nabírána. [5]

3.1.5 Vyprazdňování korečků

Výsypka je umístěna v hlavě elevátoru a slouží k odvádění materiálu z korečků. Podle vyprazdňování korečků dělíme elevátory na gravitační a odstředivé. Při gravitačním vyprazdňování se materiál odvádí přes vnitřní hranu korečku působením tíhové síly. Při odstředivém vyprazdňování se materiál odvádí přes vnější hranu korečku působením odstředivé síly. Smíšené vyprazdňování je kombinací obou. Z hlediska dopravního výkonu je nejvýhodnější.

Na způsob vyprazdňování lze soudit dle polohy tzv. pólu vyprazdňování P. Jeho poloha je dána průsečíkem prodloužené výslednice gravitační a odstředivé síly působící na materiál v korečku a svislice, procházející středem bubnu (řetězového kola). Pólová vzdálenost je vzdálenost pólu od tohoto středu [5].

Pro gravitační vyprazdňování platí, že $p > R_2$, pro odstředivé vyprazdňování $p < R_B$. Pro smíšené vyprazdňování platí $R_B \leq p \leq R_2$. Tyto způsoby můžeme sledovat na obrázku 5.



Obrázek 5 Silové poměry v hlavě elevátoru

3.2 Výpočet korečkového elevátoru - elevátor 1

Funkční výpočet korečkového elevátoru provádíme nejprve jako předběžný, dle kterého navrhne tažný element, rozměry bubnů (řetězových kladek), a velikost napínací síly. Po získání těchto informací provedeme přesný výpočet, kterým ověříme správnost původního návrhu.

3.2.1 Předběžný výpočet

3.2.1.1 Předběžné stanovení výkonu elektromotoru

$$P_p = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H \cdot g}{3,6} = \frac{2,5 \cdot 4,4 \cdot 9,81}{3,6} = 109W \quad (1)$$

kde: P_ppředběžný výkon elektromotoru [W]

μ_1 celkový součinitel odporů: $\mu_1 = 2,5$...volba dle [1] tab.8.13

Q dopravní výkon [t.hod⁻¹]

H maximální dopravní výška [m], uvažujeme kolmý elevátor, proto nemusíme připočítávat sklon

g tíhové zrychlení [m.s⁻²]

Z nabídkové řady elektromotorů firmy Siemens volím předběžný výkon motoru: $P = 180$ W

3.2.1.2 Volba dopravní rychlosti

Rychlost korečku se volí dle [2] z řady:

0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,4; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0 m.s⁻¹

U elevátorů kde se předpokládá jako tažný element gumový pás a přepravuje se lehký či zrnitý materiál se používají rychlosti přes 2 m.s⁻¹. V tomto případě jsem dle pokynů z [6], použil rychlost nižší aby nedocházelo k poškození a tím znehodnocování materiálu. Předběžnou dopravní rychlost volím $v = 1,6$ m.s⁻¹

3.2.1.3 Volba korečku a rozteče korečků:

Rozteč mezi korečky volíme z řady 0,16; 0,2; 0,25; 0,28; 0,32; 0,36; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 0,9 m.

Volím rozteč korečků $t_K = 0,2m$

$$V_K = \frac{Q \cdot t_K}{\gamma \cdot 3,6 \cdot v \cdot \phi} = \frac{4,0,2}{800 \cdot 3,6 \cdot 1,6 \cdot 0,7} = 2,48 \cdot 10^{-4} m^3 \quad (2)$$

kde: V_K objem korečku [m^3]

t_K rozteč korečků [m]

ϕ součinitel plnění [-], zvoleno dle [1] tab. 8.14

Q dopravní výkon [t.hod⁻¹]

γ sypná hmotnost materiálu [$kg \cdot m^{-3}$] dle [4]

v rychlost elevátoru [$m \cdot s^{-1}$]

Při návrhu elevátoru jsem vycházel z nabídky korečků firmy Gumex s.r.o. Ve volbě jsem zohlednil také požadavky dle [6], aby docházelo k co nejmenšímu poškození dopravovaného materiálu. Z tohoto důvodu jsem vybíral pouze z nabídky plastových korečků. Zvolil jsem koreček typu S 100-90 HDP o objemu 0,23 dm³. Tento koreček má šířku 109 mm, výšku 62 mm a hloubku 90 mm. Přichycení korečku k tažnému pásu je pomocí dvou šroubů se zapuštěnou hlavou. Rozteč děr pro šrouby je 50 mm.

3.2.1.4 Způsob vyprazdňování korečků

Ze zvolené dopravní rychlosti korečků nejdříve určíme rychlost otáčení bubnu.

$$n = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot R} = \frac{30 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,2} = 76,39 \text{ min}^{-1} \quad (3)$$

kde: n otáčky hnacího bubnu [min^{-1}]

v rychlost elevátoru [$m \cdot s^{-1}$]

R poloměr hnacího bubnu [m]

Na základě vypočtených otáček a navrhnutého průměru bubnu vypočteme poměr z který porovnáme s 1. Pokud poměr vyjde menší jak 1, jedná se o vyprazdňování odstředivé, kdy se korečky vyprazdňují přes vnější hranu.

$$z = \frac{1}{R} \cdot \frac{895}{n^2} = \frac{1}{0,2} \cdot \frac{895}{76,4} = 0,76$$

(4)

kde: z koeficient způsobu vyprazdňování korečků [-], dle [3]

Rpoloměr hnacího bubnu [m]

notáčky hnacího bubnu [min^{-1}]

3.2.1.5 Obvodová síla:

$$F = \frac{P_z \cdot \eta}{v} = \frac{180,0,9}{1,6} = 101,25 \text{ N}$$

(5)

kde: F obvodová síla [N]

P_z výkon zvoleného elektromotoru [W]

η účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli $\eta = 0,90$

v dopravní rychlost [m.s^{-1}]

3.2.1.6 Volba tažného orgánu:

Jako tažný element dle [1] tab. 8.14 volím pás. Z nabídky firmy Gumex volím PVC pás, který je určený pro korečkové elevátory. Vzhledem k šířce korečku volím typ pásu FN 500 o šířce 150 mm. Tento dopravní pás má parametry uvedené v tabulce 3.

Tabulka 3

Síla [mm]	Dovolené zatížení [N.mm^{-1}]	Hmotnost [kg.m^2]	Min. průměr bubnu [mm]
4,5	50	5,5	110

Zatížení tažného prostředku od korečků

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} = \frac{0,06 \cdot 9,81}{0,2} = 2,94 \text{ N.m}^{-1}$$

(6)

kde: q_3 zatížení tažného prostředku od korečků [N.m^{-1}]

m_k hmotnost korečku, převzata dle [7] , $m_k = 0,06 \text{ kg}$

t_k rozteč korečků [m] dle kap. 3.2.1.2

3.2.1.7 Stanovení tahů v tažném orgánu:

a) nabíhající větev:

$$T_1 = \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot F = 1,64 \cdot 101,25 = 165,89 \text{ N} \quad (7)$$

kde: T_1 ...tah v tažném orgánu na nabíhající větvi [N]

f.....součinitel tření mezi tažným prostředkem a bubnem, určeno dle [1] tab. 8.16

$$f = 0,3$$

 αúhel opásání [rad]

F.....obvodová síla

b) sbíhající větev:

$$T_2 = T_1 - F = 165,89 - 101,25 = 64,64 \text{ N} \quad (8)$$

kde: T_2tah v tažném orgánu na sbíhající větvi [N] T_1tah v tažném orgánu na nabíhající větvi [N]

F..... obvodová síla [N]

3.2.2 Přesný výpočet motoru**3.2.2.1 Stanovení jednotlivých odporů proti pohybu:**

a) délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{v \cdot 3,6} = \frac{4 \cdot 9,81}{1,6 \cdot 3,6} = 6,81 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (9)$$

kde: q_1 délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti
doprovovaného materiálu [N]Q.....dopravní výkon [t.h⁻¹]g..... tíhové zrychlení [m.s⁻²]v..... dopravní rychlost [m.s⁻¹]

b) složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 = 3 \cdot 6,81 = 20,44 \text{ N} \quad (10)$$

kde:

F_1složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu [N]

c_1součinitel odporu při nabírání... $c_1 = 3$ [-]

volba dle [1] tab. 8.16

q_1délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] dle (7)

c) složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu:

$$F_2 = q_1 \cdot H = 6,81 \cdot 4 = 27,25 \text{ N} \quad (11)$$

kde:

F_2složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu [N]

q_1délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] dle (7)

Hdopravní výška [m]

d) délkové zatížení hmotností tažného orgánu

$$q_2 = s_1 \cdot m_p \cdot g = 0,15 \cdot 5,5 \cdot 9,81 = 8,09 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (12)$$

kde:

q_2délkové zatížení hmotností tažného orgánu [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]

s_1plocha tažného orgánu na 1 m délky [m^2], je počítáno s šířkou tažného orgánu 150 mm

m_phmotnost tažného orgánu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$], dle [7]

gtíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

e) napínací síla

$$F_N = 2 \cdot (k \cdot T_2 - H(q_2 + q_3)) = 2 \cdot (1,1 \cdot 64,64 - 4(8,09 + 2,94)) = 53,96 \text{ N} \quad (13)$$

kde:

F_Nnapínací síla [N] z [1] str. 191

ksoučinitel bezpečnosti proti prokluzování uvažující vliv zrychlujících sil při rozběhu elevátoru, dle [1] str.191 ... $k = 1,1$

T_2tah v tažném orgánu na sbíhající větvi [N]



H.....dopravní výška [m]

q_2délkové zatížení hmotností tažného orgánu [$N \cdot m^{-1}$], dle (12)

q_3délkové zatížení tažného orgánu od hmotnosti korečků [$N \cdot m^{-1}$],
převzato z (6)

f) pomocná napínací síla

$$F_N' = F_N - m_b \cdot g = 53,96 - 20 \cdot 9,81 = -142,24 N \quad (14)$$

kde: F_N'přídavná napínací síla [N], dle [1] a (8.84)

F_Nnapínací síla [N], dle (11)

m_bhmotnost napínacího bubnu [kg]

Dle poznámky v [3] str. 7, v případě záporného výsledku pomocné napínací síly F_N' je nutno přepočítat napínací sílu F_N . V tomto případě je změna také u síly F_N' , kterou uvažujeme v hodnotě $F_N' = 0$.

$$F_N = m_b \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 N \quad (15)$$

kde: F_N napínací síla [N], dle [3] (13)

m_bhmotnost napínacího bubnu [kg]

g tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

g) odpor proti ohýbání tažného prostředku

$$F_3 = c_2 \cdot \left(\frac{F_N}{2} + F_Z \right) = 0,006 \cdot \left(\frac{196,2}{2} + 7500 \right) = 45,58 N \quad (16)$$

kde: F_3odpor proti ohýbání tažného prostředku [N]

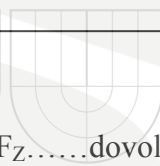
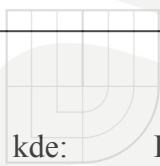
c_2 součinitel odporu ohýbání pásu [-]

F_Nnapínací síla [N], dle (13)

F_Zdovolené zatížení pásu [N]

Dovolené zatížení pásu

$$F_Z = Z \cdot s_p = 50 \cdot 150 = 7500 N \quad (17)$$

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉkde: F_Zdovolené zatížení pásu [N] Zdovolené šířkové zatížení pásu [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$], dle [8] s_p šířka pásu [mm]

h) překonání odporu ohýbání tažného prostředku

$$F_4 = c_2 \cdot (T_1 + F_Z) = 0,006 \cdot (165,89 + 7500) = 45,99 \text{ N} \quad (18)$$

kde: F_4překonání odporu ohýbání tažného prostředku [N] c_2 součinitel odporu ohýbání pásu [-] T_1tah v tažném orgánu na nabíhající větvi [N] F_Zdovolené zatížení pásu [N]

i) odpor tření ložisek napínacího hřídele

$$F_5 = \mu_3 \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot F_N' = 0,5 \cdot \frac{1}{12} \cdot 0 = 0 \text{ N} \quad (19)$$

kde: F_5 odpor tření ložisek napínacího hřídele [N] μ_3 součinitel odporu tření ložisek, dle [1], $\mu_3 = 0,05$ [-] d_2dle [1] str. 192, předběžně volíme $\frac{d_2}{D_2} = \frac{1}{10}$ až $\frac{1}{16}$

volím 1/12

 D_2 průměr napínacího bubnu [m] F_N'přídavná napínací síla [N]

j) odpor tření ložisek poháněcího hřídele:

$$F_6 = \mu_3 \cdot \frac{d_3}{D_1} \cdot (T_1 + T_2) = 0,05 \cdot \frac{1}{6} \cdot (165,89 + 64,64) = 1,92 N \quad (20)$$

kde: F_6odpor tření ložisek poháněcího hřídele [N], [1] (8.85)

μ_3součinitel odporu tření ložisek, dle [3], $\mu_3 = 0,05$ [-]

d_3průměr hřídele hnacího bubnu [m], dle [1] (8.85) volíme

předběžně $\frac{d_3}{D_1} = \frac{1}{5}$ až $\frac{1}{8}$, zvolil jsem $\frac{1}{6}$

T_1tah v tažném orgánu na nabíhající větvi [N]

T_2tah v tažném orgánu na sbíhající větvi [N]

k) složka obvod. síly potřebná ke zvedání tažného prostředku:

$$F_7 = p \cdot q_2 \cdot H = 1,8,09 \cdot 4 = 32,36 N \quad (21)$$

kde: F_7obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku [N]

ppočet tažných prostředků jedné větve [-]

q_2délkové zatížení hmotností tažného orgánu [$N \cdot m^{-1}$]

Hdopravovaná výška [m]

l) složka obvod. síly potřebná ke zvedání korečku:

$$F_8 = q_3 \cdot H = 2,94 \cdot 4 = 11,76 N \quad (22)$$

kde: F_8obvodová síla potřebná ke zvedání korečků [N]

q_3délkové zatížení tažného orgánu od hmotnosti korečků [$N \cdot m^{-1}$],

převzato z (4)

Hdopravovaná výška [m]

3.2.3 Celkový součet odporů

$$F_o = \sum_{i=1}^6 F_i = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 \quad (23)$$

$$F_o = 20,44 + 27,25 + 45,58 + 45,99 + 0 + 1,92 = 141,19 N$$

3.2.4 Stanovení výkonu elektromotoru

$$P = \frac{F_o \cdot v}{\eta} = \frac{141,19 \cdot 1,6}{0,9} = 251,0 W \quad (24)$$

kde: P..... výkon elektromotoru [W]

F_o..... celkový součet odporů [N]

v..... rychlost elevátoru [m.s⁻¹]

η..... účinnost převodů od motoru k poháněcímu ústrojí [-]

3.2.5 Volba motoru a převodovky

Dle tohoto výpočtu je třeba oproti předběžnému výpočtu změnit výkon a typ elektromotoru, nová volba je motor Siemens 1LA 7080 – 6AA1. Jedná se o 6ti pólový motor o výkonu 370 W. Krouticí moment motoru je 3,9 Nm, výstupní hřídel má průměr 19 mm. tento motor je vybaven brzdou typu 2LM8. Brzda je na motoru umístěna hlavně pro případ neočekávaného zastavení elevátoru s plnými korečky. V tomto případě by se mohl nezabrzdnutý elevátor začít točit proti směru běžného pohybu.

K zvolenému elektromotoru jsem zvolil čelní převodovku od firmy MEZ Mohelnice typ HARI IIv s převodovým poměrem i = 12 a výstupními otáčkami 75 min⁻¹. Výstupní hřídel převodovky má průměr 24 mm.

3.2.6 Určení skutečných sil

Skutečná obvodová síla na hnacím bubnu

$$F_{sk} = \frac{P_z \cdot \eta}{v} = \frac{370 \cdot 0,9}{1,6} = 208,13 N \quad (25)$$

kde: F_{sk}..... skutečná obvodová síla [N]

P..... výkon elektromotoru [W]



η účinnost převodů od motoru k poháněcímu ústrojí [-]

v rychlost elevátoru [m.s^{-1}]

Určení skutečné napínací síly F_{Nsk}

$$F_{\text{Nsk}} = 2 \cdot \left(\frac{k}{e^{f\alpha} - 1} \cdot F_{\text{sk}} - F_7 - F_8 \right) = 2 \cdot \left(\frac{1,1}{2,57 - 1} \cdot 208,13 - 32,36 - 11,76 \right) = 204,03 \text{ N} \quad (26)$$

kde: F_{Nsk} skutečná napínací síla [N]

k součinitel bezpečnosti proti prokluzování uvažující vliv
zrychlujících sil při rozběhu elevátoru, dle [1] str.191 ... $k = 1,1$ [-]

F_{sk} ... skutečná obvodová síla [N]

F_7 obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku [N]

F_8 obvodová síla potřebná ke zvedání korečků [N]

f součinitel tření mezi tažným prostředkem a bubnem, určeno dle [1] tab. 8.16
 $f = 0,3$ [-]

αúhel opásání [rad]

3.2.7 Celkový tah v jednotlivých větvích tažného prostředku

Celkový tah v nabíhající větvi tažného prostředku

$$T_{\text{c1}} = F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_7 + F_8 + \frac{F_n}{2} = 184,86 \text{ N} \quad (27)$$

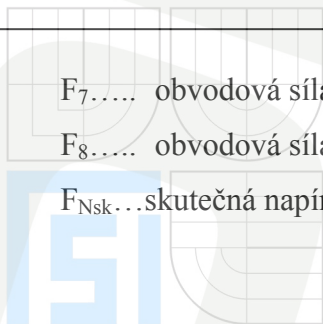
kde T_{c1} ... celkový tah v nabíhající větvi tažného prostředku elevátoru 2 [N]

F_1složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu [N]

F_2složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu [N]

F_3odpor proti ohýbání tažného prostředku [N]

F_5 odpor tření ložisek napínacího hřídele [N]



F_7 obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku [N]

F_8 obvodová síla potřebná ke zvedání korečků [N]

F_{Nsk} ...skutečná napínací síla [N]

Celkový tah ve sbíhající větvi

$$T_{c2} = F_7 + F_8 + \frac{F_{Nsk}}{2} = 146,16 N \quad (28)$$

kde: F_{Nsk} ...skutečná napínací síla [N]

F_7 obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku [N]

F_8 obvodová síla potřebná ke zvedání korečků [N]

Určení odstředivé síly na hnacím bubnu

$$F_c = (q_1 + q_2 + q_3) + \frac{v^2}{g} = 6,81 + 8,09 + 2,94 = 4,66 N \quad (29)$$

kde: F_c odstředivá síla na hnacím bubnu [N]

q_1 délkové zatížení tažného prostředku od hmotností
dopraovaného materiálu [m]

q_2délkové zatížení hmotností tažného orgánu [N.m⁻¹]

q_3 ... zatížení tažného prostředku od korečků [N.m⁻¹]



3.3 Výpočet korečkového elevátoru - elevátor 2

3.3.1 Předběžný výpočet

3.3.1.1 Předběžné stanovení výkonu elektromotoru

$$P_2 = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H_2 \cdot g}{3,6} = \frac{2,5 \cdot 4,8 \cdot 9,81}{3,6} = 218W \quad (30)$$

kde: P_2předběžný výkon elektromotoru [W]

μ_1 celkový součinitel odporů: $\mu_1 = 2,5$...volba dle [1] tab.8.13

Q dopravní výkon [t.hod⁻¹]

H_2 maximální dopravní výška [m], uvažujeme kolmý elevátor, proto nemusíme připočítávat sklon

g tíhové zrychlení [m.s⁻²]

Z nabídkové řady z katalogu firmy Siemens jsem zvolil jako předběžný motor o výkonu $P_2 = 250 \text{ W}$

3.3.1.2 Volba dopravní rychlosti

Stejně jako u elevátoru 1 volíme rychlost z normované řady a řídíme se pravidlem z [6] a oproti běžnému použití snížíme rychlost na $1,6 \text{ m.s}^{-1}$. Tato rychlost je shodná s elevátorem 1.

3.3.1.3 Volba korečku a rozteče korečků

Rozteč mezi korečky volíme tak jako u předchozího elevátoru z normované řady. Volím rozteč korečků $t_K = 0,2m$

Volba korečku:

$$V_{K2} = \frac{Q \cdot t_K}{\gamma \cdot 3,6 \cdot v \cdot \phi} = \frac{4,0,2}{800 \cdot 3,6 \cdot 1,6 \cdot 0,7} = 2,48 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (31)$$

kde: V_{K2} ... objem korečku elevátoru 2 [m^3] t_K rozteč korečků [m] ϕ součinitel plnění [-], zvoleno dle [2] tab. 8.14 Q dopravní výkon [$\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}$] γ sypná hmotnost materiálu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], dle [4] v rychlost elevátoru [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Při volbě jsem vycházel z pokynů [6] a zvolil plastový koreček z nabídky firmy Gumex s.r.o. Zvolený koreček je typu S 100-90 HDP o objemu $0,23 \text{ dm}^3$. Šířka korečku je 109 mm. viz kapitola 3.2.1.3.

3.3.1.4 Způsob vyprazdňování korečku

Ze zvolené dopravní rychlosti korečků nejdříve určíme rychlost otáčení bubnu

$$n_2 = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot R_2} = \frac{30 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,2} = 76,43 \text{ min}^{-1} \quad (32)$$

kde: n_2 otáčky hnacího bubnu 2 [min^{-1}] v rychlost elevátoru [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] R_2 poloměr hnacího bubnu 2 [m]

na základě vypočtených otáček a navrhnutého průměru bubnu vypočteme poměr z_2 který porovnáme s 1. Pokud poměr vyjde menší jak 1, jedná se o vyprazdňování odstředivé, kdy se korečky vyprazdňují přes vnější hranu.

$$z_2 = \frac{1}{R_2} \cdot \frac{895}{n_2^2} = \frac{1}{0,2} \cdot \frac{895}{76,4^2} = 0,796 \quad (33)$$

kde: R_2 poloměr hnacího bubnu [m] n_2 otáčky hnacího bubnu [min]

3.3.1.5 Obvodová síla

$$F_{0B2} = \frac{P_{Z2} \cdot \eta}{v} = \frac{250,0,9}{1,6} = 140,62 N \quad (34)$$

kde: F_{0B2} ... obvodová síla elevátoru 2 [N]

P_{Z2} ... výkon zvoleného elektromotoru [W]

η ... účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli $\eta = 0,90$

v ... dopravní rychlost [$m \cdot s^{-1}$]

3.3.1.6 Volba tažného orgánu

Jako tažný element dle [1] tab. 8.14 volím pás. Z nabídky firmy Gumex volím PVC pás s textilní kostrou, který je určený pro korečkové elevátory. Typ pásu FN 500 šířce 150 mm

Zatížení tažného prostředku od korečků

$$q_{32} = \frac{m_{k2} \cdot g}{t_k} = \frac{0,06 \cdot 9,81}{0,2} = 2,94 N \cdot m^{-1} \quad (35)$$

kde: q_{32} ... zatížení tažného prostředku od korečků [$N \cdot m^{-1}$]

m_k ... hmotnost korečku, převzata dle [7], $m_k = 0,06$ kg

t_k ... rozteč korečků [m]

3.3.1.7 Stanovení tahů v tažném orgánu

na nabíhající a sbíhající větvi hnacího bubnu

a) nabíhající větev:

$$T_{12} = \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot F_{0B2} = 1,64 \cdot 140,62 = 230,41 N \quad (36)$$

kde: T_{12} ... tah v tažném orgánu na nabíhající větvi [N]



f.....součinitel tření mezi tažným prostředkem a bubnem, určeno dle [1] tab. 8.16

$$f = 0,3 [-]$$

αúhel opásání [rad]

F_{0B2}obvodová síla [N]

b) sbíhající větev:

$$T_{22} = T_{12} - F_{0B2} = 230,41 - 140,62 = 89,78N \quad (37)$$

kde: T_{22} tah v tažném orgánu na sbíhající větvi [N]

T_{12} tah v tažném orgánu na nabíhající větvi [N]

F_{0B2}obvodová síla [N]

3.3.2 Přesný výpočet motoru:

3.3.2.1 Stanovení jednotlivých odporů proti pohybu:

a) délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu

$$q_{12} = \frac{Q \cdot g}{v \cdot 3,6} = \frac{4 \cdot 9,81}{1,6 \cdot 3,6} = 6,81 N \cdot m^{-1} \quad (38)$$

kde: q_{12} ... délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti
doprovovaného materiálu [N]

Qdopravní výkon [t.h⁻¹]

g tíhové zrychlení [m.s⁻²]

v dopravní rychlost [m.s⁻¹]

složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu

$$F_{12} = c_1 \cdot q_{12} = 3,6 \cdot 6,81 = 20,44N \quad (39)$$

kde: F_{12} ... složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu [N]

c_1 součinitel odporu při nabírání... $c_1 = 3 [-]$

volba dle [1] tab. 8.16

q_{12}délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu [$N \cdot m^{-1}$] dle (7)

b) složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu:

$$F_{22} = q_{12} \cdot H_2 = 6,81 \cdot 8 = 54,50 N \quad (40)$$

kde: F_{22} ... složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu [N]

q_{12} ... délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu [$N \cdot m^{-1}$]

H_2 dopravní výška [m]

c) délkové zatížení hmotností tažného orgánu

$$q_{22} = s_2 \cdot m_p \cdot g = 0,15 \cdot 5,5 \cdot 9,81 = 8,09 N \cdot m^{-1} \quad (41)$$

kde: q_{22}délkové zatížení hmotností tažného orgánu [$N \cdot m^{-1}$]

s_2plocha tažného orgánu na 1 m délky [m^2], je počítáno s šířkou tažného orgánu 150 mm

m_p hmotnost tažného orgánu [$kg \cdot m^{-2}$], dle [7]

g tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

d) napínací síla

$$F_{N2} = 2 \cdot (k \cdot T_{22} - H_2 (q_{22} + q_{32})) = 2 \cdot (1,1 \cdot 89,78 - 8(8,09 + 2,94)) = 21,04 N \quad (42)$$

kde: F_{N2} napínací síla [N] z [1] str. 191

k součinitel bezpečnosti proti prokluzování uvažující vliv zrychlujících sil při rozběhu elevátoru, dle [1] str.191 ... $k = 1,1$

T_{22} tah v tažném orgánu na sbíhající větvi [N]

H_2 dopravní výška [m]

q_{22} délkové zatížení hmotností tažného orgánu [$N \cdot m^{-1}$]

q_{32} délkové zatížení tažného orgánu od hmotnosti koreček [$N \cdot m^{-1}$]

e) pomocná napínací síla

$$F_{N2}' = F_{N2} - m_{b2} \cdot g = 20,96 - 20 \cdot 9,81 = -175,24 N \quad (43)$$

kde: F_{N2}' ... přídavná napínací síla [N], dle [1]

F_{N2} ... napínací síla [N], dle (11)

m_{b2} ... hmotnost napínacího bubnu elevátoru 2 [kg]

Dle poznámky v [3] str. 7, v případě záporného výsledku pomocné napínací síly F_{N2}' je nutno přepočítat napínací sílu F_{N2} . Ze stejného důvodu také počítáme že pomocná napínací síla $F_{N2}' = 0$

$$F_{N2} = m_b \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 N \quad (44)$$

kde: F_{N2} ... napínací síla [N], dle [3] (13)

m_{b2} ... hmotnost napínacího bubnu [kg]

g ... tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

f) odpor proti ohýbání tažného prostředku

$$F_{32} = c_2 \cdot \left(\frac{F_{N2}}{2} + F_{Z2} \right) = 0,006 \cdot \left(\frac{196,20}{2} + 7500 \right) = 45,59 N \quad (45)$$

kde: F_{32} ... odpor proti ohýbání tažného prostředku [N]

c_2 ... součinitel odporu ohýbání pásu [-]

F_{N2} ... napínací síla [N], dle (44)

F_{Z2} ... dovolené zatížení pásu [N]

Dovolené zatížení pásu

$$F_{Z2} = Z \cdot s_{p2} = 50 \cdot 150 = 7500 N \quad (46)$$

kde: F_{Z2} ... dovolené zatížení pásu [N]

Z ... dovolené šířkové zatížení pásu [$N \cdot mm^{-1}$], dle [8]

s_{p2} ... šířka pásu [mm]



g) překonání odporu ohýbání tažného prostředku

$$F_{42} = c_2 \cdot (T_{12} + F_{Z2}) = 0,006 \cdot (230,41 + 7500) = 46,38 \text{ N} \quad (47)$$

kde: F_{42} překonání odporu ohýbání tažného prostředku [N]

c_2 součinitel odporu ohýbání pásu [-]

T_{12} tah v tažném orgánu na nabíhající větvi [N]

F_{Z2} dovolené zatížení pásu [N]

h) odpor tření ložisek napínacího hřídele

$$F_{52} = \mu_3 \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot F_N' = 0,05 \cdot \frac{1}{12} \cdot 0 = 0 \text{ N} \quad (48)$$

kde: F_{52} odpor tření ložisek napínacího hřídele [N]

μ_3 součinitel odporu tření ložisek, dle [3], $\mu_3 = 0,05$

d_{22} dle [1] str. 192, předběžně volíme $\frac{d_2}{D_2} = \frac{1}{10}$ až $\frac{1}{16}$

volím 1/12

D_{22} průměr napínacího bubnu [m]

F_{N2}' ... přídatná napínací síla

i) odpor tření ložisek poháněcího hřídele:

$$F_{62} = \mu_3 \cdot \frac{d_{32}}{D_{12}} \cdot (T_{12} + T_{22}) = 0,05 \cdot \frac{1}{6} \cdot (230,41 + 89,78) = 2,67 \text{ N} \quad (49)$$

kde: F_{62}odpor tření ložisek poháněcího hřídele [N], [3]

μ_3součinitel odporu tření ložisek, dle [3], $\mu_3 = 0,05$

d_{32} průměr hřídele hnacího bubnu [m], dle [1] (8.85) volíme

předběžně $\frac{d_3}{D_1} = \frac{1}{5}$ až $\frac{1}{8}$, zvolil jsem $\frac{1}{6}$

T_{12} tah v tažném orgánu na nabíhající větvi [N]

T_{22} tah v tažném orgánu na sbíhající větvi [N]

j) složka obvod. síly potřebná ke zvedání tažného prostředku:

$$F_{72} = p \cdot q_{22} \cdot H_2 = 1,8,09 \cdot 8 = 64,75 \text{ N} \quad (50)$$

kde: F_{72} obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku [N]

p počet tažných prostředků jedné větve [-]

q_{22} délkové zatížení hmotností tažného orgánu [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]

H_2 dopravovaná výška [m]

k) složka obvod. síly potřebná ke zvedání korečku:

$$F_{82} = q_{32} \cdot H_2 = 2,94 \cdot 8 = 23,54 \text{ N} \quad (51)$$

kde: F_{82} obvodová síla potřebná ke zvedání korečků [N]

q_{32} délkové zatížení tažného orgánu od hmotnosti korečků [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$],

převzato z (4)

H_2 dopravovaná výška [m]

3.3.3 Celkový součet odporů:

$$F_{O2} = \sum_{i=1}^6 F_i = 20,44 + 54,5 + 45,59 + 46,38 + 0 + 2,67 = 169,58 \text{ N} \quad (52)$$

celková obvodová síla F_{O2} je dána součtem složek F_1 až F_6 .

3.3.4 Stanovení výkonu elektromotoru:

$$P_2 = \frac{F_{O2} \cdot v}{\eta} = \frac{169,58 \cdot 1,6}{0,9} = 301,48 W \quad (53)$$

kde: P_2 výkon elektromotoru [W]
 F_{O2} celkový součet odporů [N]
 v rychlost elevátoru [m.s⁻¹]
 η účinnost převodů od motoru k poháněcímu ústrojí

3.3.5 Volba motoru a převodovky

Dle tohoto výpočtu je třeba oproti předběžnému výpočtu změnit výkon a typ elektromotoru, nová volba je motor Siemens 1LA 7083 – 6AA1, dle [9]. Jedná se o 6ti pólový motor o výkonu $P_{zvol} = 550$ W. Kroutící moment motoru je 5,8 Nm. Zvolený elektromotor je vybaven brzdou typu 2LM8 ze stejného důvodu jako v kap. 3.2.5

K zvolenému elektromotoru jsem zvolil čelní převodovku od firmy MEZ Mohelnice typ HARI IIv s převodovým poměrem $i = 12$. Výstupní otáčky jsou 75 min⁻¹.

3.3.6 Určení skutečných sil

$$F_{sk2} = \frac{P_{zvol2} \cdot \eta}{v_2} = \frac{550 \cdot 0,9}{1,6} = 309,38 N \quad (54)$$

kde: F_{sk2} skutečná obvodová síla [N]
 P_{2zvol} výkon zvoleného elektromotoru [W]
 η účinnost převodů od motoru k poháněcímu ústrojí [-]
 v_2 rychlost elevátoru [m.s⁻¹]

Určení skutečné napínací síly F_{Nsk}

$$F_{Nsk2} = 2 \cdot \left(\frac{k}{e^{f\alpha} - 1} \cdot F_{sk2} - F_{72} - F_{82} \right) = 2 \cdot \left(\frac{1,1}{2,57 - 1} \cdot 309,38 - 64,75 - 23,54 \right) = 257,95 N \quad (55)$$

kde: F_{Nsk2} skutečná napínací síla [N]

k součinitel bezpečnosti proti prokluzování uvažující vliv
zrychlujících sil při rozběhu elevátoru, dle [1] str.191 ... $k = 1,1$ [-]

F_{sk2} ... skutečná obvodová síla [N]

F_{72} obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku [N]

F_{82} obvodová síla potřebná ke zvedání korečků [N]

f součinitel tření mezi tažným prostředkem a bubnem, určeno dle [1] tab. 8.16

$f = 0,3$ [-]

αúhel opásání [rad]

3.3.7 Celkový tah v jednotlivých větvích tažného prostředku

Celkový tah v nabíhající větvi tažného prostředku

$$T_{c2} = F_{12} + F_{22} + F_{32} + F_{52} + F_{72} + F_{82} + \frac{F_n}{2} \quad (56)$$

$$T_{c2} = 20,44 + 54,50 + 45,59 + 0 + 64,75 + 23,54 + \frac{257,98}{2} = 337,79 N$$

kde: T_{c12} ... celkový tah v nabíhající větvi tažného prostředku elevátoru 2 [N]

F_{12} ... složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu [N]

F_{22}složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu [N]

F_{32} odpor proti ohýbání tažného prostředku [N]

F_{52} odpor tření ložisek napínacího hřídele [N]

F_{72} obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku [N]

F_{82} obvodová síla potřebná ke zvedání korečků [N]

F_{Nsk2} ...skutečná napínací síla [N]

Celkový tah ve sbíhající větvi

$$T_{c22} = F_{72} + F_{82} + \frac{F_{Nsk2}}{2} = 64,75 + 23,54 + \frac{257,98}{2} = 217,27 N \quad (57)$$

kde: T_{c22} ... celkový tah ve sbíhající větvi tažného prostředku elevátoru 2 [N]

F_{Nsk2} ... skutečná napínací síla [N]

F_{72} ... obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku [N]

F_{82} ... obvodová síla potřebná ke zvedání korečků [N]

Určení odstředivé síly na hnacím bubnu

$$F_{c2} = (q_{12} + q_{22} + q_{32}) + \frac{v^2}{g} = (6,81 + 8,09 + 2,94) + \frac{1,6^2}{9,81} = 4,66 N \quad (58)$$

kde: F_{c2} ... odstředivá síla na hnacím bubnu [N]

q_{12} ... délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti
dopravovaného materiálu [m]

q_{22} ... délkové zatížení hmotností tažného orgánu [N.m⁻¹]

q_{32} ... zatížení tažného prostředku od korečků [N.m⁻¹]

4. Čistící zařízení

Obilniny je nutno před mořením vyčistit od nepřípustných nečistot, které nejsou v osivu žádoucí. Mezi nečistoty patří zejména příměsi polních plevelů, které se v osivu často vyskytují. K čištění v našem případě používáme čistící zařízení od firmy VEB Petkus typ K 531. Tato čistička je typově určena pro zpracování obilovin, luskovin, olejnin a podobných zrnin. Technické údaje o stroji jsou popsány v tabulce 4. [13]

Tabulka 4

Rozměry stroje	
Délka	5056 mm
Výška	2210 mm
Šířka	2100 mm
hmotnost	1300 kg
Výměnná síta	
Délka	1400 mm
Šířka	1100 mm
Sklon síť	3 a 7 stupňů
Počet kmitů	420 min ⁻¹
Délka rozkmitu	16 mm
Trier	
Počet válců	2 ks
Počet otáček válců	32 min ⁻¹
Hnací elektromotor	
Výkon	6 kW
Počet otáček	1450 min ⁻¹



Čistička se skládá z plnicího zařízení, síťového čistidla, aspirátoru, dvou válcových triérů a pohonu. Základem stroje je rám, který je svařen z ocelových tyčí různých profilů.

Plnicí zařízení tvoří násypka a podávací válec. Čistidlo má dvě výměnná síta, která jsou zasunuta do skříně, poháněné výstředníkovým mechanismem. Pohon stroje je odvozen od vestavěného elektromotoru a je proveden klínovými řemeny a řemenicemi. [13]



5. Moření a mořicí zařízení

5.1 Moření obilnin

V této kapitole se chci zabývat důvodem, proč je vůbec nutné obilniny mořit a dále také samotným mořicím zařízením. Podstatou problému jsou choroby obilnin nazývané sněti. V našich podnebních podmínkách se vyskytuje především mazlavá sněť pšeničná, mazlavá sněť hladká a sněť zakrslá. Tyto choroby se mohou vyskytovat jak samostatně tak i v kombinaci a představují závažnou hrozbu pro celý zemědělský průmysl.

U mazlavé sněti pšeničné, jsou napadená zrna totálně zničená. Ušetřeno je pouze oplodí vyplněné tmavým „prachem“ (spory). Ve sporách je obsažen trimethylamin, což je těkavá látka, ze které je uvolňován typický zápach po zkažených rybách. Hospodářské škody jsou i při nízkém stupni napadení velké. Potravinářský a krmivářský průmysl odmítá takto znehodnocené zrna vykupovat, mimo jiné také kvůli problémům na hranicích při vývozu této komodity. Mazlavá sněť je doslova epidemická choroba. Jediný snětivý klas obsahuje 150 miliónů výtrusů, což stačí ke kontaminaci tří miliónů obilí.

V oblastech, kde se vyskytuje sněť zakrslá je ještě větší nebezpečí než sněť mazlavá. Způsobuje výnosové ztráty okolo 30 %, ty však mohou v jednotlivých případech dosáhnout i 95 %. Pokud se sněť zakrslá vyskytne v zemědělském podniku, je nutné provést řadu zvláštních opatření, jako jsou např. evidence napadených území, změny osevních plánů či změny při skladování a čištění osiva. Výskyt sněti může značně zkomplikovat uznávání množitelských porostů pšenice. Dle vyhlášky se sněť zakrslá nesmí v množitelském porostu pšenice vůbec vyskytnout. Ostatní druhy sněti také nejsou tolerovány v základním množitelském materiálu. U certifikovaného rozmnožovacího materiálu se připouští maximálně 1 napadená rostlina na 100 m² porostu.

V minulosti bylo mořeno osivo proti sněti zakrslé pouze v oblastech jejího běžného výskytu. Důvodem byla hlavně vysoká cena speciálních mořidel proti sněti zakrslé. Výkupní a zpracovatelské podniky v praxi však nerozlišují, zda zjištěná snětivost je způsobena tou či onou snětí. V poslední době se u pěstování pšenice a tritikale situace značně zjednodušila registrací nových přípravků, které dokážou ochránit mořený materiál oproti všem snětím. Obdobná situace je u možností ochrany ozimého ječmene. Do nedávné doby nebylo možno ochránit tuto plodinu komplexně proti všem důležitým chorobám. Nová kombinovaná univerzální mořidla ochrání tuto komoditu proti všem jejím hlavním chorobám, ke kterým

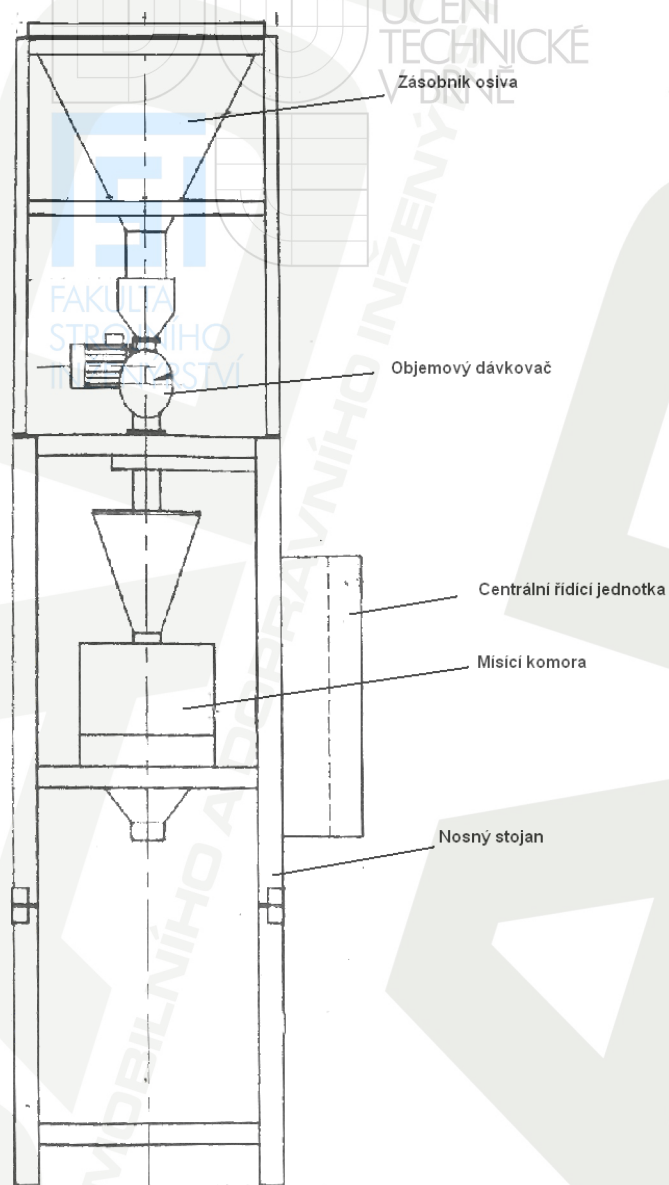
patří zejména pruhovitost ječná, prашná sněť ječná, hnědá skvrnovitost ječmene či plísni sněžné. [14]

5.2 Mořicí zařízení

K moření je v našem případě použita mořička typu TZ 4 – 052 S od firmy Teroz Litomyšl (obrázek 6), což je označení pro mořičku osiv malou s automatickým řízením provozu. Toto zařízení slouží k moření osiv kapalnými mořidly. Přípravky jsou odstředivě rozprašovány v mísící komoře na pohybující se přesně objemově určenou vsázku. Toto primární nanášení spolu se sekundárním rozptýlením mořidel při mísení zaručuje vysokou kvalitu namoření celého povrchu zrna. Technické parametry mořičky jsou v tabulce 5.

Tabulka 5 Technické parametry mořičky

Parametr	jednotka	hodnota
Jmenovitý výkon (pšenice)	t.hod ⁻¹	1,5
Objem kapsy dávkovače	dm ³	2,5
Počet dávek do mísící komory	max.	5
Max. objem vsázky	kg	10
Rozsah dávky kapalných přípravků – válec průměr 50	cm ³ .kg ⁻¹	max. 11,4
	cm ³ .kg ⁻¹	max. 0,7
Přesnost dávkování kapalných přípravků	%	± 3
Rozmezí pracovních teplot prostředí	°C	+5 až +40
Provozní tlak vzduchu	Mpa	0,6
Spotřeba tlakového vzduchu	m ³ .hod ⁻¹	3,8
Hmotnost celková	kg	470



Obrázek 6 Nákres mořičky



6. Plnění vaků

Plnění vaků probíhá za běhu mořicího zařízení. Vaky (obrázek 7) jsou plněny na 500 kg nebo 1000 kg, dle okamžitého požadavku. Aby vak měl požadovaný tvar, je využíván pomocný rám, který zachytí vak za přidržovací ucha.



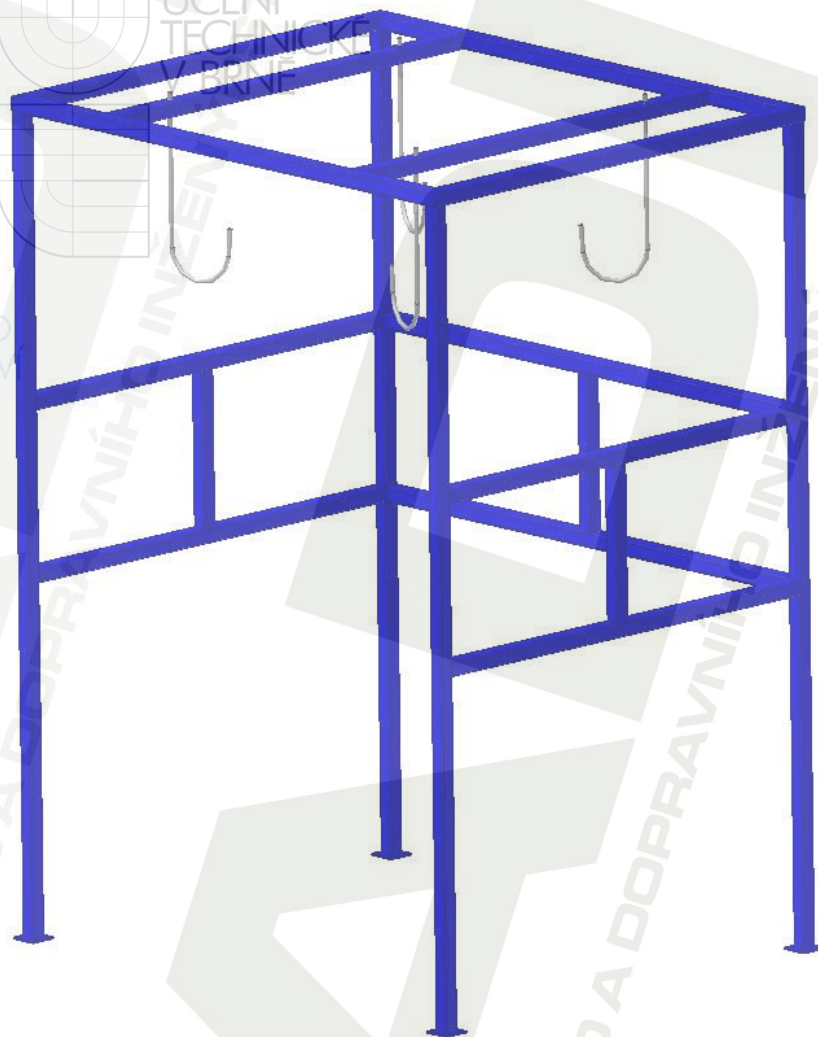
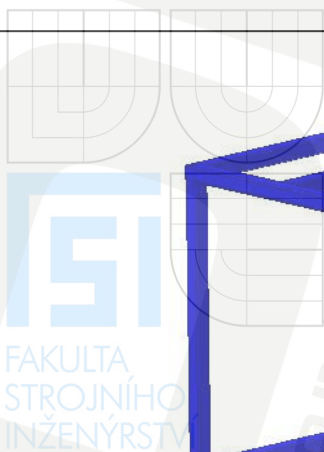
Obrázek 7 Vak typu BIG BAG

Rozměry vaku typu BIG BAG

0,95 x 0,95 x 1,15 m

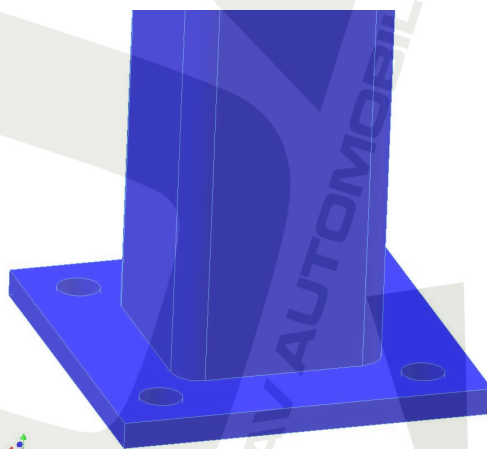
Vak má vstupní a výstupní otvor o průměru 0,5 m s délkou rukávce 0,6 m, vak má 4 uši která jsou 0,3 m nad vak.

Přidržovací rám je z čtvercových konstrukčních profilů. Dole jsou patky pomocí kterých je rám uchycen šrouby k váze. Rám můžeme vidět na informativním obrázku (obrázek 8), výkres tohoto rámu je uveden v příloze.



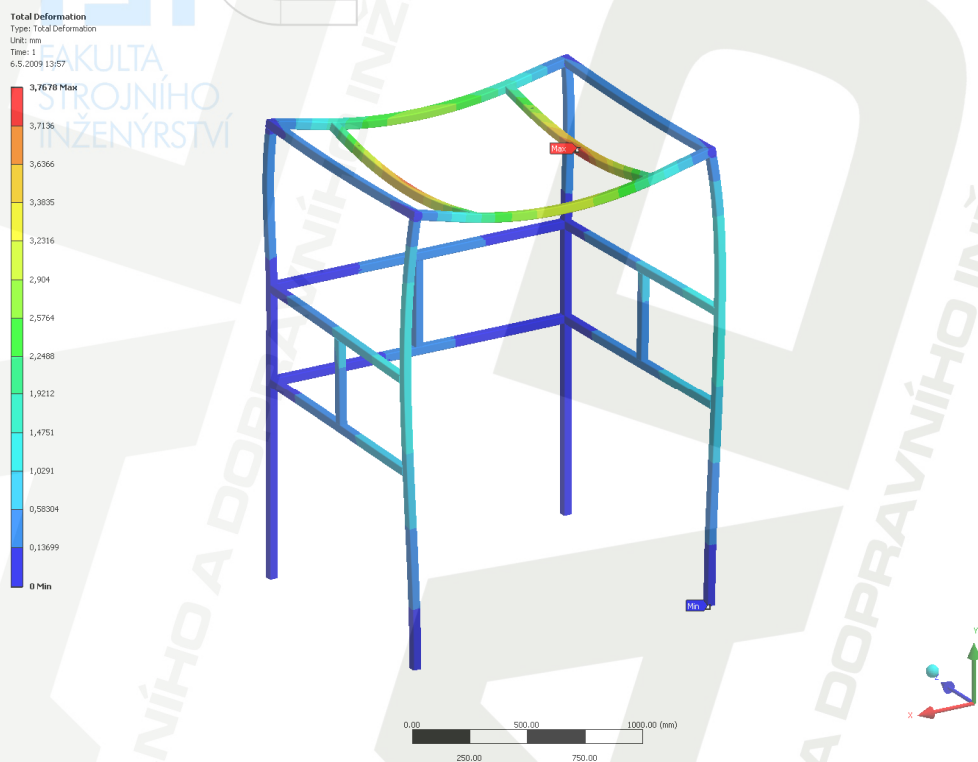
Obrázek 8 Rám pro přidržování vaku

Uchycení k váze je uskutečněno pomocí 4 šroubů M10 na každé noze konstrukce.

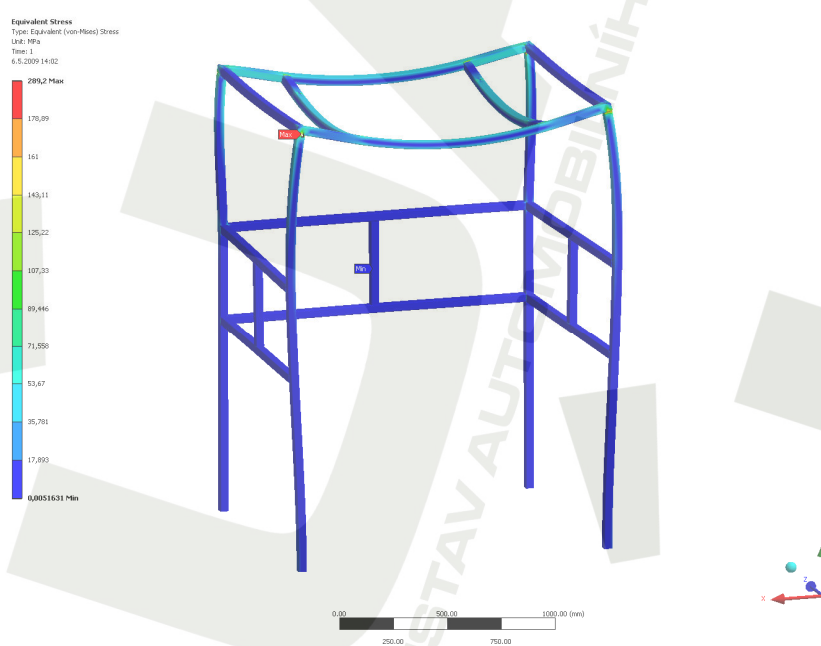


Obrázek 9 Noha rámu pro přidržování vaku

Rám má funkci pouze přídržovací a hlavní váha vaku leží na podkladové paletě. V extrémním případě však může dojít k situaci, že vak bude na rámu viset, proto jsem pro kontrolu rámu použil MKP model pomocí programu Ansys. Na obrázku 10 je vidět maximální možné prohnutí konstrukce a místa kde bude deformace největší.



Obrázek 10 Deformace rámu přidržující vak – průhyb v mm



Obrázek 11 Deformace rámu HMH

Z důvodu příliš velkého napětí v horním svaru rámu (obrázek 11) jsem přistoupil k optimalizaci rámu a provedl jsem nové zatížení (obrázek 12). Optimalizace spočívala ve vyztužení rohů rámu pásovou ocelí, tím dostal rám větší tuhost a značně se snížilo maximální napětí v horních svarech.

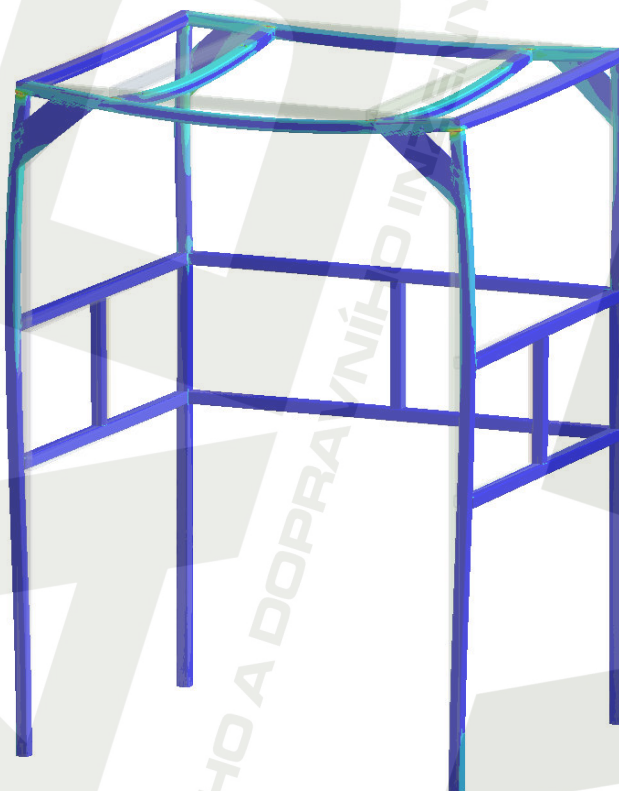
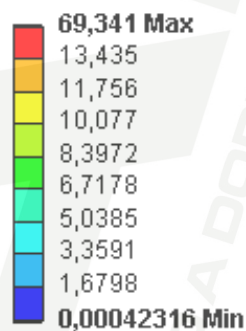
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

27.5.2009 14:57



Obrázek 12 Zatížení rámu po optimalizaci

7. Vážení

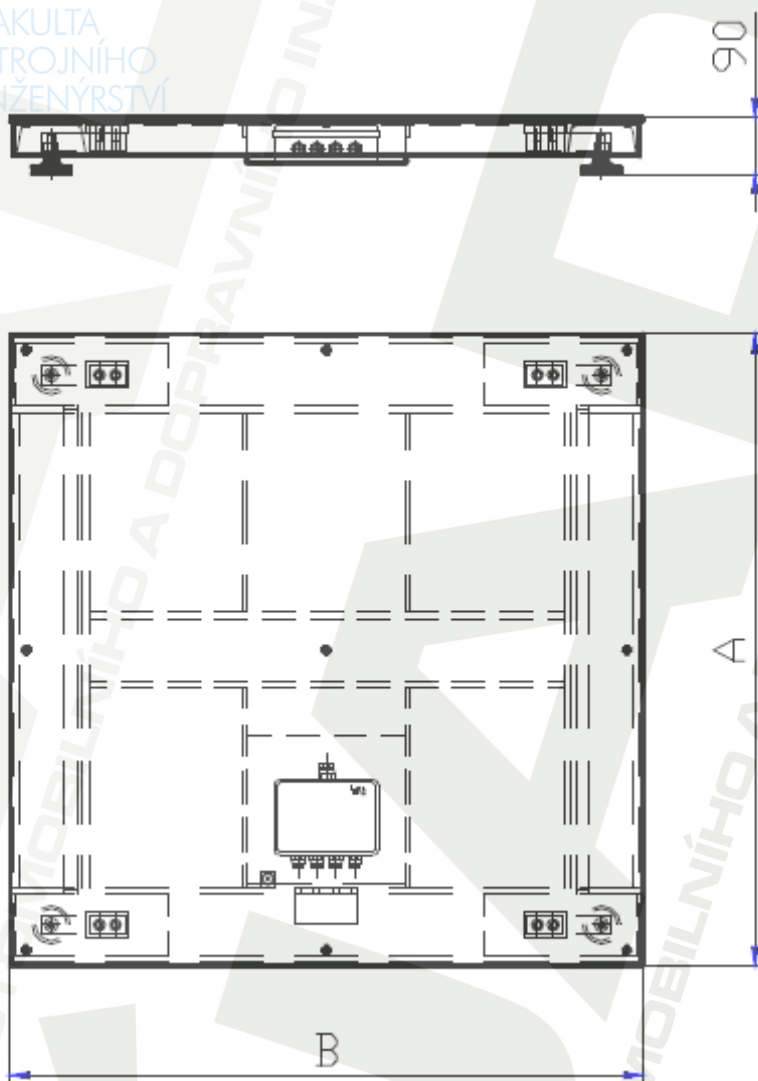
Plněné vaky je třeba vážit, abychom dosáhli požadované hmotnosti. Dle požadavků se používá plnění hmotností 500 kg nebo 1000 kg. Váha je dimenzována na vyšší hmotnost, je třeba i uvažovat hmotnost pomocného rámu pro plnění. Dále pak připočítávám hmotnost prázdného vaku a palety, která bude podložena pod vakem. Proto jsem zvolil váhu, která má váživost 2 000 kg. Jako vážicí zařízení jsem použil vážicí systém od firmy Dites. Jedná se o tenzometrickou můstkovou váhu o rozměrech 1550 x 1300 mm. Obecně je tato váha určena k vážení kusového materiálu s vyšší hmotností, popřípadě najdou uplatnění také při vážení sypkého materiálu či kapaliny v obalech. [12]

Váhy tvoří obdélníkový rám svařený z ocelových válcovaných profilů. v rozích rámu jsou přichyceny tenzometrické snímače síly, které jsou opatřeny pryžovými silentbloky. Na vrchní straně rámu je upevněn krycí plech, který zakrývá vnitřní prostor vah. Tento plech, také slouží jako základna pro uchycení břemene. Je možné, aby váhy byly vyrobeny z běžné konstrukční oceli nebo z nerezavějící oceli. Pro tento případ považuji za dostatečné provedení z běžné konstrukční oceli. Ukázku plošinové váhy můžeme vidět na obrázku 10 a dále rozměrový náčrtek na obrázku 11.



Obrázek 13 Základní provedení můstkové váhy

K indikaci hmotnosti se běžně používají indikátory z plastu, který má velké klávesy pro jednoduchou obsluhu. K odečítání je použit 6ti místný LCD display s výškou číslic 25 mm a automatickým podsvícením. Zařízení má i další funkce jako je možnost nastavení nuly apod. Další možnosti výstupu jsou výstup na tiskárnu, popř. komunikační port RS 232. [12]



Obrázek 14 Rozměrový náčrtek tenzometrické můstkové váhy

8. Závěr

V této diplomové práci jsem měl za cíl zpracovat projekt linky pro moření obilnin. V úvodní části jsem popsal linku jako celek a dále jsem se zabýval jednotlivými konstrukčními celky. Nejobsáhlejší částí práce byl výpočet technických parametrů korečkových elevátorů. Abych mohl navrhnout žádaný elektromotor, bylo třeba projít celý výpočet hlavních rozměrů elevátoru. Příkon motoru u elevátoru 1, který má dopravní výšku 4 m je 370 W, přičemž jsem vycházel z nabídky elektromotorů firmy Siemens. U druhého elevátoru, který má dopravní výšku 8 m je navrhnout motor s příkonem 550 W. V obou případech jsem elektromotor kombinoval s převodovkou MEZ Mohelnice. V další části práce jsem se zabýval plněním a vážením mořených obilovin. Vážicí systém, který je od firmy Dites a je dimenzován tak, aby unesl hmotnost jak samotného vaku s materiálem, tak i pomocného rámu potřebného pro plnění vaku. Pomocný rám se stal částí dalšího výpočtu. S pomocí výpočtového prostředí Ansys jsem provedl zatížení na extrémní situaci. Výsledky tohoto zatěžování vedly k potřebné optimalizaci rámu, který se poté stal dostatečně tuhým pro tento účel. Další částí se stala výkresová dokumentace, kde jsem vyobrazil projekční výkres sestavy celé linky a z ní vycházející některé další části jednotlivých zařízení.

9. Seznam použité literatury

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. [s.l.] : [s.n.], 1988. 274 s.
- [2] ČSN26 2008, . *Svislé korečkové elevátory*. Praha : Výzkumný ústav transportních zařízení, s.p., Praha, 1993. 7 s.
- [3] ČSN26 2002, . *Korečkové elevátory stabilní*. Praha : Vydavatelství ÚNM, Praha, 1984. 32 s.
- [4] MYNÁŘ, Břetislav: *Dopravní a manipulační zařízení*. Brno: VUT v Brně, 2006.
- [5] POLÁK, Jaromír, et al. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. 109 s.
- [6] SKALICKÝ, Jaroslav, et al. *Ošetřování a skladování zrnin ve věžových zásobnících a halových skladech* [online]. 2008 [cit. 2009-03-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.vuzt.cz/doc/metodiky/metodika-bradna.pdf?menuid=635>>.
- [7] *Katalog, dopravní pásy* [online]. 2009 , 11.3.2009 [cit. 2009-03-15]. Dostupný z WWW: <http://www.gumex.cz/cz/dopravnikove_pasy/KORECKY/7/2>.
- [8] *Fatra a.s., Dopravní pásy* [online]. 2009 [cit. 2009-05-02]. Dostupný z WWW: <<http://www.fatra.cz/index.php?typ=FAA&showid=59>>.
- [9] *Kvelb spol s.r.o. - prodej elektromotorů* [online]. 2009 [cit. 2009-05-05]. Dostupný z WWW: <<http://www.elektromotory.cz/inshop/>>.
- [10] GAJDŮŠEK, Jaroslav. *Systémy a prostřeky manipulae s materiálem*. [s.l.] : [s.n.], 1982.
- [11] KLIMEŠ, P.: *Části a mechanismy strojů*, Akademické nakladatelství CERM, 2003
- [12] *Dites - dodavatel výrobních technologií a řídicích systémů* [online]. 2009 [cit. 2009-05-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.dites.cz/produkty.aspx?langid=1>>.
- [13] *Návod k obsluze Petkus K 531*. [s.l.] : [s.n.], 1968. 35 s.
- [14] HORÁK, Antonín. *Aktuální možnosti moření osiv obilovin*. Praha : Syngenta Czech s.r.o., 2002. 10 s.
- [15] *Technické podmínky a návod k obsluze a údržbě : TZ4 - 052S*. Litomyšl : Teroz a.s., 1992. 40 s.

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

10. Výkresová dokumentace

Mořící linka

Rám

Horní rám

Noha

Buben + hřídel

1 - 1A1 – 00

1 – 3A2 – 00

1 – 3A2 – 01

1 – 3A2 – 02

1 – 3A1 - 03



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

11. Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol	Popis	Jednotka
c_1	součinitel odporu při nabírání	[-]
c_2	součinitel odporu ohýbání pásu	[-]
D_2	průměr napínacího bubnu	[m]
D_{22}	průměr napínacího bubnu	[m]
d_3	průměr hřídele hnacího bubnu	[m]
d_{32}	průměr hřídele hnacího bubnu	[m]
f	součinitel tření mezi tažným prostředkem a bubnem	[-]
F	obvodová síla	[N]
F_1	složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu	[N]
F_2	složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu	[N]
F_3	odpor proti ohýbání tažného prostředku	[N]
F_4	překonání odporu ohýbání tažného prostředku	[N]
F_5	odpor tření ložisek napínacího hřídele	[N]
F_6	odpor tření ložisek poháněcího hřídele	[N]
F_7	obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku	[N]
F_8	obvodová síla potřebná ke zvedání korečků	[N]
F_{12}	složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu	[N]
F_{22}	složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu	[N]
F_{32}	odpor proti ohýbání tažného prostředku	[N]
F_{42}	překonání odporu ohýbání tažného prostředku	[N]
F_{52}	odpor tření ložisek napínacího hřídele	[N]
F_{62}	odpor tření ložisek poháněcího hřídele	[N]
F_{72}	obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku	[N]
F_{82}	obvodová síla potřebná ke zvedání korečků	[N]
F_{c2}	odstředivá síla na hnacím bubnu	[N]
F_N	napínací síla	[N]
F_N'	přídavná napínací síla	[N]
F_{N2}	napínací síla	[N]

F_{N2}	přídavná napínací síla	[N]
F_{Nsk}	skutečná napínací síla	[N]
F_{Nsk2}	skutečná napínací síla	[N]
F_O	celkový součet odporů	[N]
F_{O2}	celkový součet odporů	[N]
F_{0B2}	obvodová síla elevátoru 2	[N]
F_{sk}	skutečná obvodová síla	[N]
F_{sk2}	skutečná obvodová síla	[N]
F_Z	dovolené zatížení pásu	[N]
F_{Z2}	dovolené zatížení pásu	[N]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
H	dopravní výška	[m]
H_2	dopravní výška	[m]
k	součinitel bezpečnosti proti prokluzování uvažující vliv zrychlujících sil při rozběhu elevátoru	[-]
m_b	hmotnost napínacího bubnu	[kg]
m_{b2}	hmotnost napínacího bubnu elevátoru 2	[kg]
m_k	hmotnost korečku	[kg]
m_p	hmotnost tažného orgánu	[kg.m ⁻²]
n	otáčky hnacího bubnu	[min ⁻¹]
n_2	otáčky hnacího bubnu 2	[min ⁻¹]
p	počet tažných prostředků jedné větve	[-]
P	výkon elektromotoru	[W]
P_2	výkon elektromotoru	[W]
P_{2zvol}	výkon zvoleného elektromotoru	[W]
P_p	předběžný výkon elektromotoru	[W]
P_{p2}	předběžný výkon elektromotoru	[W]
P_Z	výkon zvoleného elektromotoru	[W]
P_{Z2}	výkon zvoleného elektromotoru	[W]
q_1	délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu	[m]
q_2	délkové zatížení hmotností tažného orgánu	[N.m ⁻¹]

q_3	zatížení tažného prostředku od korečků	$[N.m^{-1}]$
q_{12}	délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu	$[m]$
q_{22}	délkové zatížení hmotností tažného orgánu	$[N.m^{-1}]$
q_{32}	zatížení tažného prostředku od korečků	$[N.m^{-1}]$
Q	dopravní výkon	$[t.hod^{-1}]$
R	poloměr hnacího bubnu	$[m]$
R_2	poloměr hnacího bubnu 2	$[m]$
S_1	plocha tažného orgánu na	$[m^2]$
S_P	šířka pásu	$[mm]$
S_2	plocha tažného orgánu na 1 m délky	$[m^2]$
S_{P2}	šířka pásu	$[mm]$
t_K	rozteč korečků	$[m]$
T_1	tah v tažném orgánu na nabíhající větvi	$[N]$
T_2	tah v tažném orgánu na sbíhající větvi	$[N]$
T_{12}	tah v tažném orgánu na nabíhající větvi	$[N]$
T_{22}	tah v tažném orgánu na sbíhající větvi	$[N]$
T_{c1}	celkový tah v nabíhající větvi tažného prostředku elevátoru 2	$[N]$
T_{c12}	celkový tah v nabíhající větvi tažného prostředku elevátoru 2	$[N]$
T_{c22}	celkový tah ve sbíhající větvi tažného prostředku elevátoru 2	$[N]$
v	rychlost elevátoru	$[m.s^{-1}]$
V_K	objem korečku	$[m^3]$
V_{K2}	objem korečku elevátoru 2	$[m^3]$
z	koeficient způsobu vyprazdňování korečků	$[-]$
Z	dovolené šířkové zatížení pásu	$[N.mm^{-1}]$
α	úhel opásání	$[rad]$
γ	sypná hmotnost materiálu	$[kg.m^{-3}]$
η	účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli	$[-]$
μ_1	celkový součinitel odporů	$[-]$
μ_3	součinitel odporu tření ložisek	$[-]$
φ	součinitel plnění	$[-]$