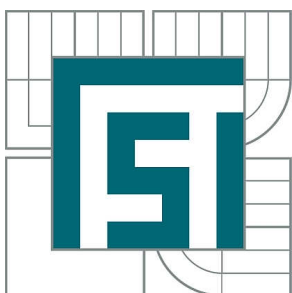


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ ŠIKMÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU DRCENÉHO VÁPENCE

INCLINED BELT CONVEYOR FOR TRANSPORT OF CRUSHED LIMESTONE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMÁŠ HALÁMKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Halámka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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 bakalářské práce:

Pásový šikmý dopravník pro dopravu drceného vápence

v anglickém jazyce:

Inclined belt conveyor for transport of crushed limestone

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadaný materiál.

Dopravní výkon 130 000kg.h-1

Osová vzdálenost přesypů 55m

Výškový rozdíl 11m

Dpravovaný materiál: drcený vápenec

objemové hmotnosti 1550kg.m-3,

zrnitosti 0 až 40mm,

sypný úhel 30deg

Cíle bakalářské práce:

Proved'te funkční výpočet, určení hlavních rozměrů,
navrhněte pohon dopravníku.

Proved'te pevnostní výpočet hnaného bubnu.

Nakreslete sestavný výkres dopravníku,

detailní výkres svarku stojiny,

detailní výkres svarku napínací stanice.

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P. : Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
5. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 8.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Cílem této bakalářské práce je provést návrh šikmého pásového dopravníku pro dopravu drceného vápence. Práce obsahuje konstrukční řešení jednotlivých uzlů, popis použitých komponent, funkční výpočet dopravníku, návrh pohonu a některé pevnostní výpočty.

Klíčová slova

Pásový dopravník, drcený vápenec, dopravní pás, pohon dopravníku, napínací stanice

Annotation

The aim of this bachelor thesis is to design an inclined belt conveyor for transport of crushed limestone. The bachelor thesis contains a design of individual nodes, description of the components, functional calculation conveyor, proposal of conveyor traction and some of the strength calculations.

Keywords

Belt conveyor, crushed limestone, conveyor belt, conveyor drive, tensioning stations

Bibliografická citace

HALÁMKA, T. *Pásový šikmý dopravník pro dopravu drceného vápence*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 35 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem zadanou bakalářskou práci vypracoval samostatně za použití níže uvedené literatury a s využitím rad a poznatků vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D.

V Brně dne 27.5.2011

Tomáš Halámka

.....

Poděkování

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady. Dále děkuji své rodině za podporu při studiu.

Obsah

1 Úvod	4
1.1 Pásové dopravníky.....	4
1.2 Rozdělení pásových dopravníků.....	4
1.3 Schéma pásového dopravníku	4
2 Konstrukce	5
2.1 Rám dopravníku	5
2.2 Stojiny.....	5
2.3 Napínací stanice.....	6
2.4 Hnaný buben.....	7
3 Použité komponenty	8
3.1 Pohon dopravníku.....	8
3.2 Horní válečková stolice	9
3.2.1 Válečky v horní stolici	9
3.3 Vratná válečková stolice.....	9
3.3.1 Válečky ve vratné stolici.....	10
3.4 Dopravní pás.....	10
3.5 Stěrač dopravního pásu.....	11
4 Funkční výpočet	11
4.1 Sklon dopravníku.....	11
4.2 Volba rychlosti pásu	12
4.3 Volba pásu a válečkové stolice.....	12
4.3.1 Potřebný teoretický průřez náplně na pásu	12
4.3.2 Určení šířky pásu	13
4.4 Kontrola velikosti pásu.....	13
4.4.1 Kontrola pásu na zrnitost dopravovaného materiálu	13
4.4.2 Využitelná ložná šířka pásu	13
4.4.3 Sklon válečků.....	13
4.4.4 Průmět b na vodorovnou rovinu	13
4.4.5 Plocha průřezu horní části náplně.....	13
4.4.6 Plocha průřezu dolní části náplně	13
4.4.7 Celková plocha průřezu náplně.....	13
4.4.8 Součinitel sklonu.....	14
4.4.9 Skutečná plocha průřezu	14
4.4.10 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	14
4.5 Výpočet hlavního odporu	14
4.5.1 Globální součinitel tření.....	14
4.5.2 Tíhové síly od rotujících částí válečků na 1 metru nosné větve	14
4.5.3 Tíhové síly od rotujících částí válečků na 1 metru vratné větve	15
4.5.4 Tíhová síla na 1 metru dopravního pásu	15
4.5.5 Hmotnost 1 metru dopravního pásu	15
4.6 Výpočet vedlejšího odporu	15
4.6.1 Odpor v násypce	15
4.6.2 Ohybový odpor pásu na nepoháněcím bubnu transportéru	15
4.6.3 Odpor v ložiskách nepoháněcích bubnů	16
4.7 Výpočet přídavného odporu	16
4.7.1 Odpor k překonání dopravní výšky	16
4.7.2 Odpor vzniklý vychýlením bočních válečků z roviny kolmé k ose transportéru ..	16
4.7.3 Odpor čističů pásu	16

4.7.4	Odpor shrnovače materiálu	16
4.7.5	Odpor shazovacího vozu.....	16
4.7.6	Odpor tření materiálu o boční vedení	16
4.8	Výsledný odpor	17
4.9	Potřebný výkon poháněcího bubnu	17
4.10	Výpočet jednobubnového pohonu	17
4.10.1	Součinitel tření mezi pásem a bubnem	17
4.10.2	Tahová síla v horní větvi pásu	17
4.10.3	Tahová síla v dolní větvi pásu	18
4.10.4	Napínací síla	18
4.10.5	Zpětné určení tahové síly v horní větvi	18
4.10.6	Zpětné určení tahové síly v dolní větvi.....	18
4.10.7	Dovolená síla v pásu	19
4.10.8	Kontrola dovolené síly v pásu	19
4.10.9	Celková síla působící na buben	20
5	Pevnostní výpočet	20
5.1	Pevnostní výpočet pláště hnaného bubnu.....	20
5.1.1	Materiál pláště bubnu a jeho mechanické vlastnosti	21
5.1.2	Určení spojitého zatížení na bubnu.....	21
5.1.3	Výpočet silových reakcí.....	21
5.1.4	Maximální ohybový moment na bubnu	21
5.1.5	Modul průřezu v ohybu.....	22
5.1.6	Maximální napětí v ohybu	22
5.1.7	Bezpečnost pláště bubnu vzhledem k ohybu	22
5.2	Pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu	23
5.2.1	Materiál hřídele bubnu a jeho mechanické vlastnosti.....	23
5.2.2	Výpočet silových reakcí.....	23
5.2.3	Maximální ohybový moment na hřídeli.....	24
5.2.4	Modul průřezu v ohybu na hřídeli	24
5.2.5	Maximální ohybové napětí na hřídeli	24
5.2.6	Bezpečnost v ohybu	25
5.3	Návrh pružiny	25
5.3.1	Známé a zvolené hodnoty	26
5.3.2	Síla předpružení	26
5.3.3	Stlačení při předpružení	26
5.3.3	Stlačení volně zatížené pružiny	26
5.3.4	Stlačení plně zatížené pružiny	26
5.3.5	Síla plně zatížené pružiny	26
5.3.6	Průměr drátu pružiny	26
5.3.7	Mez pevnosti v krutu	27
5.3.8	Korekční součinitel	27
5.3.9	Potřebný počet činných závitů.....	27
5.3.10	Celkový počet závitů	27
5.3.11	Vůle mezi závity	28
5.3.12	Délka volné pružiny	28
5.3.13	Délka plně zatížené pružiny.....	28
5.3.14	Délka stlačené pružiny	28
5.4	Kontrola závitové tyče na vzpěr	28
5.4.1	Známé a volené hodnoty	28
5.4.2	Kvadratický moment průřezu	29

5.4.3 Plocha nejmenšího průřezu závitové tyče.....	29
5.4.4 Poloměr setrvačnosti.....	29
5.4.5 Štíhlost	29
5.4.6 Mezní štíhlost.....	30
5.4.7 Síla na mezi pevnosti	30
5.4.8 Bezpečnost k meznímu stavu vzpěrné stability	30
6 Závěr.....	30
7 Seznam použitých zdrojů.....	31
7.1 Použitá literatura.....	31
7.2 Internetové zdroje	32
8 Seznam použitých symbolů	32
9 Seznam příloh	35

1 Úvod

1.1 Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou jedny z nejrozšířenějších zařízení ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusových materiálů ve vodorovném i šikmém směru. Dopravní pás zastává funkci jak tažnou, tak nosnou. Mezi hlavní výhody pásových dopravníků patří vysoký dopravní výkon, schopnost dopravy na velké vzdálenosti, malá spotřeba energie a snadná údržba.

1.2 Rozdělení pásových dopravníků

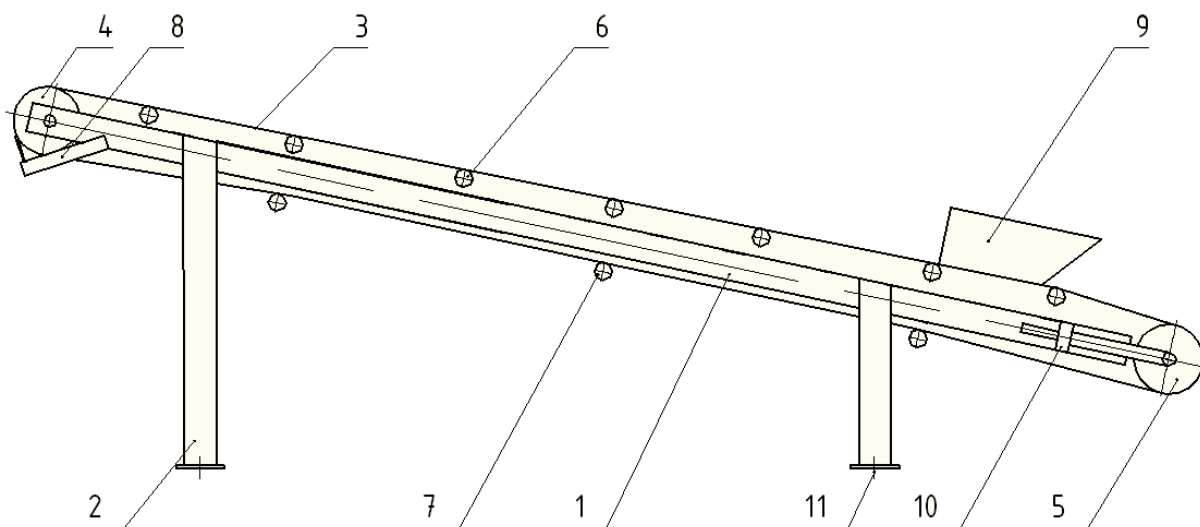
Dle literatury [3] se pásové dopravníky dělí:

- a) podle tažného elementu (dopravního pásu):
 - dopravníky s gumovým pásem nebo pásem z PVC
 - dopravníky s ocelovým pásem
 - dopravníky s ocelogumovým pásem
 - dopravníky s pásem z drátěného pletiva

- b) podle tvaru dopravníku:
 - dopravníky vodorovné
 - dopravníky šikmé
 - dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
 - dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
 - dopravníky kombinované (kombinace konvexního a konkávního)

- c) podle provedení nosné konstrukce:
 - dopravníky stabilní
 - dopravníky pojízdné a přenosné
 - dopravníky přestavitelné

1.3 Schéma pásového dopravníku



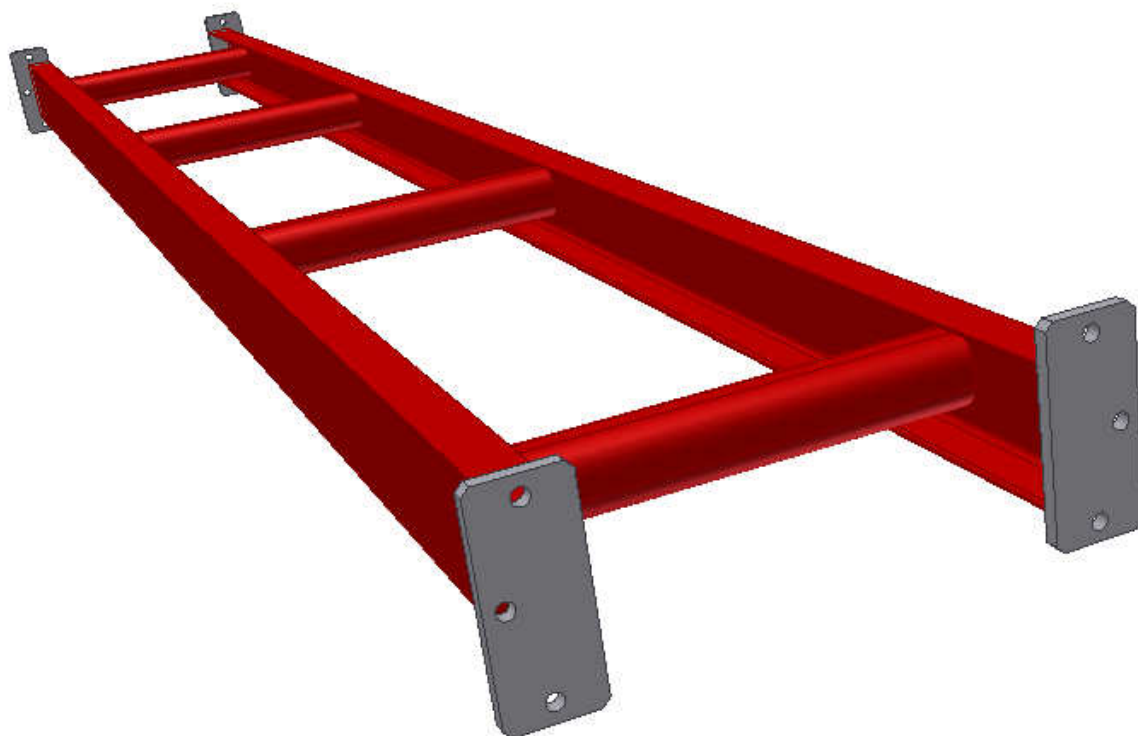
Obr. 1 Schéma pásového dopravníku

- | | |
|----------------------------|-----------------------------|
| 1. Rám dopravníku | 7. Vratné válečkové stolice |
| 2. Stojina | 8. Stěrač pásu |
| 3. Dopravní pás | 9. Násypka |
| 4. Hnací buben | 10. Napínací zařízení |
| 5. Hnaný buben | 11. Kotevní šroub |
| 6. Nosné válečkové stolice | |

2 Konstrukce

2.1 Rám dopravníku

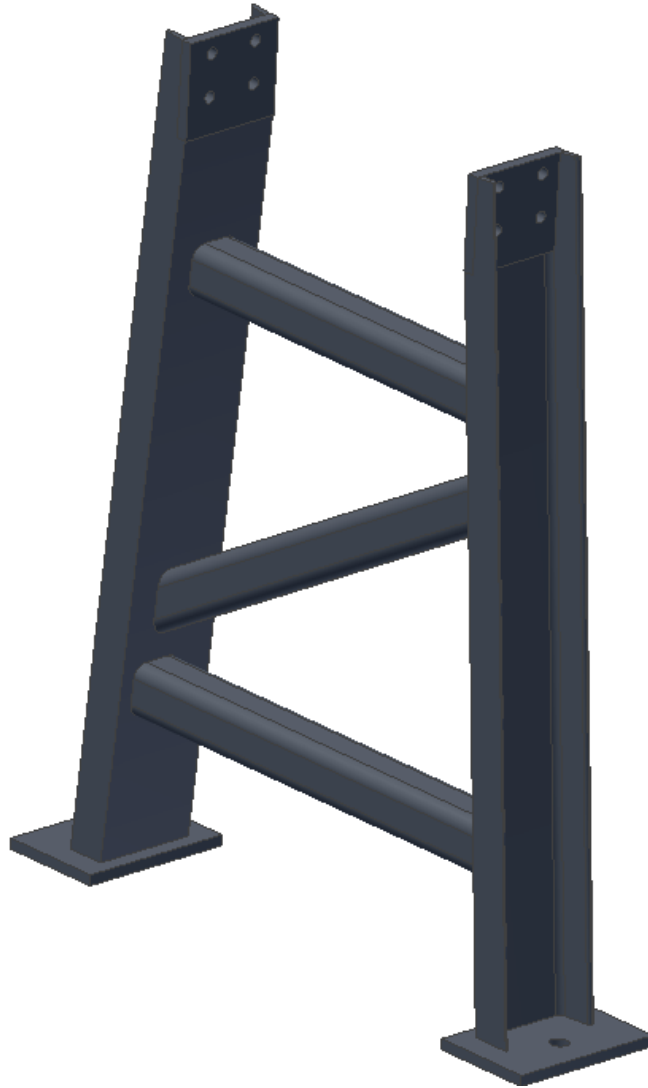
Rám dopravníku je složen ze segmentů, které se skládají z normalizovaných profilů U 180/A ČSN 42 5570, na kterých jsou přivařeny patky, pomocí kterých se jednotlivé segmenty k sobě přišroubují. Mezi profily budou navařeny výstuhy ze čtvercových trubek TR 4HR 100 x 6 – ČSN 425720.00.



Obr. 2 Segment rámu dopravníku

2.2 Stojiny

Dopravník má celkem šest stojin. Stojiny jsou svařeny z normalizovaných profilů U 200/A ČSN 42 557 a z čtvercových trubek TR 4HR 100 x 6 – ČSN 425720.00, které slouží jako výstuhy. Stojiny jsou pro větší stabilitu dole rozšířeny. Mezi třetí a čtvrtou a pak mezi pátou a šestou stojinou jsou vzpěry pro větší stabilitu v podélném směru.

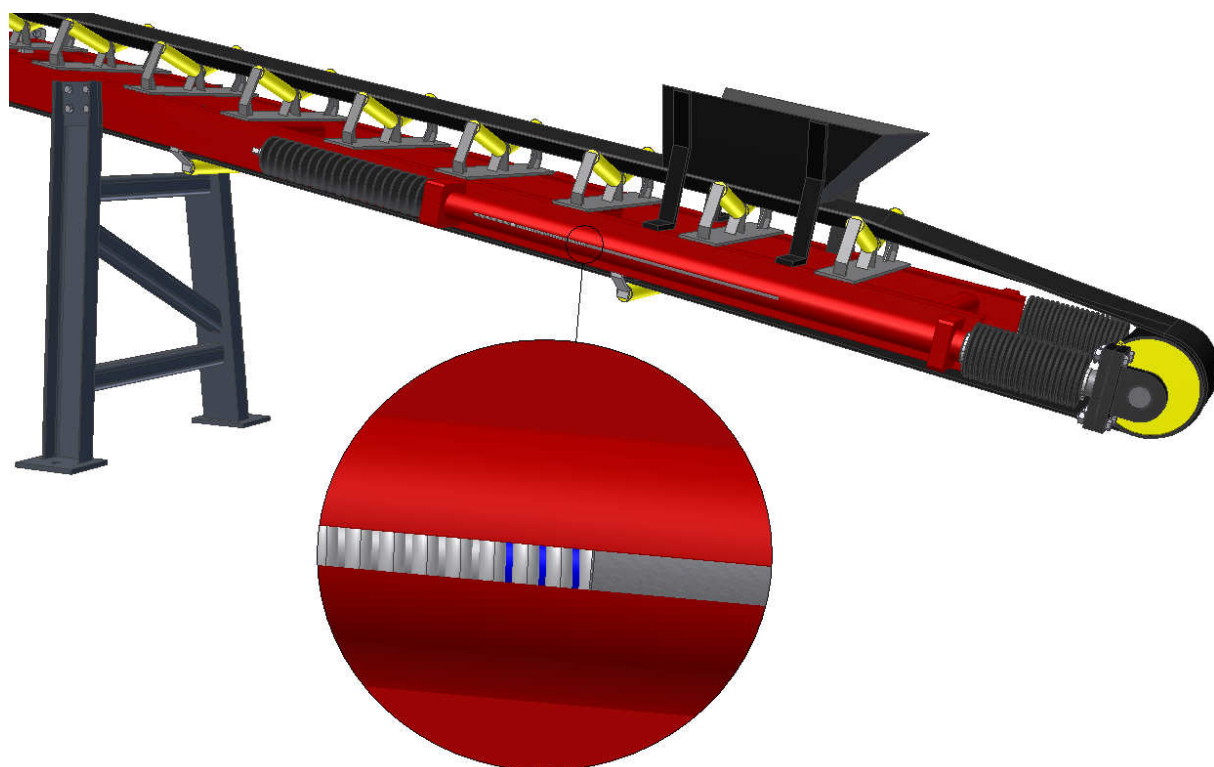


Obr. 3 Stojina číslo 1

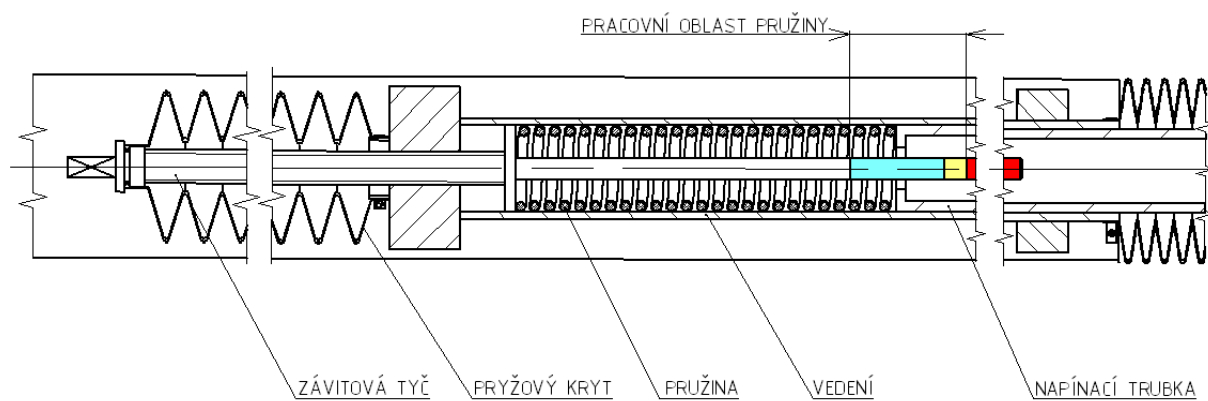
2.3 Napínací stanice

Pro přenos tažné síly z hnacího bubnu na pás je zapotřebí správné napnutí pásu, kterého je dosaženo napínací silou vyvozenou napínacím zařízením.

U tohoto dopravníku bylo zvoleno napínání pásu pomocí pružiny. Správné předpětí pružiny bude prováděno pomocí šroubu. Pracovní rozsah pružiny je vyznačen na trnu. Pokud se bude předpětí pohybovat v daném rozsahu, bude při pohledu kontrolní drážkou na trn vidět pouze modře obarvená část trnu. Pokud se ale bude pružina blížit ke konci pracovního rozsahu, objeví se žlutá část. V takovém případě je třeba dotáhnout šrouby. Při překročení pracovního rozsahu bude vidět barva červená.



Obr. 4 Napínací stanice



Obr. 5 Řez napínacím mechanismem

2.4 Hnaný buben

V daném konstrukčním řešení je hnaný buben zároveň bubnem napínacím. Bude umístěn na straně násypu materiálu na pás. Bude složen ze dvou čel, pláště a hřídele. Průměr vratného bubnu je 400mm a šířka je 500mm. Plášť bubnu bude mít tloušťku 15mm. Průměr hřídele bude 90mm.

3 Použité komponenty

3.1 Pohon dopravníku

Pohon dopravníku bude zajišťován elektrobubnem. Použitím elektrobubnu odpadá nutnost použití elektromotoru a převodové skříně a dojde tím ke zjednodušení poháněcí stanice.

Podle vypočítaného potřebného výkonu byl zvolen elektrobuben Rulmeca TM 400 ze zdroje [11].

Hlavní parametry:

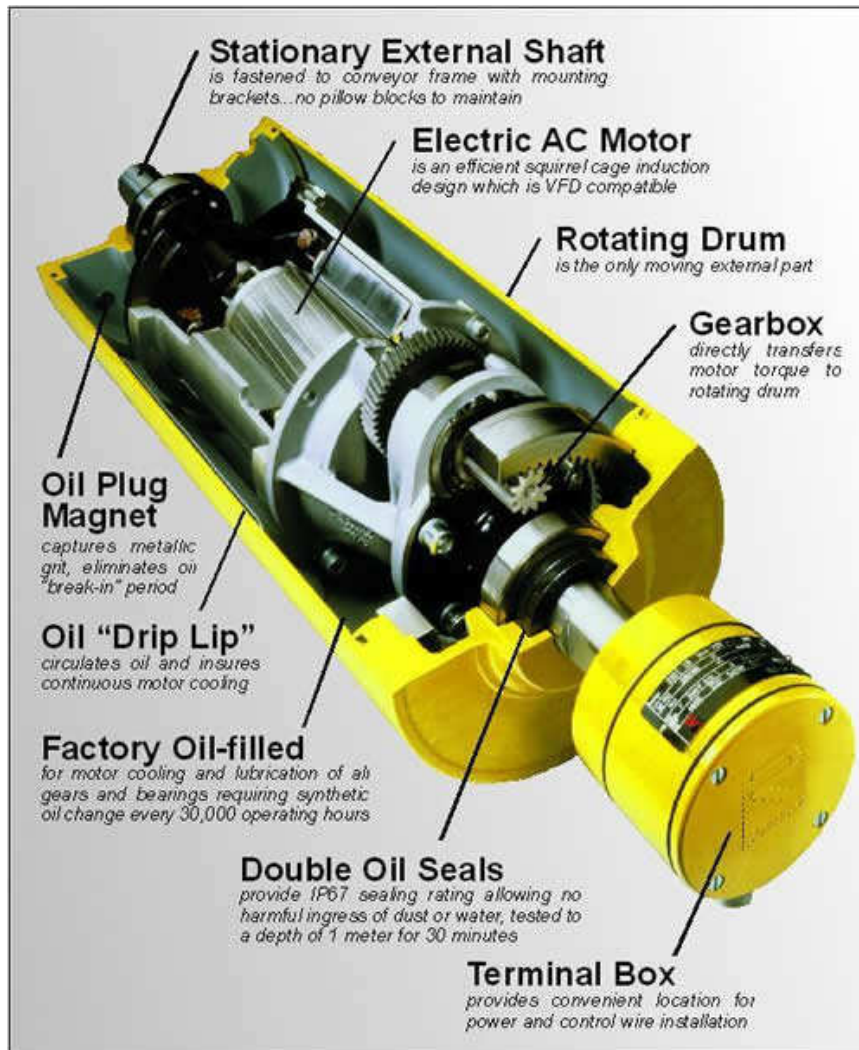
Výkon: 7,5kW

Kroutící moment: 653Nm

Maximální radiální zatížení: 14000 N

Průměr bubnu: 404mm

Šířka bubnu: 500mm

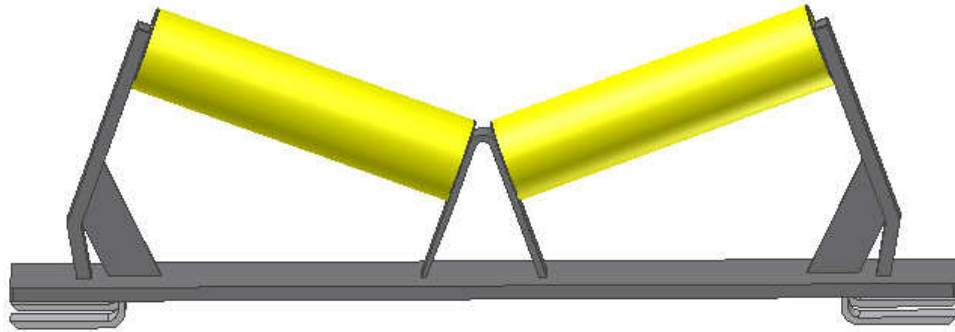


Obr. 6 Elektrobuben Rulmeca[12]

3.2 Horní válečková stolice

Slouží k podpírání dopravního pásu s materiálem v horní větvi. V horní větvi se většinou používají válečkové stolice korytkového tvaru, které se skládají z více válečků.

V horní větvi byla použita dvouválečková korytková stolice Tranza CV-S. Stolice bude připevněna ke konstrukci pomocí úchyťů, které se hodí k připevnění k U-profilům.



Obr. 7 Horní válečková stolice Tranza CV-S

Hlavní parametry:

Délka: 700mm
Úhel sklonu válečků: 20°
Hmotnost: 5kg

3.2.1 Válečky v horní stolici

Do horní větve byly zvoleny válečky Tranza F-063x250-6204.

Hlavní parametry:

Průměr: Ø63mm
Délka: 250mm
Tíhová síla od rotujících částí: 14,2N
Hmotnost: 2,1kg
Ložisko: 6204

3.3 Vratná válečková stolice

Slouží k podpírání prázdného dopravního pásu ve vratné větvi. Ve vratné větvi se používají stolice rovné s jedním válečkem.

Ve vratné větvi byla použita válečková stolice Tranza RB-S. Vratná stolice je stejně jako horní stolice připevněna ke konstrukci pomocí úchyťů.



Obr. 8 Dolní válečková stolice Tranza RB-S

Hlavní parametry:

Délka: 700mm
Hmotnost: 1,4kg

3.3.1 Válečky ve vratné stoličce

Do vratné větve byly zvoleny válečky Tranza F-063x500-6204.

Hlavní parametry:

Průměr: Ø63mm
Délka: 500mm
Tíhová síla od rotujících částí: 23N
Hmotnost: 3,6kg
Ložisko: 6204

3.4 Dopravní pás

Na dopravní pás jsou kladeny velmi vysoké požadavky, zejména se jedná o vysokou odolnost proti otěru, vysokou podélnou tuhost, vysokou pevnost a schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání. Dopravní pásy se skládají z textilního nosného jádra obaleného ochrannými krycími vrstvami. Dle výpočtů byl zvolen pás Gumex EP 400/3 ze zdroje[9].



Obr. 9 Dopravní pás Gumex EP 400/3[9]

Hlavní parametry:

Šířka pásu: 400mm
Tloušťka pásu: 9mm
Plošná hmotnost: $12,1\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}$
Pevnost v tahu v podélném směru: $400\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$

3.5 Stěrač dopravního pásu

Stěrače dopravního pásu slouží k čištění pásu od lepkavých zbytků přepravovaného materiálu aby nedocházelo k nalepení zbytků na válečky v dolních stolicích. Tím by docházelo ke zvětšování odporů a poškození pásu.

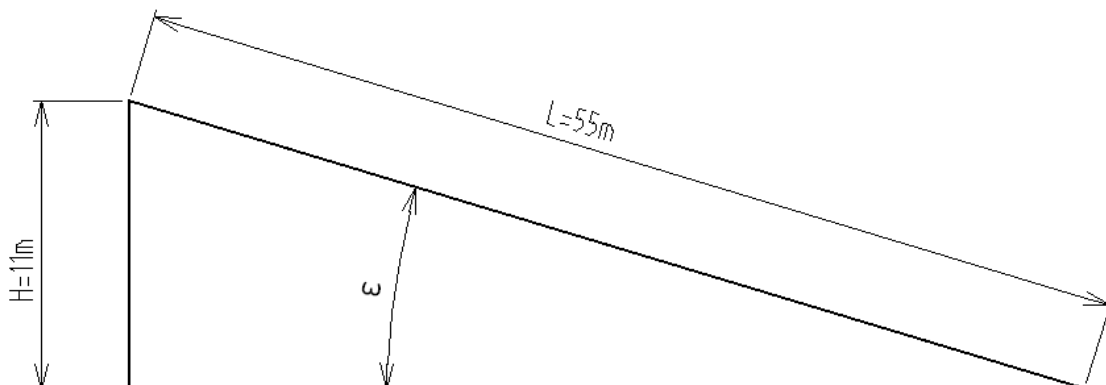
S ohledem na přepravovaný materiál byl zvolen stěrač od firmy AB Technology s.r.o model CJ 1.1 s břity z karbidu wolframu, který se umísťuje na čelo vynášecího válce.



Obr. 10 Stěrač pásu CJ 1.1[10]

4 Funkční výpočet

4.1 Sklon dopravníku



Obr. 11 Sklon dopravníku

$$\sin \varepsilon = \frac{H}{L} \quad (1)$$

$$\varepsilon = \arcsin \frac{H}{L}$$

$$\varepsilon = \arcsin \frac{11}{55}$$

$$\varepsilon = 11,5^\circ$$

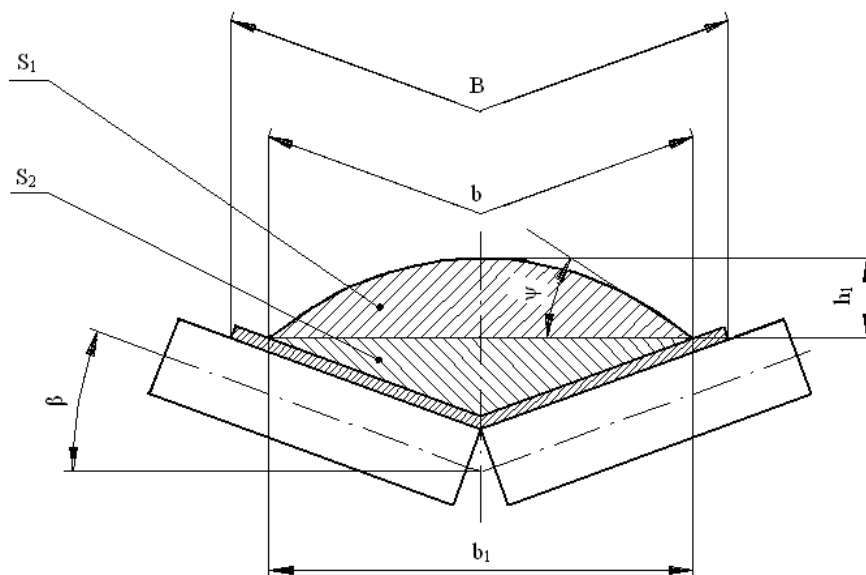
4.2 Volba rychlosti pásu

Dle tab. 1 v literatuře [1] je pro drcený vápenec doporučena rychlost $v = (1,25-2,5)\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

Zvolena rychlost $v = 1,5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

4.3 Volba pásu a válečkové stolice

Zvolen korýtkový pás a dvouválečková stolice.



Obr. 12 Průřezy náplně na pásu

4.3.1 Potřebný teoretický průřez náplně na pásu

$$S_t = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v} \quad (2)$$

$$S_t = \frac{130}{3600 \cdot 1,55 \cdot 1,5}$$

$$S_t = 0,01553\text{m}^2$$

4.3.2 Určení šířky pásu

Dle tab. 4 v literatuře [1] je nejbližší hodnota teoretického průřezu náplně na pásu:
 $S_t = 0,016 \Rightarrow$ Zvolena šířka pásu $B = 400\text{mm}$.

4.4 Kontrola velikosti pásu

4.4.1 Kontrola pásu na zrnitost dopravovaného materiálu

Podle tab. 6 v literatuře [1] je pro šířku pásu 400mm největší délka hrany netříděného materiálu $100\text{mm} > 40\text{mm} \Rightarrow$ šířka pásu z ohledem na zrnitost vyhovuje.

4.4.2 Využitelná ložná šířka pásu

$$\begin{aligned} b &= 0,8 \cdot B & (3) \\ b &= 0,8 \cdot 400 \\ b &= 320\text{mm} \end{aligned}$$

4.4.3 Sklon válečků

Dle zvolených válečkových stolic je sklon válečků $\beta = 20^\circ$.

4.4.4 Průmět b na vodorovnou rovinu

$$\begin{aligned} b_1 &= b \cdot \cos \beta & (4) \\ b_1 &= 320 \cdot \cos 20^\circ \\ b_1 &= 300,702\text{mm} \end{aligned}$$

4.4.5 Plocha průřezu horní části náplně

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \text{tg} \psi \cdot 10^{-6} & (5) \\ S_1 &= \frac{1}{6} \cdot 300,702^2 \cdot \text{tg} 30^\circ \cdot 10^{-6} \\ S_1 &= 0,00870\text{m}^2 \end{aligned}$$

4.4.6 Plocha průřezu dolní části náplně

$$\begin{aligned} S_2 &= 0,051 \cdot B^2 \cdot 10^{-6} & (6) \\ S_2 &= 0,051 \cdot 400^2 \cdot 10^{-6} \\ S_2 &= 0,00816\text{m}^2 \end{aligned}$$

4.4.7 Celková plocha průřezu náplně

Tvar a rozdělení průřezu náplně je na obr.12.

$$S = S_1 + S_2 \quad (7)$$

$$S = 0,00870 + 0,00816$$

$$S = 0,01686m^2$$

4.4.8 Součinitel sklonu

Dle tab. 5 v literatuře [1] je pro daný sklon dopravníku součinitel sklonu $k_k = 0,957$.

4.4.9 Skutečná plocha průřezu

$$S_k = S \cdot k_k \quad (8)$$

$$S_k = 0,01686 \cdot 0,957$$

$$S_k = 0,01614m^2$$

4.4.10 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor

Podmínka:

$$S_k > S_t \quad (9)$$

$$0,01614m^2 > 0,016m^2$$

Zvolený pás na potřebný ložný prostor vyhovuje.

4.5 Výpočet hlavního odporu

$$O_H = f \cdot L \cdot [(q_1 + 2 \cdot q_2) \cdot \cos \varepsilon + q_{rh} + q_{rd}] \quad (10)$$

$$O_H = 0,0256 \cdot 55 [(236,16 + 2 \cdot 47,48) \cdot \cos 11,5 + 56,8 + 11,5]$$

$$O_H = 553,02N$$

4.5.1 Globální součinitel tření

$$f = f_1 \cdot k_2 \quad (11)$$

$$f = 0,02 \cdot 1,28$$

$$f = 0,0256$$

$f_1 = 0,02$ – zvoleno dle literatury [1] pro běžně vyrobené transportéry.

$k_2 = 1,28$ – zvoleno dle diagramu 1 v literatuře [1] pro provozní teploty do $-20^\circ C$.

4.5.2 Tíhové síly od rotujících částí válečků na 1 metru nosné větve

$$q_{rh} = \frac{G_{rh} \cdot n_h}{t_h} \quad (12)$$

$$q_{rh} = \frac{14,2 \cdot 2}{0,5}$$

$$q_{rh} = 56,8N \cdot m^{-1}$$

$$G_{rh} = 14,2N \text{ dle 3.2.1}$$

4.5.3 Tíhové síly od rotujících válečků na 1 metru vratné větve

$$q_{rd} = \frac{G_{rd} \cdot n_d}{t_d} \quad (13)$$

$$q_{rd} = \frac{23 \cdot 1}{2}$$

$$q_{rd} = 11,5 N \cdot m^{-1}$$

$$G_{rd} = 23 N \text{ dle 3.3.1}$$

4.5.4 Tíhová síla na 1 metru dopravního pásu

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3,6 \cdot v} \quad (14)$$

$$q_1 = \frac{130 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1,5}$$

$$q_1 = 236,16 N \cdot m^{-1}$$

4.5.5 Hmotnost 1 metru dopravního pásu

Dle výrobce [9] je je tíhová síla od jednoho metru dopravního pásu $q_2 = 47,48 N \cdot m^{-1}$.

4.6 Výpočet vedlejšího odporu

$$O_v = S_N + S_{oc} + S_{LC} \quad (15)$$

$$O_v = 63,51 + 145,1 + 100$$

$$O_v = 308,61 N$$

4.6.1 Odpor v násypce

$$S_N = \frac{q_1 \cdot v}{g} (v - v_0) \cdot \left[1 + \frac{1000 \cdot q_1}{\rho \cdot b_n^2 \cdot g} \cdot \left(1 + \frac{v_0}{v} \right) \right] \quad (16)$$

$$S_N = \frac{236,16 \cdot 1,5}{9,81} (1,5 - 0) \cdot \left[1 + \frac{1000 \cdot 236,16}{1,550 \cdot 300^2 \cdot 9,81} \cdot \left(1 + \frac{0}{1,5} \right) \right]$$

$$S_N = 63,51 N$$

4.6.2 Ohybový odpor pásu na nepoháněcím bubnu transportéru

$$S_{oc} = \left(1,5 + \frac{T}{B \cdot g} \right) \cdot \frac{t \cdot B}{3 \cdot D_b} \cdot g \quad (17)$$

$$S_{oc} = \left(1,5 + \frac{9590}{400 \cdot 9,81} \right) \cdot \frac{9 \cdot 400}{3 \cdot 320} \cdot 9,81$$

$$S_{oc} = 145,1 N$$

4.6.3 Odpor v ložiskách nepoháněcích bubnů

$$S_L = (49-147)N \quad (18)$$

Zvolen odpor $S_L = 100N$

$$S_{LC} = z_b \cdot S_L \quad (19)$$

$$S_{LC} = 1 \cdot 100$$

$$S_{LC} = 100N$$

4.7 Výpočet přídavného odporu

$$O_p = S_Z + S_{VV} + S_C + S_{SP} + S_S + S_{BV} \quad (20)$$

$$O_p = 2597,44 + 0 + 78,48 + 0 + 0 + 0 + 0$$

$$O_p = 2675,92N$$

4.7.1 Odpor k překonání dopravní výšky

$$S_Z = q_1 \cdot H \quad (21)$$

$$S_Z = 236,16 \cdot 11$$

$$S_Z = 2597,44N$$

4.7.2 Odpor vzniklý vychýlením bočních válečků z roviny kolmé k ose transportéru

Válečky nebudou vychýleny $\Rightarrow S_{VV} = 0$.

4.7.3 Odpor čističů pásu

$$S_C = z_C \cdot (0,02 \text{ až } 0,04) \cdot B \cdot g \quad (22)$$

$$S_C = 1 \cdot 0,02 \cdot 400 \cdot 9,81$$

$$S_C = 78,48N$$

4.7.4 Odpor shrnovače materiálu

Nebude použit shrnovač materiálu $\Rightarrow S_{sp} = 0$.

4.7.5 Odpor shazovacího vozu

Nebude použit shazovací vůz $\Rightarrow S_s = 0$.

4.7.6 Odpor tření materiálu o boční vedení

Nebude boční vedení $\Rightarrow S_{bv} = 0$.

4.8 Výsledný odpor

$$P = O_H + O_V + O_P \quad (23)$$

$$P = 553,02 + 308,61 + 2675,92$$

$$P = 3537,55N$$

4.9 Potřebný výkon poháněcího bubnu

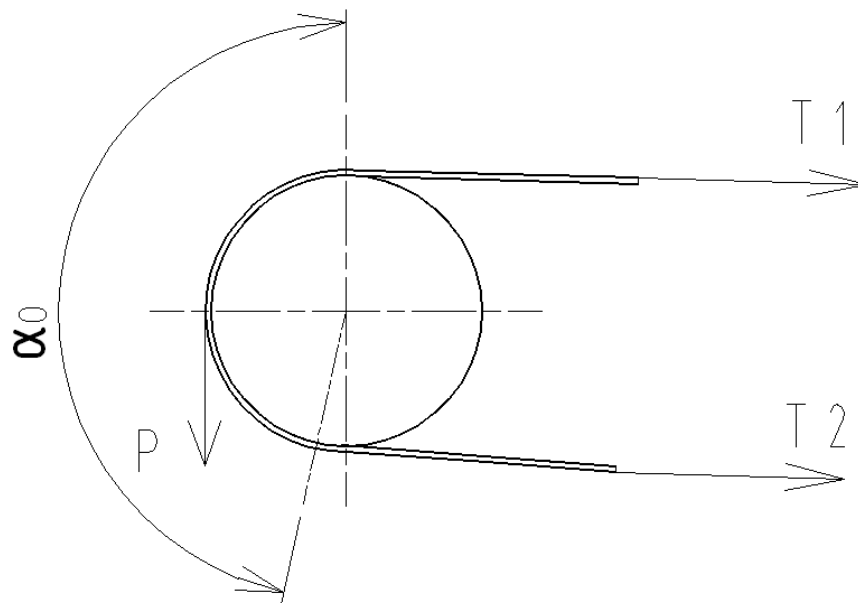
$$N_A = \frac{P \cdot v}{\eta} \quad (24)$$

$$N_A = \frac{3537,55 \cdot 1,5}{0,9}$$

$$N_A = 5895,91W$$

Elektrobuben zvolen v 3.1.

4.10 Výpočet jednobubnového pohonu



Obr. 13 Tahové síly v pásu

4.10.1 Součinitel tření mezi pásem a bubnem

Dle tab. 13 v literatuře [1] byla zvolena hodnota součinitele tření $\mu = 0,3$.

4.10.2 Tahová síla v horní větvi pásu

$$T_1 = P \cdot \frac{e^{\alpha_0 \mu}}{e^{\alpha_0 \mu} - 1} = P \cdot \left[1 + \frac{1}{e^{\alpha_0 \mu} - 1} \right] \quad (25)$$

$$T_1 = 3537,55 \cdot [1 + 0,763]$$

$$T_1 = 6236,7 N$$

Hodnoty $\frac{1}{e^{\alpha_0 \mu} - 1}$ byly voleny z tab. 12 v literatuře [1].

Úhel opásání volen $\alpha_0 = 160^\circ$.

4.10.3 Tahová síla v dolní větvi pásu

$$T_2 = P \cdot \frac{1}{e^{\alpha_0 \mu} - 1} \quad (26)$$

$$T_2 = 3537,55 \cdot 0,763$$

$$T_2 = 2699,15 N$$

4.10.4 Napínací síla

$$Z = 2 \cdot (T_2 - q_2 \cdot H) \quad (27)$$

$$Z = 2 \cdot (2699,15 - 47,48 \cdot 11)$$

$$Z = 4353,74 N$$

Aby bylo zajištěno, že pás nebude prokluzovat, vypočtená napínací síla bude zvětšena o 10%.

$$Z_{(+10\%)} = 1,1 \cdot Z \quad (28)$$

$$Z_{(+10\%)} = 1,1 \cdot 4353,74$$

$$Z_{(+10\%)} = 4789,11 N$$

4.10.5 Zpětné určení tahové síly v horní větvi

Ze zvětšené napínací síly je třeba zpětně určit velikost tahu v pásu.

$$T_1 = \frac{Z_{(+10\%)}}{2} + P + q_2 \cdot H \quad (29)$$

$$T_1 = \frac{4789,11}{2} + 3537,55 + 47,48 \cdot 11$$

$$T_1 = 6454,39 N$$

4.10.6 Zpětné určení tahové síly v dolní větvi

$$T_2 = \frac{Z_{(+10\%)}}{2} + q_2 \cdot H \quad (30)$$

$$T_2 = \frac{4789,11}{2} + 47,4 \cdot 11$$

$$T_2 = 2915,96 N$$

4.10.7 Dovolená síla v pásu

Pevnost pásu v tahu v podélném směru je $\tau = 400\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ a šířka pásu je $B = 400\text{mm}$.

$$T_d = \tau \cdot B \quad (31)$$

$$T_d = 400 \cdot 400$$

$$T_d = 160000\text{N}$$

4.10.8 Kontrola dovolené síly v pásu

Podmínka:

$$T_d \geq T_1 \quad (32)$$

$$160000 \geq 6454,39$$

Pás z hlediska dovolené síly v pásu vyhovuje.

4.10.9 Celková síla působící na buben

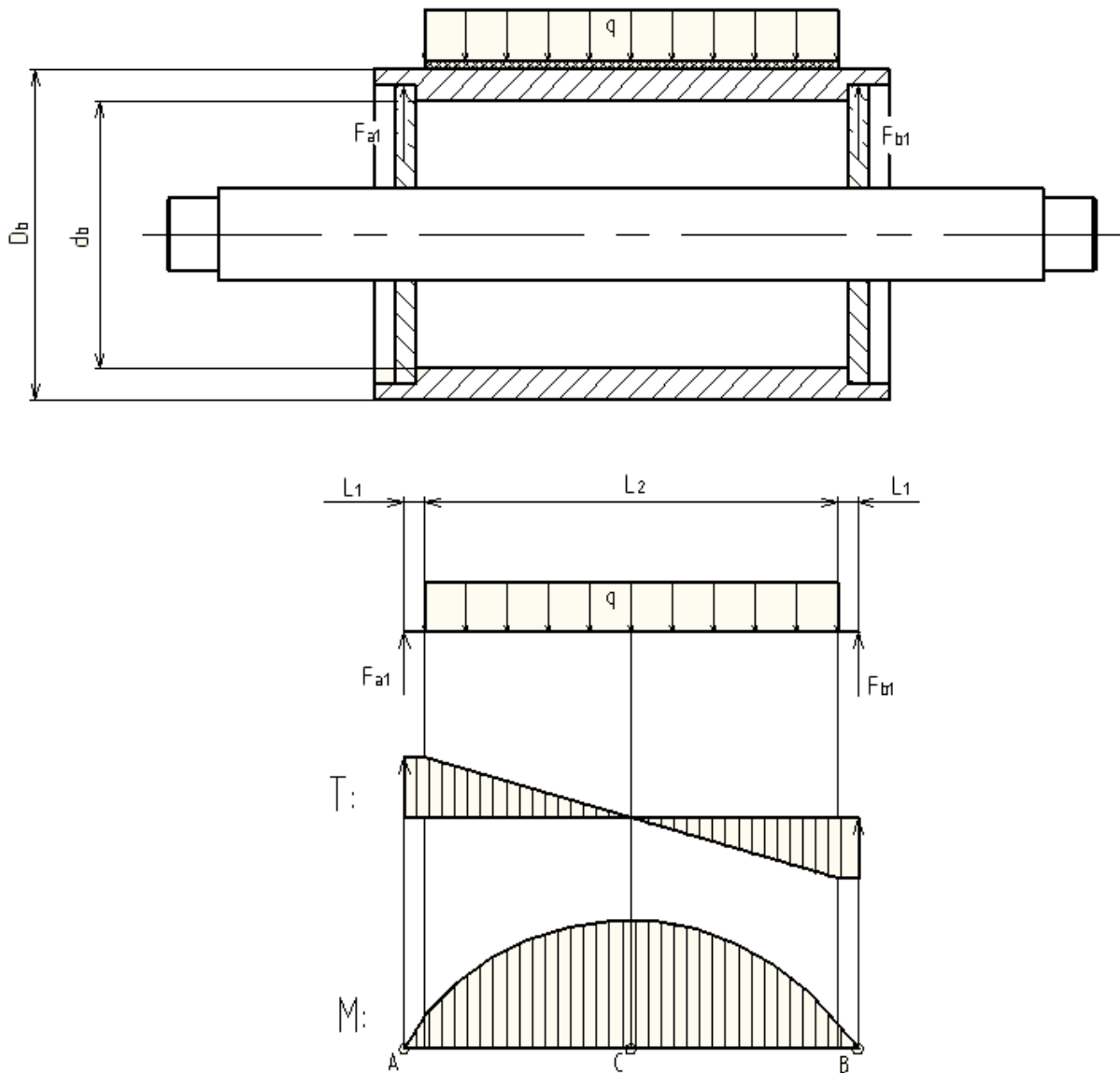
$$T = T_1 + T_2 \quad (33)$$

$$T = 6454,39 + 2915,96$$

$$T = 9370,35\text{N}$$

5 Pevnostní výpočet

5.1 Pevnostní výpočet pláště hnaného bubnu



Obr. 14 Zatížení bubnu s průběhem VVÚ

Rozměry:

$$D_b = 320\text{mm}$$

$$d_b = 290\text{mm}$$

$$L_1 = 20\text{mm}$$

$$L_2 = 400\text{mm}$$

5.1.1 Materiál pláště bubnu a jeho mechanické vlastnosti

Buben bude vyroben z materiálu 11373. Plášť bubnu je namáhán míjivým ohybem. Dovolené napětí pro míjivý ohyb dle [2] je: $\sigma_{DO} = 70 - 105 \text{ MPa}$.

Volím $\sigma_{DO} = 70 \text{ MPa}$.

5.1.2 Určení spojitého zatížení na bubnu

$$q = \frac{T}{L_2} \quad (34)$$

$$q = \frac{9370,35}{400}$$

$$q = 23,43 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

5.1.3 Výpočet silových reakcí

Momentová podmínka k bodu A:

$$\sum M_{oA} = 0 \quad (35)$$

$$F_{b1} \cdot (2 \cdot L_1 + L_2) - q \cdot L_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_1 \right) = 0$$

$$F_{b1} = \frac{q \cdot L_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_1 \right)}{2 \cdot L_1 + L_2} \quad (36)$$

$$F_{b1} = \frac{23,43 \cdot 400 \cdot \left(\frac{400}{2} + 20 \right)}{2 \cdot 20 + 400}$$

$$F_{b1} = 4685,18 \text{ N}$$

Silová podmínka:

$$\sum T = 0 \quad (37)$$

$$F_{a1} + F_{b1} - q \cdot L_2 = 0$$

$$F_{a1} = q \cdot L_2 - F_{b1} \quad (38)$$

$$F_{a1} = 23,43 \cdot 400 - 4685,18$$

$$F_{a1} = 4685,18 \text{ N}$$

5.1.4 Maximální ohybový moment na bubnu

Z VVÚ vyplývá že maximální ohybový moment je v místě C.

$$M_{o_{\max C}} = F_{b1} \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_1 \right) - q \cdot \frac{L_2}{4} \cdot \frac{L_2}{2} \quad (39)$$

$$M_{O_{\max C}} = 4685,18 \cdot \left(\frac{400}{2} + 20 \right) - 23,43 \cdot \frac{400}{4} \cdot \frac{400}{2}$$

$$M_{O_{\max C}} = 562220 \text{ Nmm} = 562,22 \text{ Nm}$$

5.1.5 Modul průřezu v ohybu

$$W_{OB} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_b^4 - d_b^4}{D_b} \quad (40)$$

$$W_{OB} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{320^4 - 290^4}{320}$$

$$W_{OB} = 1047080 \text{ mm}^3 \approx 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

5.1.6 Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{O_{\max C}}}{W_{OB}} \quad (41)$$

$$\sigma_o = \frac{562,22}{1,05 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_o = 535449,52 \text{ Pa} \cong 0,54 \text{ MPa}$$

5.1.7 Bezpečnost pláště bubnu vzhledem k ohybu

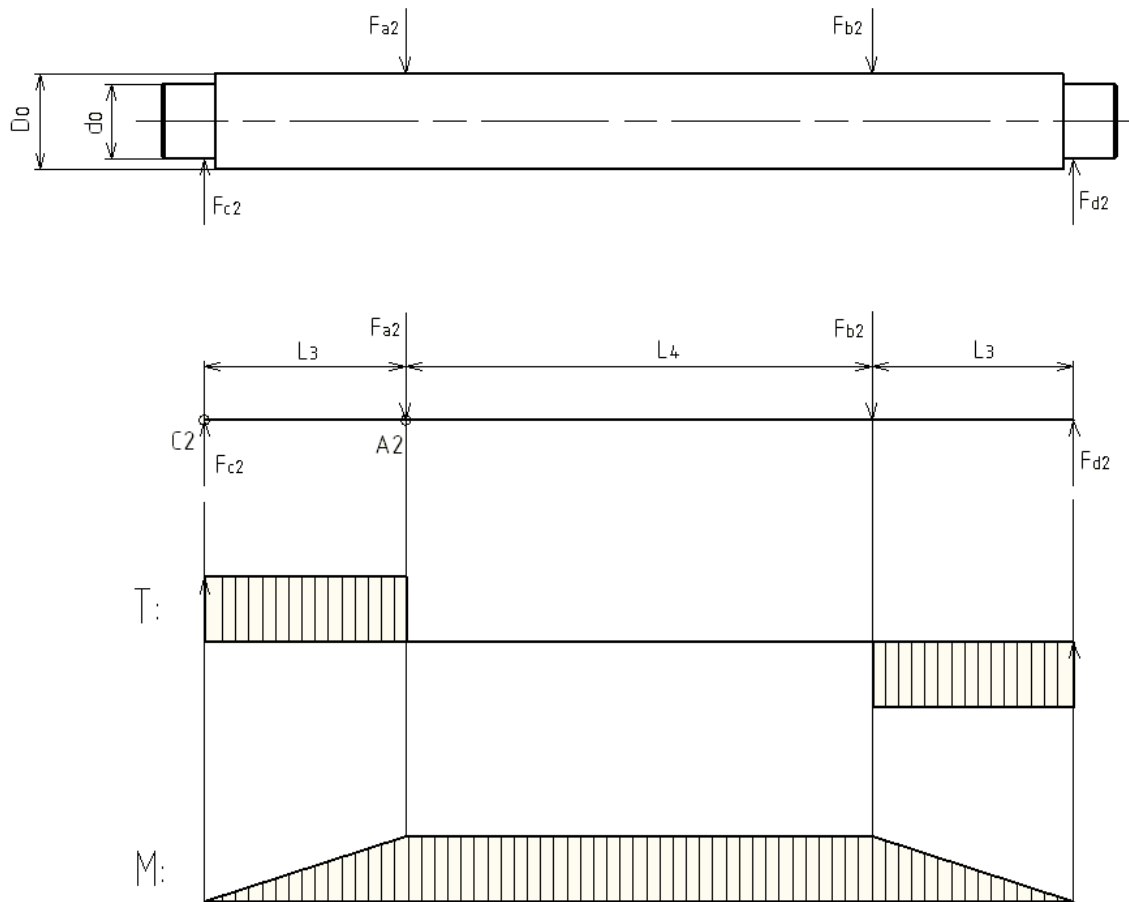
$$k_B = \frac{\sigma_{DO}}{\sigma_o} \quad (42)$$

$$k_B = \frac{70}{0,54}$$

$$k_B = 130$$

Tloušťka pláště bubnu vzhledem k ohybovému napětí vyhovuje.

5.2 Pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu



Obr. 15 Zatížení hřídele bubnu s průběhem VVÚ

Rozměry:

$$D_0 = 90\text{mm}$$

$$d_0 = 70\text{mm}$$

$$L_3 = 190\text{mm}$$

$$L_4 = 440\text{mm}$$

5.2.1 Materiál hřídele bubnu a jeho mechanické vlastnosti

Hřídel bubnu bude vyroben z materiálu 11373. Hřídel je namáhán střídavým ohybem. Dovolené napětí pro střídavý ohyb dle [2] je: $\sigma_{D0} = 50 - 75 \text{ MPa}$.

Volím $\sigma_{D0} = 50 \text{ MPa}$.

5.2.2 Výpočet silových reakcí

$$F_{a2} = F_{a1} \tag{43}$$

$$F_{a2} = 4685,18 \text{ N}$$

$$F_{b2} = F_{b1} \tag{44}$$

$$F_{b2} = 4685,18 \text{ N}$$

Momentová podmínka k bodu C2:

$$\sum M_{OC2} = 0 \quad (45)$$

$$F_{d2} \cdot (2 \cdot L_3 + L_4) - F_{b2} \cdot (L_3 + L_4) - F_{a2} \cdot L_3 = 0$$

$$F_{d2} = \frac{F_{a2} \cdot L_3 + F_{b2} \cdot (L_3 + L_4)}{2 \cdot L_3 + L_4} \quad (46)$$

$$F_{d2} = \frac{4685,18 \cdot 190 + 4685,18 \cdot (190 + 440)}{2 \cdot 190 + 440}$$

$$F_{d2} = 4685,18N$$

Silová podmínka:

$$\sum T = 0 \quad (47)$$

$$F_{c2} - F_{a2} - F_{b2} + F_{d2} = 0$$

$$F_{c2} = F_{a2} + F_{b2} - F_{d2} \quad (48)$$

$$F_{c2} = 4685,18 + 4685,18 - 4685,18$$

$$F_{c2} = 4685,18N$$

5.2.3 Maximální ohybový moment na hřídeli

Z VVÚ vyplývá, že maximální ohybový moment se nachází mezi působišti sil F_{a2} a F_{b2} . Moment je počítán k bodu A2, který leží v místě působišti síly F_{a2} .

$$M_{O_{\max A2}} = F_{c2} \cdot L_3 \quad (49)$$

$$M_{O_{\max A2}} = 4685,18 \cdot 190$$

$$M_{O_{\max A2}} = 890184Nmm = 890,18Nm$$

5.2.4 Modul průřezu v ohybu na hřídeli

$$W_{OD} = \frac{\pi \cdot D_o^3}{32} \quad (50)$$

$$W_{OD} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32}$$

$$W_{OD} = 71569mm^3 = 7,16 \cdot 10^{-5}m^3$$

5.2.5 Maximální ohybové napětí na hřídeli

$$\sigma_{OD} = \frac{M_{O_{\max A2}}}{W_{OD}} \quad (51)$$

$$\sigma_{OD} = \frac{890,18}{7,16 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{OD} = 12432681,56Pa \cong 12,43MPa$$

5.2.6 Bezpečnost v ohybu

$$k_D = \frac{\sigma_{D0}}{\sigma_{oD}} \quad (52)$$

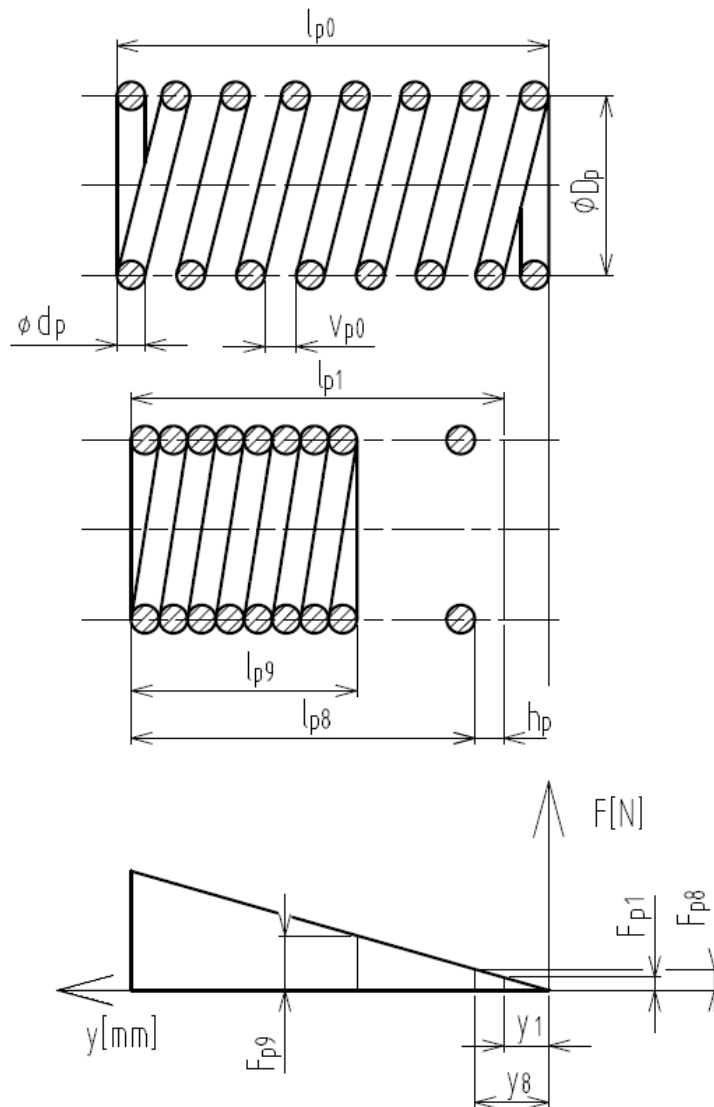
$$k_D = \frac{50}{12,43}$$

$$k_D = 4$$

Navržený průměr hřídele bubnu vzhledem k ohybovému napětí vyhovuje.

5.3 Návrh pružiny

Návrh pružiny byl proveden dle literatury [5].



Obr. 16 Pracovní diagram tlačné pružiny

5.3.1 Známé a zvolené hodnoty

Materiál pružiny: 12 090

Zušlechtěný materiál 12090 má podle [2] $R_m = 1450 \text{ MPa}$ a $G = 7.85 \cdot 10^4 \text{ MPa}$.

Poměr vinutí: 6

Střední průměr pružiny: $D_p = 60 \text{ mm}$

Pracovní zdvih $h_p = 60 \text{ mm}$

5.3.2 Síla předpružení

$$F_{p1} = \frac{Z_{(+10\%)}}{2} \quad (53)$$

$$F_{p1} = \frac{4789,11}{2}$$

$$F_{p1} = 2394,56 \text{ N}$$

5.3.3 Stlačení při předpružení

$$y_1 = (2-5) \cdot h_p \quad (54)$$

$$y_1 = 2 \cdot 60$$

$$y_1 = 120 \text{ mm}$$

5.3.4 Stlačení plně zatížené pružiny

$$y_8 = y_1 + h_p \quad (55)$$

$$y_8 = 120 + 60$$

$$y_8 = 180 \text{ mm}$$

5.3.5 Síla plně zatížené pružiny

$$F_{p8} = F_{p1} \cdot \frac{y_8}{y_1} \quad (56)$$

$$F_{p8} = 2394,56 \cdot \frac{180}{120}$$

$$F_{p8} = 3591,84 \text{ N}$$

5.3.6 Průměr drátu pružiny

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{DK} \quad (57)$$

$$M_k = F_8 \cdot \frac{D_p}{2} \quad (58)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_p^3}{16} \quad (59)$$

Po dosazení:

$$\frac{F_8 \cdot \frac{D_p}{2}}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{16}} \leq \tau_{DK}$$
$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{p8} \cdot D_p \cdot K_K}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \quad (60)$$
$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 3591,84 \cdot 60 \cdot 1,24}{\pi \cdot 870}}$$
$$d_p \geq 9,21 \text{ mm}$$

Zvolen průměr drátu pružiny $d_p = 10 \text{ mm}$.

5.3.7 Mez pevnosti v krutu:

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot R_m \quad (61)$$

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot 1450$$

$$\tau_{DK} = 870 \text{ Mpa}$$

5.3.8 Korekční součinitel

$$K_K = \frac{i+0,2}{i-1} \quad (62)$$

$$K_K = \frac{6+0,2}{6-1}$$

$$K_K = 1,24$$

5.3.9 Potřebný počet činných závitů

$$n = \frac{y_8 \cdot G \cdot d_p^4}{8 \cdot F_{p8} \cdot D_p^3} \quad (63)$$

$$n = \frac{180 \cdot 7,85 \cdot 10^4 \cdot 10^4}{8 \cdot 3591,84 \cdot 60^3}$$

$$n = 22,77 \Rightarrow 23 \text{ závitů}$$

5.3.10 Celkový počet závitů

$$z = n + n_z \quad (64)$$

$$z = 23 + 2$$

$$z = 25 \text{ závitů}$$

5.3.11 Vůle mezi závity

$$\begin{aligned}v_{p0} &= 0,3 \cdot d_p & (65) \\v_{p0} &= 0,3 \cdot 10 \\v_{p0} &= 3mm\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}v_{p\min} &= 0,1 \cdot d_p & (66) \\v_{p\min} &= 0,1 \cdot 10 \\v_{p\min} &= 1mm\end{aligned}$$

5.3.12 Délka volné pružiny

$$\begin{aligned}l_{p0} &= l_{p8} + h_p + y_1 & (67) \\l_{p0} &= 274 + 60 + 120 \\l_{p0} &= 454mm\end{aligned}$$

5.3.13 Délka plně zatížené pružiny

$$\begin{aligned}l_{p8} &= l_{p9} + (z-1) \cdot v_{p\min} & (68) \\l_{p8} &= 250 + (25-1) \cdot 1 \\l_{p8} &= 274mm\end{aligned}$$

5.3.14 Délka stlačené pružiny

$$\begin{aligned}l_{p9} &= z \cdot d_p & (69) \\l_{p9} &= 25 \cdot 10 \\l_{p9} &= 250mm\end{aligned}$$

5.4 Kontrola závitové tyče na vzpěr

Schéma napínání na obr. [5].

5.4.1 Známé a volené hodnoty

Materiál závitové tyče: 13 141.6

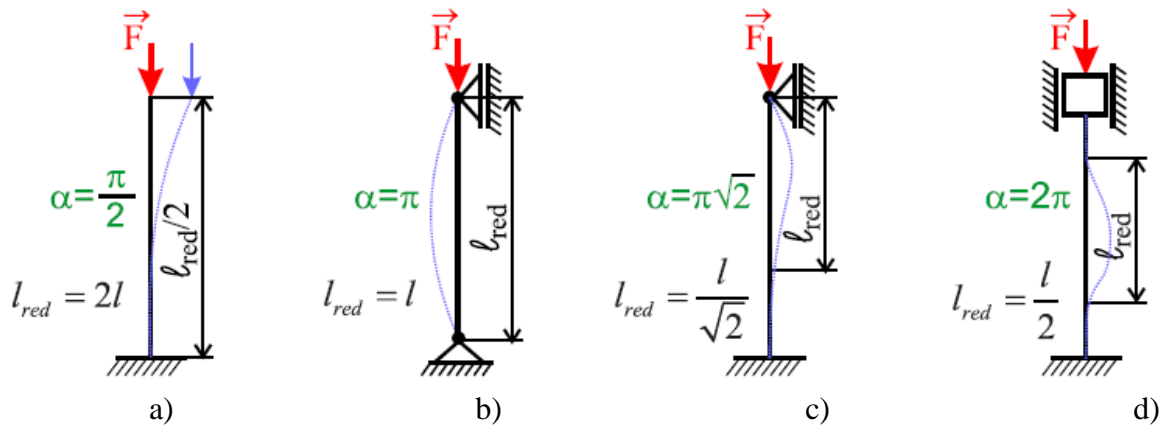
Z literatury [7]: $\sigma_k = 490$ Mpa

$l = 1000$ mm

$F_{p8} = 3591,84$ N

Závit M33 $\Rightarrow \varnothing d_3 = 28,706$ mm

Způsob uložení prutu podle obr. [17] zvolen b) $\Rightarrow \alpha = \pi$, $l_{red} = l$



Obr. 17 Způsoby uložení prutu[6]

5.4.2 Kvadratický moment průřezu

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad (70)$$

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot 28,706^4}{64}$$

$$J_{\min} = 33331,94 \text{mm}^4$$

5.4.3 Plocha nejmenšího průřezu závitové tyče

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (71)$$

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot 28,706^2}{4}$$

$$S_{zt} = 647,2 \text{mm}^2$$

5.4.4 Poloměr setrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S_{zt}}} \quad (72)$$

$$i = \sqrt{\frac{33331,94}{647,2}}$$

$$i = 7,18 \text{mm}$$

5.4.5 Štíhlost

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad (73)$$

$$\lambda = \frac{1000}{7,18}$$

$$\lambda = 139,28$$

5.4.6 Mezní štíhlost

$$\lambda_M = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} \quad (74)$$

$$\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{490}}$$

$$\lambda_M = 65$$

$\lambda > \lambda_M \Rightarrow$ Prut je při zatížení v elastické oblasti a můžeme užít Eulerovy vztahy.

5.4.7 Síla na mezi pevnosti

$$F_s = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l^2} \quad (75)$$

$$F_s = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 33331,94}{1000^2}$$

$$F_s = 69084,34 N$$

5.4.8 Bezpečnost k meznímu stavu vzpěrné stability

$$k_s = \frac{F_s}{F} \quad (76)$$

$$k_s = \frac{69084,34}{3591,84}$$

$$k_s = 19$$

$k_s > 1 \Rightarrow$ Závitová tyč vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability vyhovuje.

6 Závěr

Byl navržen pásový dopravník na dopravu drceného vápence. Funkční výpočet byl proveden dle normy ČSN 26 3102. Byla provedena pevnostní kontrola hnaného bubnu a hřídele bubnu. Dále byl proveden návrh napínací pružiny a kontrola napínací tyče na vzpěr. Dopravník byl navržen jako rozebíratelná sestava složená ze svařovaných podsestav. Napínání pásu bylo vyřešeno pomocí pružin jejichž předpětí se bude seřizovat šroubem. Pohon dopravníku byl zvolen pomocí elektrobubnu, což vede ke zjednodušení celé poháněcí stanice. Komponenty byly voleny z katalogů firem s ohledem na jednoduchou montáž a cenu. Dopravník byl nejprve sestaven ve 3D modeláři a potom nakreslen výkres sestavení a výkresy svarků stojiny a napínací stanice.



Obr. 18 Pásový dopravník

7 Seznam použitých zdrojů

7.1 Použitá literatura

- [1] Norma ČSN 26 3102 Dopravní zařízení. Pásový dopravníky. Zásady výpočtu. Schválené 14.7.1988. Účinnost od 1.7.1989
- [2] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: Strojnické tabulky. Úvaly, Albra, 2003
ISBN 80-86490-74-2
- [3] GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, první vydání, VUT v Brně 1988
- [4] SVOBODA, P.; BRANDEJS, J.: Základy konstruování. Brno, Cerm, 2007
ISBN 978-80-7204-535-8
- [5] ZELENÝ, J.: Stavba strojů strojní součásti, Computer Press, 2003
ISBN 80-7226-311-0
- [6] HORNÍKOVÁ, J.; ŠANDERA, P.: Pružnost a pevnost. Interaktivní učební text, Brno, 2002
- [7] JANÍČEK, P.; FLORIAN, Z.: Mechanika těles. Úlohy z pružnosti a pevnosti 1. Brno, Cerm, 2004.

7.2 Internetové zdroje

- [8] www.tranza.cz
[9] www.gumex.cz
[10] www.abtech-cz.cz
[11] www.vvvmost.cz
[12] www.rulmecacorp.com

8 Seznam použitých symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
A_2	Bod na hřídeli	[-]
B	Šířka pásu	[mm]
b	Ložná (využitá) šířka pásu	[mm]
b_1	Průmět b na vodorovnou rovinu	[mm]
b_n	Šířka násypky	[mm]
C_2	Bod na hřídeli	[-]
d_b	Vnitřní průměr pláště bubnu	[mm]
D_b	Vnější průměr pláště bubnu	[mm]
D_p	Střední průměr pružiny	[mm]
D_0	Průměr hřídele bubnu	[mm]
d_p	Průměr drátu pružiny	[mm]
d_0	Malý průměr hřídele bubnu	[mm]
d_3	Malý průměr šroubu	[mm]
e	Základ přirozených logaritmů (2,71828)	[-]
F	Síla pružiny	[N]
F_{a1}	Sílová reakce na bubnu	[N]
F_{a2}	Sílová reakce na hřídeli od bubnu	[N]
F_{b1}	Sílová reakce na bubnu	[N]
F_{b2}	Sílová reakce na hřídeli od bubnu	[N]
F_{c2}	Sílová reakce působící na ložisko	[N]
F_{d2}	Sílová reakce působící na ložisko	[N]
F_s	Síla na mezi pevnosti	[N]
F_{p1}	Síla předpružení pružiny	[N]
F_{p8}	Síla plně zatížené pružiny	[N]
F_{p9}	Síla stlačené pružiny	[N]
f	Globální součinitel tření	[-]
f_1	Globální součinitel tření při teplotě 20°	[-]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
G_{rh}	Tíhová síla od rotujících částí jednoho válečku v horní stolici	[N]
G_{rd}	Tíhová síla od rotujících částí jednoho válečku v dolní stolici	[N]
g	Tíhové zrychlení (9,81)	[m·s ⁻²]
H	Dopravní výška	[m]
h_p	Pracovní zdvih pružiny	[mm]
h_1	Výška vrchlíku náplně pásu	[mm]
i	Poloměr setrvačnosti	[mm]
J_{min}	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
k	Součinitel korekce průřezu náplně pásu	[-]

k_2	Teplotní součinitel	[-]
k_k	Součinitel sklonu dopravníku	[-]
K_K	Korekční součinitel	[-]
k_s	Bezpečnost k meznímu stavu vzpěrné stability	[-]
k_D	Bezpečnost hřídele vzhledem k ohybu	[-]
k_B	Bezpečnost pláště bubnu vzhledem k ohybu	[-]
L	Osová vzdálenost přesypů	[m]
L_1	Vzdálenost silové reakce od spojitého zatížení	[mm]
L_2	Délka spojitého zatížení	[mm]
L_3	Vzdálenost od ložiska k čelu bubnu	[mm]
L_4	Vzdálenost mezi čely bubnu	[mm]
l	Délka závitové tyče	[mm]
l_{p0}	Délka nezatížené pružiny	[mm]
l_{p1}	Délka předpružené pružiny	[mm]
l_{p8}	Délka plně zatížené pružiny	[mm]
l_{p9}	Délka stlačené pružiny	[mm]
l_{red}	Redukovaná délka závitové tyče namáhané na vzpěr	[mm]
l_v	Délka válečků ve stolici	[mm]
M	Moment	[Nm]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
M_{oA}	Moment k bodu A	[Nm]
M_{oC2}	Moment k bodu C2	[Nm]
M_{omaxA2}	Maximální ohybový moment na hřídeli	[Nm]
M_{omaxC}	Maximální ohybový moment na bubnu	[Nm]
m_1	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky	[kg·m ⁻¹]
m_2	Hmotnost pásu o šířce B	[kg·m ⁻¹]
N_A	Výkon poháněcího motoru	[kW]
n	Počet činných závitů	[-]
n_h	Počet válečků v horní stolici	[-]
n_d	Počet válečků v dolní stolici	[-]
n_z	Počet závěrných závitů	[-]
O_H	Hlavní odpory	[N]
O_V	Vedlejší odpory	[N]
O_P	Přídavné odpory	[N]
P	Potřebná obvodová síla	[N]
Q	Dopravované množství materiálu	[t·h ⁻¹]
q	Spojité zatížení na bubnu	[N·mm ⁻¹]
q_1	Tíhová síla dopravovaného materiálu na 1 m pásu	[N·m ⁻¹]
q_2	Tíhová síla od 1 m pásu	[N·m ⁻¹]
q_{rh}	Tíhová síla od rotujících částí horních válečků na 1 m délky	[N·m ⁻¹]
q_{rd}	Tíhová síla od rotujících částí dolních válečků na 1 m délky	[N·m ⁻¹]
R_m	Pevnost v tahu	[MPa]
S	Celkový průřez náplně pásu	[m ²]
S_{BV}	Odpor tření dopravovaného materiálu o boční vedení	[N]
S_C	Odpor čističů pásu	[N]
S_k	Skutečná plocha průřezu náplně	[m ²]
S_L	Odpor ložisek nepoháněných bubnů	[N]
S_{LC}	Celkový odpor ložisek nepoháněných bubnů	[N]
S_N	Odpor v násypce	[N]
S_{OC}	Celkový odpor ohybem pásu	[N]

S_s	Odpor shazovacího vozu	[N]
S_{SP}	Odpor shrnovače materiálu	[N]
S_t	Teoretický průřez náplně na pásu	[m ²]
S_{VV}	Odpor vychýlených válečků	[N]
S_Z	Odpor pro překonání dopravní výšky	[N]
S_{zt}	Plocha nejmenšího průřezu závitové tyče	[mm ²]
S_1	Průřez vrchlíku náplně pásu	[m ²]
S_2	Průřez spodní části náplně pásu	[m ²]
T	Střední hodnota tahu v pásu na bubnu	[N]
T_1	Tah v pásu ve větvi nabíhající na poháněcí buben	[N]
T_2	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	[N]
T_d	Dovolená síla v pásu	[N]
t	Tloušťka pásu	[mm]
t_h	Rozteč horních válečkových stolic	[m]
t_d	Rozteč dolních válečkových stolic	[m]
V_1	Teoretické objemové dopravované množství při rychlosti pásu 1 m·s ⁻¹	[m ³ ·h ⁻¹]
v	Jmenovitá rychlost pásu	[m·s ⁻¹]
v_0	Složka rychlosti přiváděného materiálu ve směru dopravy	[m·s ⁻¹]
v_{pmin}	Minimální vůle mezi závitů	[mm]
v_{p0}	Vůle mezi závitů u nezátížené pružiny	[mm]
W_k	Modul průřezu v krutu	[m ³]
W_{OD}	Modul průředu v ohybu na hřídeli	[m ³]
W_{OB}	Modul průřezu v ohybu na bubnu	[m ³]
y	Stlačení pružiny	[mm]
y_1	Stlačení pružiny při předpružení	[mm]
y_8	Stlačení plně zatížené pružiny	[mm]
Z	Napínací síla	[N]
$Z_{(+10\%)}$	Napínací síla zvětšená o 10%	[N]
z	Celkový počet závitů	[-]
z_b	Počet všech nepoháněcích bubnů transportéru	[-]
z_c	Počet čističů pásu	[-]
α	Veličina určená uložením prutu získaná řešením charakteristické rovnice	[-]
α_o	Úhel opásání poháněcího bubnu	[°]
β	Sklon bočních válečků	[°]
ε	Úhel sklonu dopravníku	[°]
η	Účinnost pohonu	[-]
λ	Štíhlost	[-]
λ_M	Mezní štíhlost	[-]
μ	Součinitel tření	[-]
ρ	Sypná hmotnost materiálu	[t·m ⁻³]
π	Ludolfovo číslo (3,14159)	[-]
σ_{DO}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_k	Pevnost v tahu	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{OD}	Maximální ohybové napětí na hřídeli	[MPa]
τ	Dovolená pevnost pásu v podélném směru	[N·mm ⁻¹]
τ_{DK}	Mez pevnosti v krutu	[MPa]
τ_K	Napětí v krutu	[MPa]

ψ

Sypný úhel materiálu

[°]

9 Seznam příloh

Výkres sestavy:

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK: PD-00/00

Výkres svarku:

NAPÍNACÍ STANICE: PD-01/00

STOJINA 1: PD-04/00

CD: Bakalářská práce