

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 DOPRAVNÍK S VELKÝM SKLONEM

BELT CONVEYOR WITH A LARGE SLOPE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

RADIM PAVELKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MILAN ŘEZNÍČEK

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Radim Pavelka

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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 dopravník s velkým sklonem

v anglickém jazyce:

Belt conveyor with a large slope

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je návrh pásového dopravníku s velkým sklonem, který je součástí stroje na štípaní palivového dřeva.

Cíle bakalářské práce:

Cíle bakalářské práce:

Proveďte návrh vynášecího pásového dopravníku pro štípací stroj. Navrhněte nosný rám a další konstrukční prvky.

Základní technické parametry:

- délka ... 3000 mm
- rychlost ... 1,5 m/s

Vypracujte:

- technickou zprávu
- výkres koncepčního návrhu
- dále dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

- [1] MYNÁŘ, B., KAŠPÁREK, J.: Dopravní a manipulační zařízení, Brno, 2002, Skriptum pro bakalářské studium
- [2] DRAŽAN, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků, skripta ČVUT Praha, 1983
- [3] KIC, P.: Dopravní a manipulační stroje. I., Základy logistiky, vyd. 1., Praha: Česká zemědělská univerzita, 2008, ISBN: 978-80-213-1723-9

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Milan Řezníček

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 13.11.2012 16:35



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce pojednává o konstrukčním řešení pásového dopravníku s velkým sklonem, který je součástí stroje na štípání palivového dřeva. Parametry dopravníku rozteč bubnů 3 metry a rychlost dopravního pásu 1,5 m/s.

Tato práce obsahuje koncepční řešení, výpočtovou část, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu dle ČSN ISO 5048. Kromě toho byly provedeny pevnostní výpočet určitých částí dopravníku a zhotoveny výkresy sestavy, hnacího hřídele a boku rámu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, kluzná deska, velký sklon, dopravní pás.

ABSTRACT

This bachelor work deals with the structural design of the conveyor belt with a large slope, which is part of the machine for cutting firewood. Pitch drums is 3 m and conveyor speed is 1.5 m/s.

This work contains conceptual design and the computational part and creating the main dimensions and design of the drive according to ČSN ISO 5048. Then the strength calculations of certain parts of the conveyor. The drawings of assemblies and drive shaft and the side of the frame.

KEYWORDS

Belt conveyor, slide plate, large slope, conveyor belt.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAVELKA, R. *Pásový dopravník s velkým sklonem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 47 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Milan Řezníček.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Milana Řezníčka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Radim Pavelka



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval všem za cenné informace, rady a doporučení, zejména svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Milanu Řezníčkovi.



Obsah

Úvod	9
1 Cíle práce	10
2 Koncepce návrhového řešení	11
2.1 Nosný rám	11
2.2 Pohon pásových dopravníků	12
2.3 Napínání dopravního pásu	13
2.4 Kluzné desky a pás	13
3 Výpočet	15
3.1 Zadané parametry	15
3.2 Parametry štípacího stroje	15
3.3 Návrh dopravního pásu	15
3.3.1 Objemový dopravní výkon	15
Objem štípaného dřeva	15
3.3.2 Hmotnostní dopravní výkon	16
3.3.3 Hmotnost nákladu na 1m délky pásu	16
3.3.4 Obsah náplně dopravníku	16
3.4 Hnací síla	17
3.4.1 Hlavní odpor	17
3.4.2 Vedlejší odpory	17
3.4.3 Přídavné odpory	19
3.4.4 Odpor k překonání dopravní výšky	19
3.4.5 Obvodová hnací síla	20
3.5 Provozní výkon, volba pohonu	20
3.5.1 Provozní výkon na poháněcím bubnu	20
3.5.2 Provozní výkon poháněcího motoru	20
3.5.3 Volba pohonu	21
3.6 Síly v pásu	21
3.6.1 Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	21
3.6.2 Tahová síla v pásu	22
3.6.3 Napínací síla pro pohon na podávacím konci dopravníku	22
3.6.4 Skutečná velikost síly v nosné větvi F_1 a síly ve vratné větvi F_2	23
3.6.5 Kontrola obvodové síly	24
3.7 Kontrolní výpočty	24
3.7.1 Pevnostní kontrola v pásu	24
3.7.2 Průměrný tah v pásu na buben	24



3.7.3	Vektorový součet tahů v pásu.....	24
4	Návrhový výpočet napínacího mechanismu.....	25
4.1	Kontrola na vzpěr.....	25
4.1.1	Plocha průřezu závitové tyče.....	25
4.1.2	Moment setrvačnosti závitové tyče.....	25
4.1.3	Poloměr setrvačnosti průřezu závitové tyče.....	25
4.1.4	Štíhlostní poměr.....	25
4.2	Kontrola tlaku na závitovou tyč.....	26
4.3	Kontrola otláčení závitů matice.....	26
5	Kontrola hřídele na ohyb.....	28
5.1	Zatížení hnacího hřídele.....	28
5.2	Výpočet reakcí, velikost a průběh momentů v ose X.....	29
5.3	Výpočet reakcí, velikost a průběh momentů v ose Y.....	31
5.4	Celkový výpočet momentů a sil v podporách.....	33
5.4.1	Celkový průběh momentů v průřezech I, II, III.....	34
5.4.2	Celkové síly v podporách.....	34
5.5	Výpočet únavové pevnosti.....	35
5.5.1	Kontrola průřezu I.....	35
5.5.2	Kontrola průřezu II.....	37
5.5.3	Kontrola průřezu III.....	39
5.5.4	Kontrola bezpečností.....	39
6	Kontrola trvanlivosti ložisek.....	40
	Závěr.....	41
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	43
	Seznam příloh.....	47



ÚVOD

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Pásové dopravníky jsou mechanické dopravníky, které se skládají zpravidla z nosné konstrukce stroje, na které jsou upevněny válečky nebo kluzné desky, které tvoří pojezdovou dráhu pro pohyblivý pás.

Jsou vhodné pro dopravu jak sypkých, tak kusových materiálů, a to ve směru vodorovném, šikmém a ve zvláštních případech i strmém a svislém. [1] str. 158.

ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

a) podle provedení nosné konstrukce

- stabilní - nosná konstrukce je pevně ukotvena
- pojízdné - pro krátké dopravní délky a malé dopravní množství
- přestavitelné - pro velké rychlosti a různě velké dopravní vzdálenosti

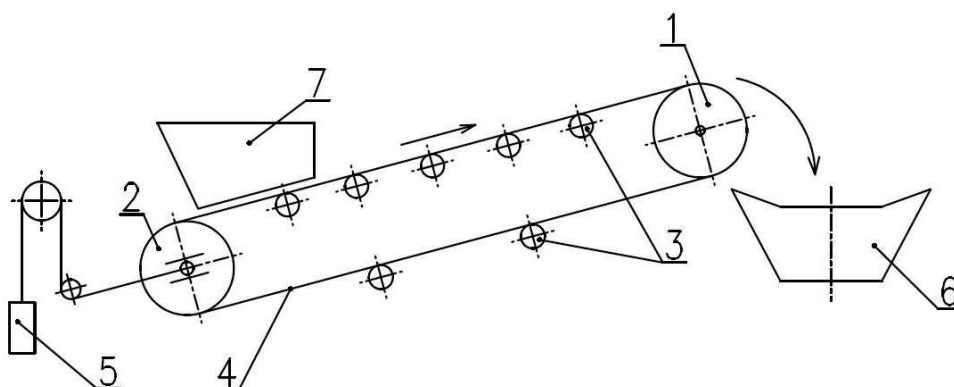
b) podle druhu materiálu dopravního pásu

- pryžový
- PVC
- ocelový
- pletivový

c) podle sklonu a tvaru trasy dopravníku

- vodorovné
- šikmé
- lomené

HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku [4]; 1 - hnací buben, 2 - hnáný buben, 3 - nosné válečky nebo kluzná deska, 4 - pás, 5 - napínací stanice, 6 - výsypka, 7 - násypka



1 CÍLE PRÁCE

Cílem bakalářské práce je návrh pásového dopravníku s velkým sklonem, který je součástí stroje na štípání palivového dřeva. Pásový dopravník bude sloužit k vynášení rozštípaného dřeva např. do kontejneru. Navrhované řešení je provedeno s ohledem na provozní spolehlivost, konstrukční jednoduchost a s minimálními nároky na údržbu. Řešení je provedeno optimálně i z pohledu ekonomického, aby zbytečné předimenzování dílů neprodražovalo celé zařízení.

K dosažení výše uvedených cílů je tedy třeba provést vlastní návrh řešení, výpočet zatěžujících sil, návrh pohonu a napínací síly, pevnostní výpočet hřídele bubnu, napínacího mechanismu a výpočet ložisek. Součástí mé práce je zpracovat výkresovou dokumentaci navrženého řešení, která obsahuje celkovou sestavu a výrobní výkresy hnacího bubnu s hřídelí a bočnice nosné konstrukce.



2 KONCEPCE NÁVRHOVÉHO ŘEŠENÍ

Při návrhu vlastního dopravního pásu pro dopravu palivového dřeva je vycházeno ze zadání, požadavku použití a z možnosti napojení ke štípacímu stroji a jeho štípacího výkonu.

Nosná konstrukce dopravního pásu je proto navržena jako samonosná s pouzdry pro kyvné uchycení pomocí čepů na štípací stroj. Toto uložení umožní pomocí lankového uchycení na straně výpadu nastavení sklonu dopravního pásu až do sklonu 45°.

Pohon dopravního pásu je navržen na straně násypu, tedy na spodní straně. Je to z důvodu možnosti napojení na pohon vlastní štípačky dřeva. V této práci je pro pohánění dopravního pásu navržena samostatný pohon – převodovka s elektromotorem nasunutá na hřídel bubny se zachycením kroutícího momentu do nosné konstrukce dopravníku.

Napínání pásu je na straně výpadu a je řešeno pomocí napínacích šroubů a kluzným uložením ložiskových domečků.

Pro vynášení naštípaného dřeva slouží pryžový pás opatřený unašeči zabraňující sesunutí dopravovaného materiálu. Horní větev pryžového pásu je podepřena kluznými deskami z plastu. Na nosný rám je přišroubováno boční vedení zabraňující vypadávání dřeva z pásu. Spodní větev pásu je kryta bezpečnostním krytem. Vlastní konstrukční řešení rámu a uložení bubnů zohledňuje výměnu pásu, která by se prováděla slepením.

Celý dopravník je opatřen ochranným nátěrem proti korozi.

2.1 NOSNÝ RÁM

Nosný rám je šroubovaný a je složen ze dvou bočnic ohnutých z plechu do profilu U o tloušťce 4 mm. Mezi bočnicemi jsou přišroubované příčnický s otvory pro uchycení kluzných desek. Nosný rám je opatřen otvory pro přišroubování ložiskových těles hnacího bubnu a vedením pro kluzné uložení napínacího bubnu. Na horní přírubě u nosného U profilu jsou otvory pro uchycení bočního vedení, na spodní přírubě pro uchycení bezpečnostního krytu.



Obr. 2 Nosný rám



2.2 POHON PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Pohon je nasunut na hnací buben a potřebná tažná síla na pás dopravníku je přenášena třením mezi pásem a bubnem. Pohon musí být schopen zvládnout krátkodobý rozběh zaplněného dopravníku.

Pro navržený pásový dopravník byl zvolen pohon: plochá čelní převodovka s dutou hřídelí a asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko a vlastním chlazením od firmy NORD. Podle vypočteného výkonu a výstupních otáček je zvolen typ: SK 0182 NBAB – 80L/4 – RLS. Zachycení reakce od kroucího momentu je pomocí konzoly na nosném rám přes silenbloky.

Proti zpětnému chodu zatíženého pásu při náhodném vypnutí je pohon vybaven rohatkou se západkou.

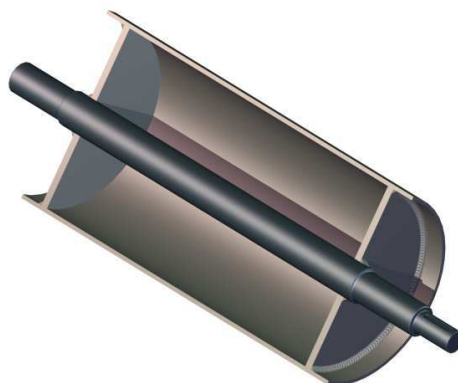
Parametry:

- výkon $P = 0,75 \text{ kW}$
- kroucí moment $M_2 = 49 \text{ Nm}$
- otáčky $n = 145 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr $i = 9,49$



Obr. 3 Elektromotor s čelní převodovkou firmy NORD [8]

Buben je navržen svařovaný, složený z hřídele, čel a pláště bubnu. Po svaření je celý buben obráběný. Hnací buben je uložen v ložiskových tělesech s kuličkovými ložisky firmy NTN – typ S-UCF a SM-UCF. Hřídel bubnu je zatížena napínací silou a silou od hmotnosti pohonu a kroucím momentem. V jednotlivých průřezech na hřídeli je provedena kontrola napětí s ohledem na vruby.



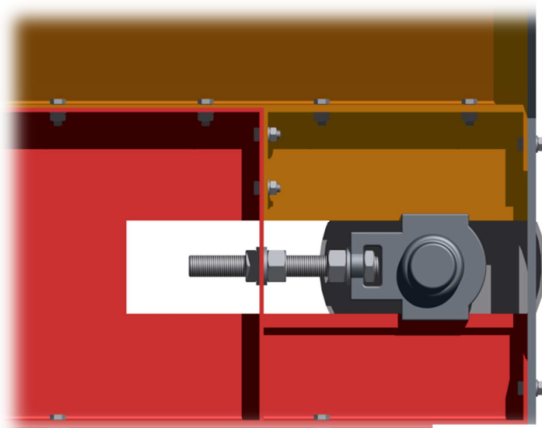
Obr. 4 Řez hnací hřídelem



2.3 NAPÍNÁNÍ DOPRAVNÍHO PÁSU

Napínání je navrženo pomocí napínacích šroubů a kluzného vedení ložiskových těles. Hnaný buben je uložen v ložiskových tělesech s drážkou a závěsem pro napínací závitovou tyč zajištěnou maticemi. U závitových tyčí byla provedena kontrola na prostý tlak a kontrola na otláčení závitů v maticích. Ložisková tělesa jsou od firmy NTN – typ SM-UCT.

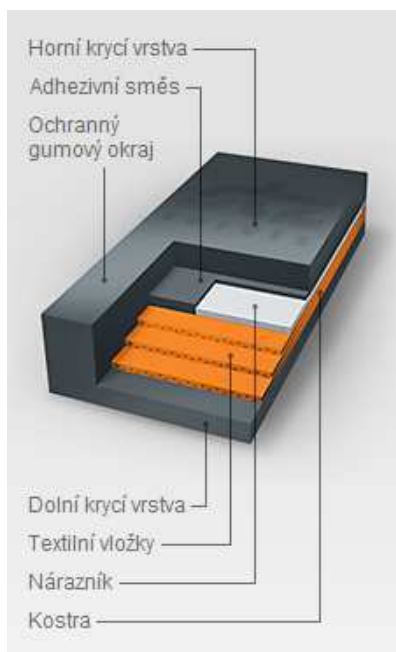
Buben je navržen svařovaný, složený z hřídele, čel a pláště bubnu. Po svaření je celý buben obráběný.



Obr. 5 Napínací ustrojí

2.4 KLUZNÉ DESKY A PÁS

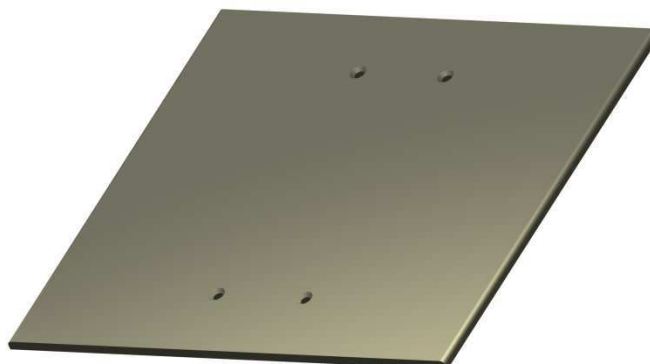
Pro navržený pásový dopravník je zvolen pryžový pás EP 250/2-400/3+2/AA od firmy GUMEX. Pevnost 250 N/mm, počet vložek 2, šířka 400mm. Krycí vrstvy 3+2mm. Na pás jsou přišroubovány plechové unášče z ohýbaného plechu z nerezové oceli.



Obr. 6 Řez pryžový pásem [9]



Pryžový pás je podložen kluznými deskami z plastu od firmy Belt Plast - typ S1000 s dobrými kluznými vlastnostmi a odolností proti opotřebení. Součinitel tření mezi pryží a plastem $f = 0,2$.



Obr. 7 Kluzná deska od firmy Belt Plast



3 VÝPOČET

3.1 ZADANÉ PARAMETRY

Vzdálenost os bubnů	$L = 3000 \text{ mm}$
Rychlost	$v = 1,5 \text{ m/s}$
Dopravovaný materiál	štípané dřevo
Sklon pásového dopravníku	$\delta = 45^\circ$

3.2 PARAMETRY ŠTÍPACÍHO STROJE

Hustotu dřeva dubu	$\rho_{DUB} = 800 \text{ kg/m}^3$
Délka kmenu	$l_K = 2 \text{ m}$
Průměr kmenu	$D_K = 0,2 \text{ m}$
Čas rozštípaní	$t = 11 \text{ s} = 3,056 \cdot 10^{-3} \text{ h}$



Obr. 8 Štípané dřevo [12]

3.3 NÁVRH DOPRAVNÍHO PÁSU

3.3.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

Pro výpočet dopravního pásu je potřeba vypočítat dopravní výkon, který musí být stejný nebo vyšší než je výkon štípacího stroje. Výpočet je proveden dle [5].

OBJEM ŠTÍPANÉHO DŘEVA

$$V = \frac{\pi \cdot D_K^2}{4} \cdot l_K \quad [m^3] \quad (1)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 2 = 0,0628 \text{ m}^3$$

$$V = 0,063 \text{ m}^3$$

- kde: $D_K = 0,2 \text{ m}$ - průměr kmenu
 $l_K = 2 \text{ m}$ - délka kmenu



OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON ŠTÍPACÍHO STROJE

$$I_{VS} = \frac{V}{t} \quad [m^3/s] \quad (2)$$

$$I_{VS} = \frac{0,063}{11} = 5,72 \cdot 10^{-3} m^3/s$$

$$I_{VS} = 5,7 \cdot 10^{-3} m^3/s$$

- kde: $V = 0,063 m^3$ - objem dřeva, dle vzorce (1)
 $t = 11s = 3,056 \cdot 10^{-3} h$ - čas rozštípání

OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

- volena rezerva 40%

$$I_V = I_{VS} + I_{VS} \cdot 0,4 \quad [m^3/s] \quad (3)$$

$$I_V = 5,7 \cdot 10^{-3} + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 = 7,98 \cdot 10^{-3} m^3/s$$

$$I_V = 8 \cdot 10^{-3} m^3/s$$

- kde: $I_{VS} = 5,7 \cdot 10^{-3} m^3/s$ – objemový dopravní výkon, dle vzorce (2)

3.3.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_V \cdot \rho_{DUB} \quad [kg/s] \quad (4)$$

$$I_m = 8 \cdot 10^{-3} \cdot 800$$

$$I_m = 6,4 kg/s \quad (23 t/h)$$

- kde: $I_V = 8 \cdot 10^{-3} m^3/s$ - objemový dopravní výkon, dle vzorce (3)
 $\rho_{DUB} = 800 kg/m^3$ - hustotu dřeva dubu

3.3.3 HMOTNOST NÁKLADU NA 1M DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{I_m}{v} \quad [kg/m] \quad (5)$$

$$q_G = \frac{6,4}{1,5} = 4,26 kg/m$$

$$q_G = 4,3 kg/m$$

- kde: $I_m = 6,4 kg/s$ - hmotnostní dopravní výkon, dle vzorce (4)
 $v = 1,5 m/s$ - rychlost dopravního pásu

3.3.4 OBSAH NÁPLNĚ DOPRAVNÍKU

$$S = \frac{I_V}{v} \quad [m^2] \quad (6)$$

$$S = \frac{8 \cdot 10^{-3}}{1,5} = 5,33 m^2$$

$$S = 5,3 \cdot 10^{-3} m^2$$

- kde: $I_V = 8 \cdot 10^{-3} m^3/s$ - objemový dopravní výkon, dle vzorce (3)
 $v = 1,5 m/s$ - rychlost dopravního pásu

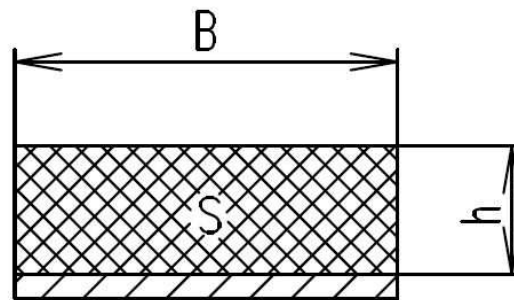

VÝPOČET PRŮMĚRNÉ VÝŠKY VRSTVY DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

$$h = \frac{S}{B} \quad [m] \quad (7)$$

$$h = \frac{5,3 \cdot 10^{-3}}{0,4} = 0,01325 \text{ m}$$

$$h = 0,013 \text{ m}$$

- kde: $S = 5,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ - obsah náplně dopravníku, dle vzorce (6)
 $B = 0,4 \text{ m}$ - šířka pásu, volena ze zdroje (Tab. 1)



Obr. 9 Průřez náplně dopravníku, zdroj

Tab. 1 – Základní rozměry voleného pásu, zdroj [10]

Obj. kód	Typ / počet vložek	Šířka (mm) / krycí vrstvy (mm) / kategorie	Síla (mm)	Minimální průměr hnacího bubnu (mm)	Hmotnost (kg/bm)	Balení (info)	Jednotka (Mj.)	Cena (Kč)*
0865041	EP 250/2	400 / 3+2 / AA	6,8	200	3,7	100/200/400	bm	408,00

3.4 HNACÍ SÍLA

3.4.1 HLAVNÍ ODPOR

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad [N] \quad (8)$$

$$F_H = 0,2 \cdot 3 \cdot 9,81 \cdot [(2 \cdot 3,7 + 4,3) \cdot \cos 45^\circ] = 48,69 \text{ N}$$

$$F_H = 48,7 \text{ N}$$

- kde: $f = 0,2$ - součinitel tření mezi pásem a deskou, ze zdroje [11]
 $L = 3 \text{ m}$ - vzdálenost os bubnů, dle zadání
 q_{RO}, q_{RU} - hmotnost rotujících válečků nezahrnuji, protože se jedná o kluznou desku
 $q_G = 4,3 \text{ kg/m}$ - hmotnost nákladu na 1m délky pásu, dle vzorce (5)
 $q_B = 3,7 \text{ kg/bm} = 3,7 \text{ kg/m}$ - hmotnost 1m dopravního pásu, zdroj (Tab. 1)

3.4.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad [N] \quad (9)$$

$$F_N = 9,6 + 0,4 + 21,6 + 0,9$$

$$F_N = 32,5 \text{ N}$$

- kde: $F_{bA} = 9,6 \text{ N}$ - odpor setrvačnosti sil v místě nakládání a v oblasti urychlování, dle vzorce (10)



$F_f = 0,4 N$ - odpor tření mezi dopravní hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování, dle vzorce (12)

$F_l = 21,6 N$ - odpor ohybu pásu na bubnech, dle vzorce (13)

$F_t = 0,8 N$ - odpor ohybu pásu na bubnech, dle vzorce (14)

ODPORY SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho_{DUB} \cdot (v - v_o) \quad [N] \quad (10)$$

$$F_{bA} = 8 \cdot 10^{-3} \cdot 800 \cdot (1,5 - 0) = 9,6 N$$

- kde: $I_V = 8 \cdot 10^{-3} m^3/s$ - objemový dopravní výkon, dle vzorce (3)
 $\rho_{DUB} = 800 kg/m^3$ - hustotu dřeva dubu, uvažované parametry stroje
 $v = 1,5 m/s$ - rychlost dopravního pásu, zadané parametry stroje
 $v_o = 0 m/s$ - počáteční rychlost dopravního pásu

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVNÍ HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho_{DUB} \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v - v_o}{2}\right)^2 b_1^2} \quad [N] \quad (11)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 800 \cdot 9,81 \cdot 0,3}{\left(\frac{1,5 - 0}{2}\right)^2 \cdot 0,472^2} = 0,36 N$$

$$F_f = 0,4 N$$

- kde: $\mu_2 = 0,5$ až $0,7$ voleno $\mu_2 = 0,6$ - součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi, ze zdroje [5] str. 12.
 $I_V = 8 \cdot 10^{-3} m^3/s$ - objemový dopravní výkon, dle vzorce (3)
 $\rho_{DUB} = 800 kg/m^3$ - hustotu dřeva dubu, uvažované parametry stroje
 $l_{b,min} = 0,3 m$ - urychlovací délka, dle vzorce (12)
 $v = 1,5 m/s$ - rychlost dopravního pásu, zadané parametry stroje
 $v_o = 0 m/s$ - počáteční rychlost dopravního pásu
 $b_1 = 0,472 m$ - světlá šířka bočního vedení, volena

URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_{b,min} = \frac{v^2 - v_o^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad [m] \quad (12)$$

$$l_{b,min} = \frac{1,5^2 - 0}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 0,19 m \rightarrow \text{voleno } 0,3m$$

- kde: $\mu_1 = 0,5$ až $0,7$ voleno $\mu_1 = 0,6$ - součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem, ze zdroje [5] str. 12.
 $v = 1,5 m/s$ - rychlost dopravního pásu, zadané parametry stroje
 $v_o = 0 m/s$ - počáteční rychlost dopravního pásu


ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_l = 9 \cdot B \left(140 + 0,01 \frac{F}{B} \right) \frac{d}{D} \quad [N] \quad (13)$$

$$F_l = 9 \cdot 0,4 \left(140 + 0,01 \frac{2000}{0,4} \right) \frac{0,0068}{0,215} = 21,63 \text{ N}$$

$$F_l = 21,6 \text{ N}$$

- kde: $B = 0,4 \text{ m}$ - šířka pásu, zdroj (Tab. 1)
 $F = 2000 \text{ N}$ - průměrný tah v pásu na bubnu, voleno
 $d = 6,8 \text{ mm} = 0,0068 \text{ m}$ - síla pásu, zdroj (Tab. 1)
 $D = 0,215 \text{ m}$ - průměr bubnu, voleno

ODPOR V LOŽISKU BUBNU

$$F_t = 0,005 \frac{d_o}{D} F_T \quad [N] \quad (14)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,035}{0,215} \cdot 1050 = 0,8546 \text{ N}$$

$$F_t = 0,9 \text{ N}$$

- kde: $B = 0,4 \text{ m}$ - šířka pásu, zdroj (Tab. 1)
 $F = 2000 \text{ N}$ průměrný tah v pásu na bubnu, voleno
 $d_o = 0,035 \text{ m}$ - průměr hřídele v ložisku, ze zdroje [7]
 $D = 0,215 \text{ m}$ - průměr bubnu, ze zdroje [2]
 $F_T = 1050 \text{ N}$ - vektorový součet tahů v pásu, voleno

3.4.3 PŘÍDAVNÉ ODPORY

$$F_S = F_{gl}$$

$$F_S = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho_{DUB} \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad [N] \quad (15)$$

$$F_S = \frac{0,6 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 800 \cdot 9,81 \cdot 3,1}{1,5^2 \cdot 0,472^2} = 1,864 \text{ N}$$

$$F_S = 1,9 \text{ N}$$

- kde: F_{gl} - odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
 $\mu_2 = 0,5$ až $0,7$ voleno $\mu_2 = 0,6$ - součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi, ze zdroje [5]
 $I_V = 8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ - objemový dopravní výkon, dle vzorce (3)
 $\rho_{DUB} = 800 \text{ kg/m}^3$ - hustotu dřeva dubu, uvažované parametry stroje
 $l = 3,1 \text{ m}$ - délka bočního vedení, volena
 $v = 1,5 \text{ m/s}$ - rychlost dopravního pásu, zadané parametry stroje
 $b_1 = 0,472 \text{ m}$ - světlá šířka bočního vedení, volena

3.4.4 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{st} = q_G \cdot H \cdot g \quad [N] \quad (16)$$

$$F_{st} = 4,3 \cdot 2,1 \cdot 9,81 = 88,58 \text{ N}$$

$$F_{st} = 88,6 \text{ N}$$



- kde: $q_G = 4,3 \text{ kg/m}$ - hmotnost nákladu na 1m délky pásu, dle vzorce (5)
 $H = 2,1 \text{ m}$ - dopravní výška dopravníku, dle vzorce (17)

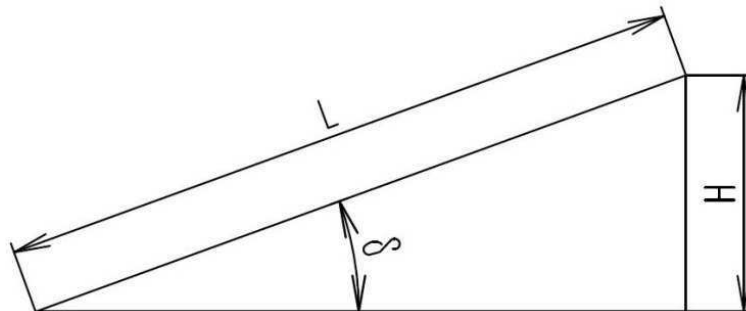
DOPRAVNÍ VÝŠKA DOPRAVNÍKU

$$H = L \cdot \sin\delta \quad [m] \quad (17)$$

$$H = 3 \cdot \sin 45^\circ$$

$$H = 2,1 \text{ m}$$

- kde: $L = 3 \text{ m}$ – vzdálenost os bubnů, zadané parametry stroje
 $\delta = 45^\circ$ - sklon dopravního pásu, zadané parametry stroje



Obr. 10 Dopravní výška dopravníku

3.4.5 OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_U = F_H + F_N + F_S + F_{St} \quad [N] \quad (18)$$

$$F_U = 48,7 + 32,5 + 1,9 + 88,6 = 171,6 \text{ N}$$

- kde: $F_H = 48,7 \text{ N}$ - hlavní odpor, dle vzorce (8)
 $F_N = 32,5 \text{ N}$ - vedlejší odpor, dle vzorce (9)
 $F_S = 1,9 \text{ N}$ - přídavné odpory, dle vzorce (15)
 $F_{St} = 88,6 \text{ N}$ - odpor k překonání dopravní výšky, dle vzorce (16)

3.5 PROVOZNÍ VÝKON, VOLBA POHONU

3.5.1 PROVOZNÍ VÝKON NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \quad [W] \quad (19)$$

$$P_A = 171,6 \cdot 1,5 = 257,4 \text{ W}$$

$$P_A = 258 \text{ W}$$

- kde: $F_U = 171,6 \text{ N}$ - obvodová hnací síla, dle vzorce (18)
 $v = 1,5 \text{ m/s}$ - rychlost dopravního pásu, zadané parametry stroje

3.5.2 PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad [W] \quad (20)$$

$$P_M = \frac{258}{0,98} = 263,2 \text{ W}$$

$$P_M = 0,27 \text{ kW}$$



- kde: $P_A = 258 \text{ W}$ - provozní výkon, dle vzorce (19)
 $\eta_1 = 0,98$ - účinnost převodů, ze zdroje [8]

3.5.3 VOLBA POHONU

Podle vypočítaného provozního výkonu poháněcího motoru P_M a s ohledem na rozběh zaplněného dopravníku je zvolen motor s převodovou skříní, NORD z [8]

Typ: SK 0182NB – 80L/4

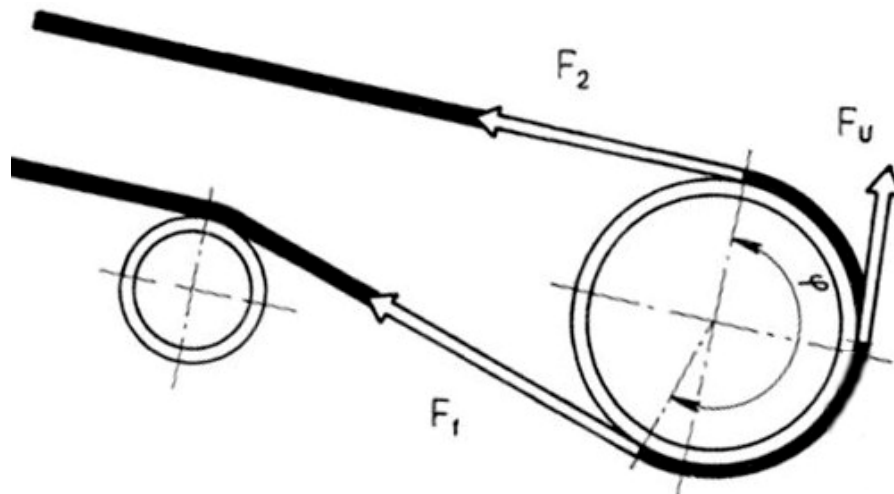
Výkon motoru: 0,75 kW



Obr. 11 Pohon od firmy NORD [8]

3.6 SÍLY V PÁSU

3.6.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU



Obr. 12 Tahové síly působící v pásu [5]

MAXIMÁLNÍ VÝSTUPNÍ MOMENT PŘEVODOVKY PŘI ROZBĚHU

$$M_{2,max} = 2,1 \cdot M_2 \quad [N/m] \quad (21)$$

$$M_{2,max} = 2,1 \cdot 49 = 103 \text{ N/m}$$

- kde: $M_{2,max}/M_2 = 2,1$ - ze zdroje [8]
 $M_2 = 42 \text{ N}$ - výstupní moment převodovky, ze zdroje [8]



MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA

$$F_{U,max} = \frac{M_{2,max}}{\frac{D}{2}} \quad [N] \quad (22)$$

$$F_{U,max} = \frac{103}{\frac{0,215}{2}}$$

$$F_{U,max} = 1004,7 N$$

- kde: $M_{2,max} = 103 N/m$ – maximální obvodová síla, dle vzorce (21)
 $D = 0,215 m$ – průměr bubnu, voleno ze zdroje [2]

MINIMÁLNÍ SÍLA PŘEDPĚTÍ PÁSU

$$F_{2,min} = F_{U,max} \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad [N] \quad (23)$$

$$F_{2,min} = 1004,7 \cdot 1,143 = 1148,37 N$$

$$F_{2,min} = 1148,4 N$$

- kde: $F_{U,max} = 1004,7 N$ – maximální obvodová síla, dle vzorce (22)
 e - základ přirozených logaritmů
 $\mu = 0,2$ - součinitel tření, ze zdroje [5] str. 13
 $\varphi = 180^\circ = 3,14 rad$ - úhel opásání bubnu

3.6.2 TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} = F_{t1} = F_{U,max} \left(\frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) \quad [N] \quad (24)$$

$$F_{max} = F_{t1} = 1004,7 \cdot (1,143 + 1) = 2153,07 N$$

$$F_{t1} = 2153 N$$

- kde: $F_{U,max} = 1004,7 N$ – maximální obvodová síla, dle vzorce (22)
 e - základ přirozených logaritmů
 $\mu = 0,2$ - součinitel tření, ze zdroje [5] str. 13
 $\varphi = 180^\circ = 3,14 rad$ - úhel opásání bubnu

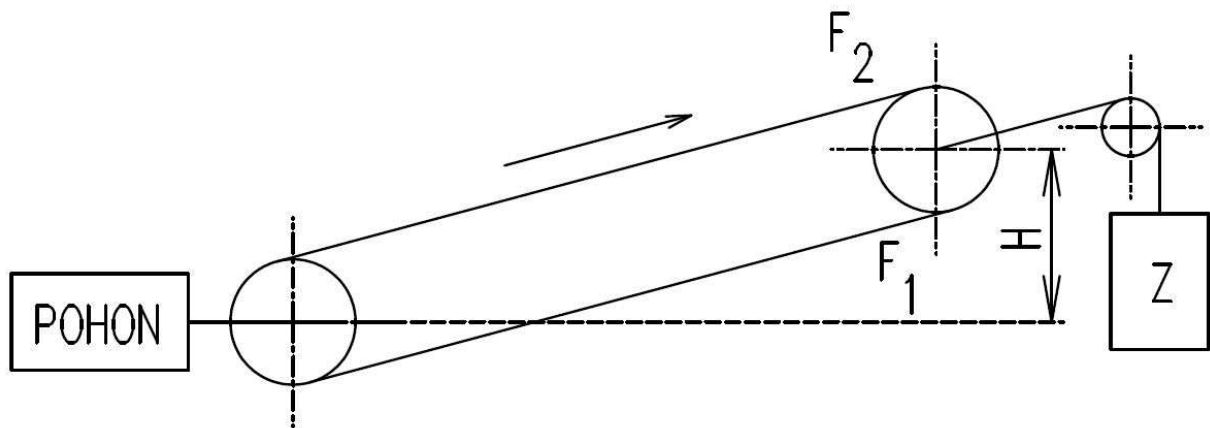
3.6.3 NAPÍNACÍ SÍLA PRO POHON NA PODÁVACÍM KONCI DOPRAVNÍKU

Výpočet je proveden dle [6, str. 22].

$$Z_Z = 2 \cdot (F_{t1} + q_B \cdot H \cdot g) \quad [N] \quad (25)$$

$$Z_Z = 2 \cdot (2153 + 3,7 \cdot 2,1 \cdot 9,81) = 4458,4 N$$

- kde: $F_{t1} = 2153 N$ – tahová síla v pásu, dle vzorce (24)
 $q_B = 3,7 kg/bm = 3,7 kg/m$ - hmotnost 1m dopravního pásu, zdroj (Tab. 1)
 $H = 2,1 m$ - dopravní výška dopravníku, dle vzorce (17)



Obr. 13 Doprava nahoru, pohon na podávacím konci [6]

Aby nedošlo k proklouznutí mezi bubnem a pásem, je zvýšena napínací síla o 10%.

$$\begin{aligned}
 Z &= Z_Z + Z_Z \cdot 0,1 \quad [N] \\
 Z &= 4458,4 + 4458,4 \cdot 0,1 = 4904,24 \text{ N} \\
 Z &= 4904,2 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{26}$$

3.6.4 SKUTEČNÁ VELIKOST SÍLY V NOSNÉ VĚTVI F_1 A SÍLY VE VRATNÉ VĚTVI F_2

Z napínací síly Z je zpětně určena velikost síly F_1 a F_2 dle vzorců [6] str. 23.

SÍLA V NOSNÉ VĚTVI F_1

$$\begin{aligned}
 F_1 &= \frac{Z}{2} - q_B \cdot H \quad [N] \\
 F_1 &= \frac{4904,2}{2} - 3,7 \cdot 2,1 = 2444,33 \text{ N} \\
 F_1 &= 2444,3 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{27}$$

SÍLA VE VRATNÉ VĚTVI F_2

$$\begin{aligned}
 F_2 &= \frac{Z}{2} - F_{U,max} - q_B \cdot H \quad [N] \\
 F_2 &= \frac{4904,2}{2} - 1004,7 - 3,7 \cdot 2,1 = 2444,63 \text{ N} \\
 F_2 &= 1439,6 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{28}$$

- kde: $Z = 4904,2 \text{ N}$ - napínací síla, dle vzorce (26)
 $F_{U,max} = 1004,7 \text{ N}$ - maximální obvodová síla, dle vzorce (22)
 $q_B = 3,7 \text{ kg/bm} = 3,7 \text{ kg/m}$ - hmotnost 1m dopravního pásu, zdroj (Tab. 1)
 $H = 2,1 \text{ m}$ - dopravní výška dopravníku, dle vzorce (17)



3.6.5 KONTROLA OBVODOVÉ SÍLY

$$F_2 \geq F_{2,min} \quad (29)$$

$$1439,6 \geq 1148,4 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

- kde: $F_{2,min} = 1148,4 \text{ N}$ - minimální síla předpětí pásu, dle vzorce (23)
 $F_2 = 1436,6 \text{ N}$ – síla ve vratné větvi, dle vzorce (28)

3.7 KONTROLNÍ VÝPOČTY

3.7.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA V PÁSU

$$F_{DP} = R_{mp} \cdot B \quad [N]$$

$$F_{DP} = 250 \cdot 400$$

$$F_{DP} = 100000 \text{ N} \quad (30)$$

$F_{DP} \geq F_{max}$
 $100000 \text{ N} \geq 2153 \text{ N} \rightarrow \text{navržený pás vyhovuje}$

- kde: $R_{mp} = 250 \text{ N/mm}$ - pevnost pásu, zdroj (Tab. 1)
 $B = 0,4 \text{ m}$ - šířka pásu, zdroj (Tab. 1)
 F_{DP} - dovolená síla v pásu
 $F_{max} = 2153 \text{ N}$ – maximální tahová síla v pasu, dle vzorce (24)

3.7.2 PRŮMĚRNÝ TAH V PÁSU NA BUBEN

$$F = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad [N] \quad (31)$$

$$F = \frac{2444,3 + 1439,6}{2} = 1941,95 \text{ N}$$

$$F = 1942 \text{ N} \approx 2000 \text{ N}$$

- kde: $F_1 = 2444,3 \text{ N}$ - síla v nosné větvi, dle vzorce (27)
 $F_2 = 1439,6 \text{ N}$ - síla ve vratné větvi, dle vzorce (28)

Ve vzorci (13) je počítáno s hodnotou 2000N.

3.7.3 VEKTOROVÝ SOUČET TAHŮ V PÁSU

$$F_T = F_1 - F_2 \quad [N] \quad (32)$$

$$F_T = 2444,3 - 1439,6 = 1004,7 \text{ N}$$

$$F_T = 1005 \text{ N} \approx 1050 \text{ N}$$

- kde: $F_1 = 2444,3 \text{ N}$ - síla v nosné větvi, dle vzorce (27)
 $F_2 = 1439,6 \text{ N}$ - síla ve vratné větvi, dle vzorce (28)

Ve vzorci (14) je počítáno s hodnotou 1050N.



4 NÁVRHOVÝ VÝPOČET NAPÍNACÍHO MECHANISMU

Šroub v napínacím mechanismu je namáhán na otláčení závitů matice a na vzpěr. Musí se kontrolovat vzpěrná pevnost. Proto je třeba určit štíhlost závitové tyče.

Dle [2] str. 357 jsou voleny 2 šrouby ČSN EN 24014 – M 20 x 180.

4.1 KONTROLA NA VZPĚŘ

4.1.1 PLOCHA PRŮŘEZU ZÁVITOVÉ TYČE

$$S_T = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad [mm^2] \quad (33)$$

$$S_T = \frac{\pi \cdot 16,933^2}{4} = 225,19 \text{ mm}^2$$

$$S_T = 225 \text{ mm}^2$$

- kde: $d_3 = 16,933 \text{ mm}$ - malý průměr závitu, ze zdroje [2] str. 359

4.1.2 MOMENT SETRVAČNOSTI ZÁVITOVÉ TYČE

$$I_X = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad [mm^4] \quad (34)$$

$$I_X = \frac{\pi \cdot 16,933^4}{64} = 40355 \text{ mm}^4$$

- kde: $d_3 = 16,933 \text{ mm}$ - malý průměr závitu, ze zdroje [2] str. 359

4.1.3 POLOMĚR SETRVAČNOSTI PRŮŘEZU ZÁVITOVÉ TYČE

$$i = \sqrt{\frac{I_X}{S_T}} \quad [mm] \quad (35)$$

$$i = \sqrt{\frac{40355}{225}} = 13,39 \text{ mm}$$

$$i = 13 \text{ mm}$$

- kde: $I_X = 40355 \text{ mm}^4$ - moment setrvačnosti, dle vzorce (34)
 $S_T = 225 \text{ mm}^2$ - plocha průřezu závitové tyče, dle vzorce (35)

4.1.4 ŠTÍHLOSTNÍ POMĚR

$$\lambda = \frac{l_o}{i} \quad [-] \quad (36)$$

$$\lambda = \frac{73}{13} = 5,6$$

- kde: $l_o = 73 \text{ mm}$ - redukovaná délka záv. tyče
 $i = 13 \text{ mm}$ - poloměr setrvačnosti průřezu záv. tyče, dle vzorce (35)

Pro $\lambda < 60 \rightarrow$ kontroluje se bezpečnost v prostém tlaku.



4.2 KONTROLA TLAKU NA ZÁVITOVOU TYČ

$$\sigma_t = \frac{Z}{A} \leq \sigma_{D,t} \quad [MPa]$$

$$\sigma_t = \frac{\frac{Z}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^2} = \frac{\frac{4904,2}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{18,376 + 16,933}{2}\right)^2} = 10,01 \text{ MPa} \quad (37)$$

$$\sigma_t = 10 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{D,t}$$

$$4,2 \leq 120 \rightarrow \text{navržený šroub vyhovuje}$$

- kde: $Z = 4904,2 \text{ N}$ - napínací síla, dle vzorce (26)
 $A = 244,8 \text{ mm}^2$ - průřez jádra šroubu, dle vzorce (38)
 $\sigma_D = 120 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v tlaku, ze zdroje [2]

PRŮŘEZ JÁDRA ŠROUBU

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^2 \quad [mm^2] \quad (38)$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{18,376 + 16,933}{2}\right)^2 = 244,8 \text{ mm}^2$$

- kde: $d_2 = 18,376 \text{ mm}$ - střední průměr závitu, ze zdroje [2] str. 359
 $d_3 = 16,933 \text{ mm}$ - malý průměr závitu, ze zdroje [2] str. 359

4.3 KONTROLA OTLAČENÍ ZÁVITŮ MATICE

$$p = \frac{Z}{A_p} \leq p_D \quad [MPa]$$

$$p = \frac{\frac{Z}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{\frac{4904,2}{2}}{\pi \cdot 18,376 \cdot 1,353 \cdot 7,5} = 4,185 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$p = 4,2 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D$$

$$4,2 \leq 90 \rightarrow \text{navržený šroub vyhovuje}$$

- kde: $Z = 4904,2 \text{ N}$ - napínací síla, dle vzorce (26)
 A_p - otláčená plocha závitu matice
 $d_2 = 18,376 \text{ mm}$ - střední průměr závitu, ze zdroje [2] str. 359
 $H_1 = 1,353 \text{ mm}$ - nosná výška závitu, dle vzorce (40)
 $z = 7,2$ - počet závitů matice, dle vzorce (41)
 $p_D = 90 \text{ MPa}$ - dovolený tlak v závitech, ze zdroje [2] str. 54

**NOSNÁ VÝŠKA ZÁVITU**

$$H_1 = \frac{d_0 - d_1}{2} \quad [mm] \quad (40)$$
$$H_1 = \frac{20 - 17,294}{2} = 1,353 \text{ mm}$$

- kde: $d_1 = 20 \text{ mm}$ - malý průměr závitu, ze zdroje [2]
 $d_0 = 17,294 \text{ mm}$ - nosná výška závitu, ze zdroje [2]

POČET ZÁVITŮ MATICE

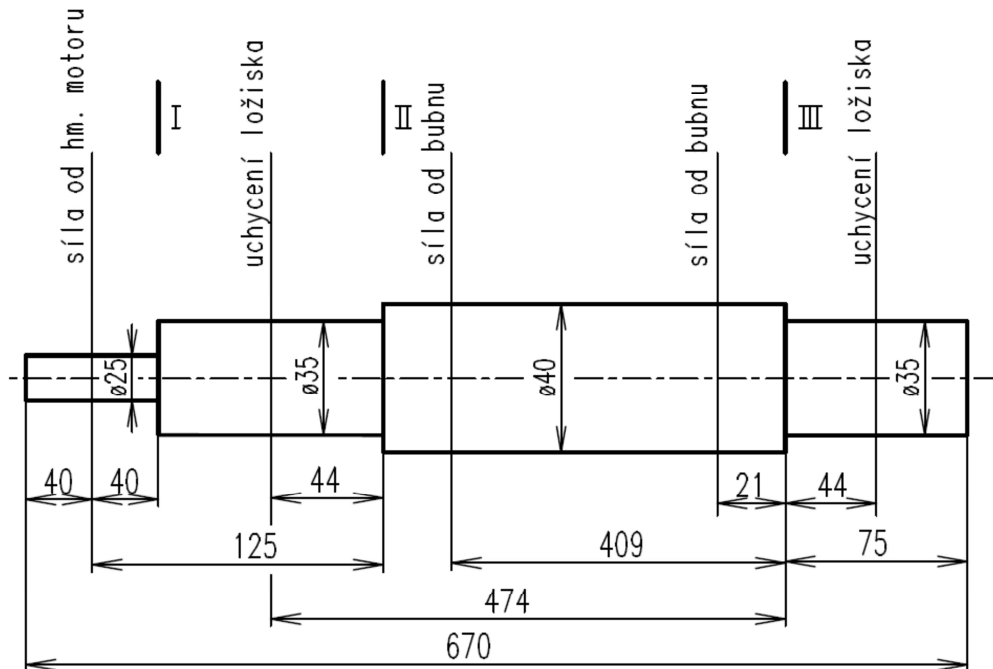
$$z = \frac{m}{P} \quad [-] \quad (41)$$
$$z = \frac{18}{2,5} = 7,2$$

- kde: $m = 18 \text{ mm}$ - výška matice, ze zdroje [2]
 $P = 2,5 \text{ mm}$ - rozteč závitu, ze zdroje [2]



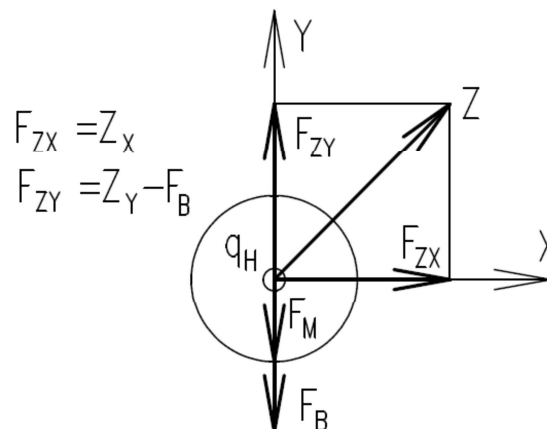
5 KONTROLA HŘÍDELE NA OHYB

Ohybové napětí vzniká od napínací síly bubnu Z , gravitačních sil od hmotnosti bubnu a motoru. Kontrolována je hnací hřídel, je více namáhána než hnaná hřídel.



Obr. 14 Schéma hnacího hřídele

5.1 ZATÍŽENÍ HNACÍHO HŘÍDELE



Obr. 15 Zatížení hnacího hřídele; Z - napínací síla, F_{ZX} , F_{ZY} - síly od napínání, q_H - spojitě zatížení hřídele, F_M - síla od hmotnosti motoru, F_B - síla od hmotnosti bubnu

SÍLY OD NAPÍNÁNÍ

$$\begin{aligned}
 F_{ZX} &= Z \cdot \cos \delta & [N] \\
 F_{ZX} &= 4904,2 \cdot \cos 45^\circ = 3467,8 \text{ N} \\
 F_{ZY} &= 3468 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{42}$$

- kde: $Z = 4904,2 \text{ N}$ - napínací síla, dle vzorce (26)
 $\delta = 45^\circ$ - sklon dopravního pásu, zadané parametry stroje



$$F_{ZY} = Z \cdot \cos \delta - m_B \cdot g = Z \cdot \cos \delta - F_B \quad [N] \quad (43)$$

$$F_{ZY} = 4904,2 \cdot \sin 45^\circ \cdot 14 \cdot 9,81 = 3330,5 \text{ N}$$

$$F_{ZY} = 3331 \text{ N}$$

- kde: $Z = 4904,2 \text{ N}$ - napínací síla, dle vzorce (26)
 $\delta = 45^\circ$ - sklon dopravního pásu, zadané parametry stroje
 $m_B = 14 \text{ kg}$ - hmotnost bubnu
 F_B - síla od hmotnosti bubnu

SÍLA OD HMOTNOSTI MOTORU

$$F_M = m_M \cdot g \quad [N] \quad (44)$$

$$F_M = 12 \cdot 9,81 = 117,7 \text{ N}$$

$$F_M = 118 \text{ N}$$

- kde: $m_M = 12 \text{ kg}$ - hmotnost převodovky a motoru, ze zdroje [8]

SPOJITÉ ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI HŘÍDELE

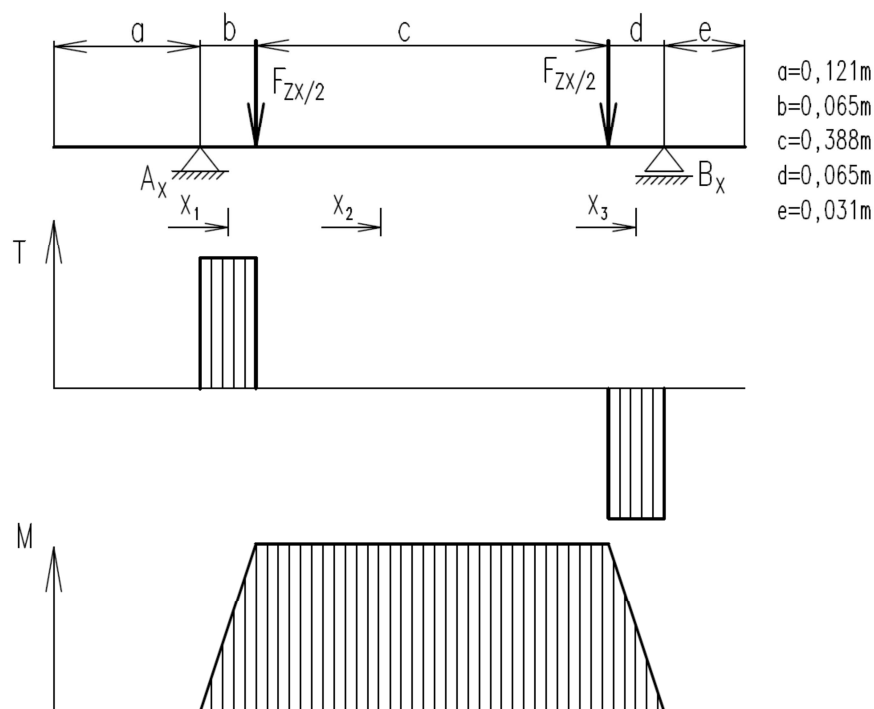
$$q_H = \frac{m_H}{l_H} \cdot g \quad [Nm^{-1}] \quad (45)$$

$$q_H = \frac{5,8}{0,67} \cdot 9,81 = 85,84 \text{ Nm}^{-1}$$

$$q_H = 86 \text{ Nm}^{-1}$$

- kde: $m_H = 5,8 \text{ kg}$ - hmotnost hnací hřídele
 $l_H = 0,67 \text{ m}$ - délka hnací hřídele

5.2 VÝPOČET REAKCÍ, VELIKOST A PRŮBĚH MOMENTŮ V OSE X



Obr. 16 Průběh VVU - hnacího hřídele v ose X


VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

$$\sum F_{iX} = 0 \quad F_{AX} + F_{BX} - F_{ZX} = 0 \quad (46)$$

VÝPOČET MOMENTOVÝCH REAKCÍ

$$\sum M_{iB} = 0 \quad -\frac{F_{ZX}}{2} \cdot (c + d) - \frac{F_{ZX}}{2} \cdot d + F_{AX} \cdot (b + c + d) = 0 \quad (47)$$

VÝPOČET SILOVÉ REAKCE F_{AX} Z ROVNICE (47)

$$F_{AX} = \frac{F_{ZX} \cdot (c + d) + F_{ZX} \cdot d}{2 \cdot (b + c + d)} \quad [N] \quad (48)$$

$$F_{AX} = \frac{3468 \cdot (0,388 + 0,065) + 3468 \cdot 0,065}{2 \cdot (0,065 + 0,388 + 0,065)} = 1734 \text{ N}$$

- kde: $F_{ZX} = 3468 \text{ N}$ - napínací síla, dle vzorce (42)

VÝPOČET SILOVÉ REAKCE F_{BX} Z ROVNICE (46)

$$F_{BX} = F_{ZX} - F_{AX} \quad [N] \quad (49)$$

$$F_{BX} = 3468 - 1734 = 1734 \text{ N}$$

- kde: $F_{ZX} = 3468 \text{ N}$ - napínací síla, dle vzorce (42)
 $F_{AX} = 1734 \text{ N}$ - silová reakce, dle vzorce (48)

VELIKOST A PRŮBĚH MOMENTŮ

$$M_{X1} = F_{AX} \cdot X_1 \quad 0 < X_1 < b$$

$$M_{X2} = F_{AX} \cdot (b + X_2) - \frac{F_{ZX}}{2} \cdot X_2 \quad 0 < X_2 < c$$

$$M_{X3} = F_{AX} \cdot (b + c + X_3) - \frac{F_{ZX}}{2} \cdot (c + X_3) - \frac{F_{ZX}}{2} \cdot X_3 \quad 0 < X_3 < e$$

DOSAZENÍ MEZÍ

$$M_{X1}: M_{(0)} = 0 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$M_{(0,065)} = 1734 \cdot 0,065 = 112,7 \text{ Nm}$$

$$M_{X2}: M_{(0)} = 112,7 \text{ Nm} \quad (51)$$

$$M_{(0,388)} = 1734 \cdot (0,065 + 0,388) - \frac{3468}{2} \cdot 0,388 = 112,7 \text{ Nm}$$

$$M_{X3}: M_{(0)} = 112,7 \text{ Nm}$$

$$M_{(0,388)} = 1734 \cdot (0,065 + 0,388 + 0,065) - \frac{3468}{2} \cdot (0,388 + 0,065) - \frac{3468}{2} \cdot 0,065 = 0 \text{ Nm} \quad (52)$$


MOMENTY V PŘECHODOVÝCH PRŮŘEZECH V OSE X
Průřez I-I

$$M_{OXI} = 0 \text{ Nm} \quad (53)$$

Průřez II-II

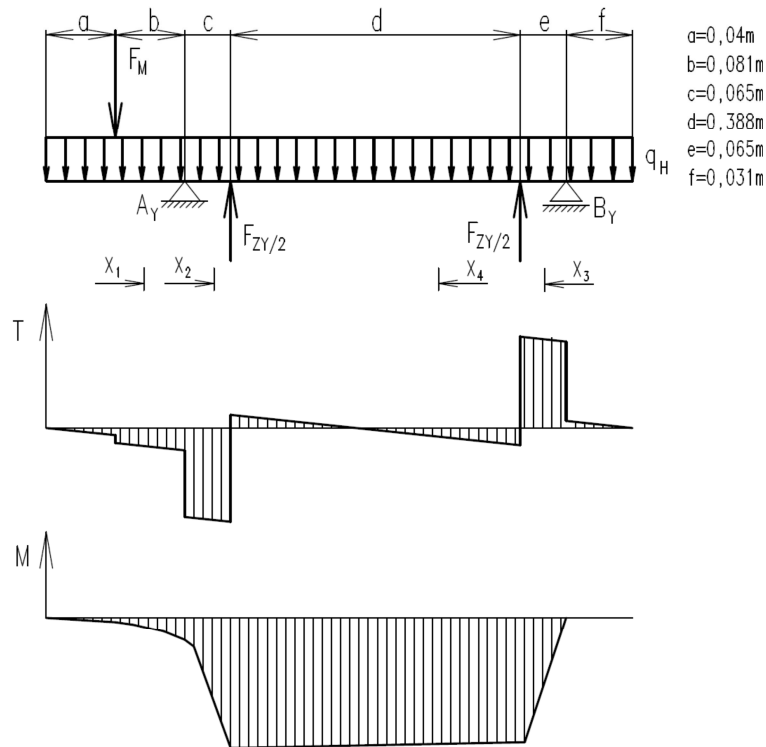
$$M_{OXII} = 1734 \cdot 0,044 = 76,3 \text{ Nm} \quad (54)$$

Průřez III-III

$$M_{OXIII} = 1734 \cdot 0,474 - \frac{3468}{2} \cdot 0,409 - \frac{3468}{2} \cdot 0,021 \quad (55)$$

$$M_{OXIII} = 76,3 \text{ Nm}$$

Vzdálenosti působících sil dle (obr. 14).

5.3 VÝPOČET REAKCÍ, VELIKOST A PRŮBĚH MOMENTŮ V OSE Y


Obr. 17 Průběh VVU - hnacího hřídele v ose Y

VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

$$\sum F_{iY} = 0 \quad -F_{AY} - F_{BY} + F_{ZY} - F_M - \frac{q_H \cdot l_H}{2} = 0 \quad (56)$$

VÝPOČET MOMENTOVÝCH REAKCÍ

$$\begin{aligned} \sum M_{iB} = 0 \quad & -F_M \cdot (b + c + d + e) - F_{AY} \cdot (c + d + e) + \frac{F_{ZY}}{2} \cdot (d + e) + \\ & + \frac{F_{ZY}}{2} \cdot e - q_H \cdot \frac{(l_H - f)^2}{2} + q_H \cdot \frac{f^2}{2} = 0 \end{aligned} \quad (57)$$


VÝPOČET SILOVÉ REAKCE F_{AY} Z ROVNICE (56)

$$F_{AY} = \frac{-2 \cdot F_M \cdot (b + c + d + e) + F_{ZY} \cdot (d + e) + F_{ZY} \cdot e - q_H \cdot (l_H - f)^2 + q_H \cdot f^2}{2 \cdot (c + d + e)} \quad [N]$$

$$F_{AY} = \frac{-2 \cdot 118 \cdot 0,599 + 3331 \cdot 0,453 + 3331 \cdot 0,065 - 86 \cdot 0,575^2 + 86 \cdot 0,031^2}{2 \cdot 0,518} \quad (58)$$

$$F_{AY} = 1501,68 \text{ N}$$

$$F_{AY} = 1502 \text{ N}$$

- kde: $F_M = 118 \text{ N}$ - síla od hmotnosti motoru, dle vzorce (44)
 $F_{ZY} = 3331 \text{ N}$ - síla od bubnu, dle vzorce (43)
 $q_H = 86 \text{ Nm}^{-1}$ - spojité zatížení od hřídele, dle vzorce (45)

VÝPOČET SILOVÉ REAKCE F_{BY} Z ROVNICE (55)

$$F_{BY} = -F_M - F_{AY} + F_{ZY} - \frac{q_H \cdot (a + b + c + d + e + f)}{2} \quad [N]$$

$$F_{BY} = -118 - 1502 + 3331 - \frac{86 \cdot 0,67^2}{2} = 1683,8 \text{ N} \quad (59)$$

$$F_{BY} = 1684 \text{ N}$$

- kde: $F_{AY} = 1502 \text{ N}$ - silová reakce, dle vzorce (58)
 $F_M = 118 \text{ N}$ - síla od hmotnosti motoru, dle vzorce (44)
 $F_{ZY} = 3331 \text{ N}$ - napínací síla, dle vzorce (43)
 $q_H = 86 \text{ Nm}^{-1}$ - spojité zatížení od hřídele, dle vzorce (45)

VELIKOST A PRŮBĚH MOMENTŮ

$$M_{Y1} = -F_M \cdot X_1 - q_H \cdot \frac{(a + X_1)^2}{2} \quad 0 < X_1 < b$$

$$M_{Y2} = -F_M \cdot (b + X_2) - q_H \cdot \frac{(a + b + X_2)^2}{2} - F_{AY} \cdot X_2 \quad 0 < X_2 < c$$

$$M_{Y3} = -F_{BY} \cdot X_3 - q_H \cdot \frac{(f + X_3)^2}{2} \quad 0 < X_3 < e$$

$$M_{Y4} = -F_{BY} \cdot (e + X_4) + \frac{F_{ZY}}{2} \cdot X_4 - q_H \cdot \frac{(f + e + X_4)^2}{2} \quad 0 < X_4 < d$$

DOSAZENÍ MEZI

$$M_{Y1}: M_{(0)} = -86 \cdot \frac{0,04^2}{2} = -0,07 \text{ Nm} \quad (60)$$

$$M_{(0,081)} = -118 \cdot 0,081 - 86 \cdot \frac{0,121^2}{2} = -10,18 \text{ Nm}$$

$$M_{Y2}: M_{(0)} = -8,4 \text{ Nm}$$

$$M_{(0,065)} = -118 \cdot 0,146 - 86 \cdot \frac{0,186^2}{2} - 1502 \cdot 0,065 = -116 \text{ Nm} \quad (61)$$



$$M_{Y3}: M_{(0)} = -86 \cdot \frac{0,031^2}{2} = -0,04 \text{ Nm} \quad (62)$$

$$M_{(0,065)} = -1684 \cdot 0,065 - 86 \cdot \frac{0,096^2}{2} = -110 \text{ Nm}$$

$$M_{Y4}: M_{(0)} = -110 \text{ Nm} \quad (63)$$

$$M_{(0,388)} = -1684 \cdot 0,453 + \frac{3331}{2} \cdot 0,388 - 86 \cdot \frac{0,484^2}{2} = -128 \text{ Nm}$$

MOMENTY V PŘECHODOVÝCH PRŮŘEZECH

Průřez I-I

$$M_{OYI} = -118 \cdot 0,04 - 86 \cdot \frac{0,08^2}{2} = -5 \text{ Nm} \quad (64)$$

Průřez II-II

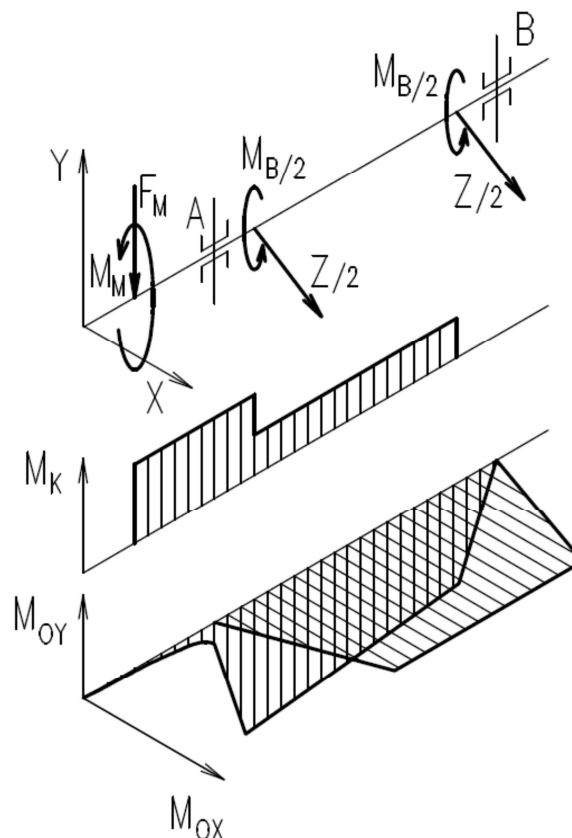
$$M_{OYII} = -118 \cdot 0,125 - 86 \cdot \frac{0,165^2}{2} - 1502 \cdot 0,044 = -82 \text{ Nm} \quad (65)$$

Průřez III-III

$$M_{OYIII} = -1684 \cdot 0,044 - 86 \cdot \frac{0,075^2}{2} = -74,3 \text{ Nm} \quad (66)$$

Vzdálenosti působících sil dle (obr. 14).

5.4 CELKOVÝ VÝPOČET MOMENTŮ A SIL V PODPORÁCH



Obr. 18 Celkový průběh momentů hnacího hřídele



5.4.1 CELKOVÝ PRŮBĚH MOMENTŮ V PRŮŘEZECH I, II, III

$$M_{OCI} = \sqrt{M_{OXI}^2 + M_{OYI}^2} \quad [Nm] \quad (67)$$

$$M_{OCI} = \sqrt{0^2 + (-5)^2} = 5 Nm$$

- kde: $M_{OXI} = 0 Nm$ - průběh momentu v I-I, dle vzorce (53)
 $M_{OYI} = -5 Nm$ - průběh momentu v I-I, dle vzorce (64)

$$M_{OCII} = \sqrt{M_{OXII}^2 + M_{OYII}^2} \quad [Nm] \quad (68)$$

$$M_{OCII} = \sqrt{76,3^2 + (-82)^2} = 112 Nm$$

- kde: $M_{OXII} = 76,3 Nm$ - průběh momentu v II-II, dle vzorce (54)
 $M_{OYII} = -82 Nm$ - průběh momentu v II-II, dle vzorce (65)

$$M_{OCIII} = \sqrt{M_{OXIII}^2 + M_{OYIII}^2} \quad [Nm] \quad (69)$$

$$M_{OCIII} = \sqrt{76,3^2 + (-74,3)^2} = 106,5 Nm$$

- kde: $M_{OXIII} = 76,3 Nm$ - průběh momentu v III-III, dle vzorce (55)
 $M_{OYIII} = -74,3 Nm$ - průběh momentu v III-III, dle vzorce (66)

5.4.2 CELKOVÉ SÍLY V PODPORÁCH

$$F_{Ac} = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} \quad [N] \quad (70)$$

$$F_{Ac} = \sqrt{1734^2 + 1502^2} = 2294 N$$

- kde: $F_{AX} = 1734 N$ - silová reakce v podpoře AX, dle vzorce (48)
 $F_{AY} = 1502 N$ - silová reakce v podpoře AY, dle vzorce (58)

$$F_{Bc} = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} \quad [N] \quad (71)$$

$$F_{Bc} = \sqrt{1734^2 + 1684^2} = 2417 N$$

- kde: $F_{BX} = 1734 N$ - výsledná síla v podpoře BX, dle vzorce (49)
 $F_{BY} = 1684 N$ - výsledná síla v podpoře BY, dle vzorce (59)



5.5 VÝPOČET ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Materiál hřídele je S355J0 má mez pevnosti $R_m = 520$ MPa dle [2] str. 235. Hřídel je namáhána střídavým ohybem a krutem.

5.5.1 KONTROLA PRŮŘEZU I

VRUBOVÝ SOUČINITEL PRO OHYB

Voleno z grafu [2] str. 55.

$$\frac{R_1}{D_1} = \frac{1,5}{25} = 0,06 \rightarrow \beta_{o1} = 1,75 \quad (72)$$

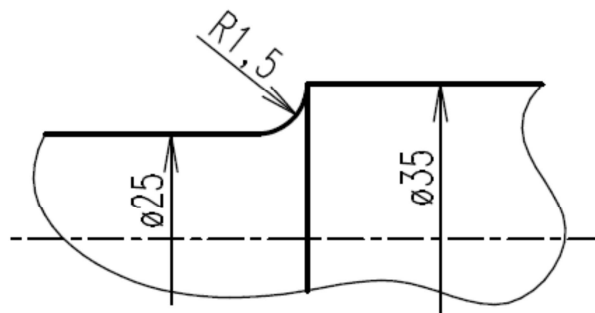
- kde: $R_1 = 1,5$ mm - poloměr vrubu
 $D_1 = 25$ mm - průměr hřídele

VRUBOVÝ SOUČINITEL PRO KRUT

Voleno z grafu [2] str. 55.

$$\frac{R_1}{D_1} = \frac{1,5}{25} = 0,06 \rightarrow \beta_{k1} = 1,41 \quad (73)$$

- kde: $R_1 = 1,5$ mm - poloměr vrubu
 $D_1 = 25$ mm - průměr hřídele



Obr. 19 Vrub v průřezu I-I

MEZ ÚNAVY SOUČÁSTI S VRUBEM V OHYBU

$$\sigma_{oc}^x = \sigma_{oc} \cdot \frac{v_o \cdot \eta_{p\sigma}}{\beta_{o1}} \quad [MPa] \quad (74)$$

$$\sigma_{oc}^x = 190 \cdot \frac{1 \cdot 0,96}{1,75} = 104,2 \text{ MPa}$$

- kde: $\sigma_{oc} = 190$ N - dovolené napětí v ohybu, ze zdroje [2] str. 54
 $v_o = 1$ - vliv velikosti tělesa, ze zdroje [3] str. 534
 $\eta_{p\sigma} = 0,96$ - součinitel vlivu povrchu, ze zdroje [3] str. 535
 $\beta_{o1} = 1,75$ - vrubový součinitel, dle vzorce (72)


MEZ ÚNAVY SOUČÁSTI S VRUBEM V KRUTU

$$\tau_c^x = \tau_c \cdot \frac{v_t \cdot \eta_{p\tau}}{\beta_{k1}} \quad [MPa] \quad (75)$$

$$\tau_c^x = 140 \cdot \frac{1 \cdot 0,98}{1,41} = 97,3 \text{ MPa}$$

- kde: $\tau_c = 140 \text{ N}$ - dovolené napětí v krutu, ze zdroje [2] str. 54
 $v_t = 1$ - vliv velikosti tělesa, ze zdroje [3] str. 534
 $\eta_{p\tau} = \frac{1+\eta_{p\sigma}}{2} = 0,98$ - součinitel vlivu povrchu [3]
 $\beta_{k1} = 1,41$ - vrubový součinitel, dle vzorce (73)

NAPĚTÍ U PRŮŘEZU I-I V OHYBU

$$\sigma_{oI} = \frac{32 \cdot M_{oCI}}{\pi \cdot D_1^3} \quad [MPa] \quad (76)$$

$$\sigma_{oI} = \frac{32 \cdot 5000}{\pi \cdot 25^3} = 3,3 \text{ MPa}$$

- kde: $M_{oCI} = 5000 \text{ Nmm}$ - průběh ohybového momentu v I-I, dle vzorce (67)
 $D_1 = 25 \text{ mm}$ - průměr hřídele

NAPĚTÍ U PRŮŘEZU I-I V KRUTU

$$\tau_{kI} = \frac{32 \cdot M_2}{\pi \cdot D_1^3} \quad [MPa] \quad (77)$$

$$\tau_{kI} = \frac{32 \cdot 49000}{\pi \cdot 25^3} = 32 \text{ MPa}$$

- kde: $M_2 = 49000 \text{ Nmm}$ - kroučící moment od motoru
 $D_1 = 25 \text{ mm}$ - průměr hřídele

MÍRA BEZPEČNOSTI V OHYBU

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oc}^x}{\sigma_{oI}} \quad [-] \quad (78)$$

$$k_\sigma = \frac{104,2}{3,3} = 31,5$$

- kde: $\sigma_{oc}^x = 104,2 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v průřezu I-I, dle vzorce (74)
 $\sigma_{oI} = 3,3 \text{ MPa}$ - napětí v průřezu I-I, dle vzorce (76)

MÍRA BEZPEČNOSTI V KRUTU

$$k_\tau = \frac{\tau_c^x}{\tau_{kI}} \quad [-] \quad (79)$$

$$k_\tau = \frac{97,3}{32} = 3$$

- kde: $\tau_c^x = 97,3 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v průřezu I-I, dle vzorce (75)
 $\tau_{kI} = 32 \text{ MPa}$ - napětí v průřezu I-I, dle vzorce (77)



CELKOVÁ MÍRA BEZPEČNOSTI

$$k_I = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad [-] \quad (80)$$

$$k_I = \frac{31,5 \cdot 3}{\sqrt{31,5^2 + 3^2}} = 2,9$$

- kde: $k_\sigma = 31,5$ – míra bezpečnosti v ohybu v průřezu I-I, dle vzorce (78)
 $k_\tau = 3$ – míra bezpečnosti v krutu v průřezu I-I, dle vzorce (79)

5.5.2 KONTROLA PRŮŘEZU II

VRUBOVÝ SOUČINITEL PRO OHYB

Voleno z grafu [2] str. 55.

$$\frac{R_2}{D_2} = \frac{2}{35} = 0,057 \rightarrow \beta_{o2} = 1,81 \quad (81)$$

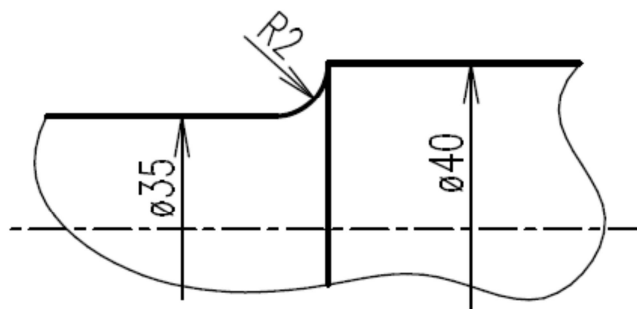
- kde: $R_2 = 2 \text{ mm}$ - poloměr vrubu
 $D_2 = 35 \text{ mm}$ - průměr hřídele

VRUBOVÝ SOUČINITEL PRO KRUT

Voleno z grafu [2] str. 55.

$$\frac{R_2}{D_2} = \frac{2}{35} = 0,057 \rightarrow \beta_{k2} = 1,5 \quad (82)$$

- kde: $R_2 = 2 \text{ mm}$ - poloměr vrubu
 $D_2 = 35 \text{ mm}$ - průměr hřídele



Obr. 20 Vrub v průřezu II-II

MEZ ÚNAVY SOUČÁSTI S VRUBEM V OHYBU

$$\sigma_{oc}^x = \sigma_{oc} \cdot \frac{v_o \cdot \eta_{p\sigma}}{\beta_{o2}} \quad [MPa] \quad (83)$$

$$\sigma_{oc}^x = 190 \cdot \frac{1 \cdot 0,96}{1,81} = 100,7 \text{ MPa}$$



- kde: $\sigma_{oc} = 190 \text{ N}$ - dovolené napětí v ohybu, ze zdroje [2] str. 55
 $v_o = 1$ - vliv velikosti tělesa, voleno ze zdroje [3] str. 534
 $\eta_{p\sigma} = 0,96$ - součinitel vlivu povrchu, ze zdroje [3] str. 535
 $\beta_{o2} = 1,81$ - vrubový součinitel, dle vzorce (81)

MEZ ÚNAVY SOUČÁSTI S VRUBEM V KRUTU

$$\tau_c^x = \tau_c \cdot \frac{v_t \cdot \eta_{p\tau}}{\beta_k} \quad [MPa] \quad (84)$$

$$\tau_c^x = 140 \cdot \frac{1 \cdot 0,98}{1,5} = 91,5 \text{ MPa}$$

- kde: $\tau_c = 140 \text{ N}$ - dovolené napětí v krutu, ze zdroje [2] str. 55
 $v_t = 1$ - vliv velikosti tělesa, ze zdroje [3] str. 534
 $\eta_{p\tau} = \frac{1+\eta_{p\sigma}}{2} = 0,98$ - součinitel vlivu povrchu [3]
 $\beta_{k2} = 1,5$ - vrubový součinitel, dle vzorce (82)

NAPĚTÍ U PRŮŘEZU II-II V OHYBU

$$\sigma_{oII} = \frac{32 \cdot M_{oCII}}{\pi \cdot D_2^3} \quad [MPa] \quad (85)$$

$$\sigma_{oII} = \frac{32 \cdot 112000}{\pi \cdot 35^3} = 26,6 \text{ MPa}$$

- kde: $M_{oCII} = 112 \text{ 000 Nmm}$ - průběh ohybového momentu v II-II, dle vzorce (68)
 $D_2 = 35 \text{ mm}$ - průměr hřídele

NAPĚTÍ U PRŮŘEZU II-II V KRUTU

$$\tau_{kII} = \frac{32 \cdot M_2}{\pi \cdot D_2^3} \quad [MPa] \quad (86)$$

$$\tau_{kII} = \frac{32 \cdot 49000}{\pi \cdot 35^3} = 11,6 \text{ MPa}$$

- kde: $M_2 = 49000 \text{ Nmm}$ - kroučící moment od motoru
 $D_2 = 35 \text{ mm}$ - průměr hřídele

MÍRA BEZPEČNOSTI V OHYBU

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oc}^x}{\sigma_{oII}} \quad [-] \quad (87)$$

$$k_\sigma = \frac{100,7}{26,6} = 3,7$$

- kde: $\sigma_{oc}^x = 100,7 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v průřezu II-II, dle vzorce (83)
 $\sigma_{oII} = 26,6 \text{ MPa}$ - napětí v průřezu II-II, dle vzorce (85)



MÍRA BEZPEČNOSTI V KRUTU

$$k_{\tau} = \frac{\tau_c^x}{\tau_{kII}} \quad [-] \quad (88)$$

$$k_{\tau} = \frac{91,5}{11,6} = 7,8$$

- kde: $\tau_c^x = 44 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v průřezu II-II, dle vzorce (84)
 $\tau_{kII} = 11,6 \text{ MPa}$ - napětí v průřezu II-II, dle vzorce (86)

CELKOVÁ MÍRA BEZPEČNOSTI

$$k_{II} = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} \quad [-] \quad (89)$$

$$k_{II} = \frac{3,7 \cdot 7,8}{\sqrt{3,7^2 + 7,8^2}} = 3,3$$

- kde: $k_{\sigma} = 3,7$ – míra bezpečnosti v ohybu v průřezu II-II, dle vzorce (87)
 $k_{\tau} = 7,8$ – míra bezpečnosti v krutu v průřezu II-II, dle vzorce (88)

5.5.3 KONTROLA PRŮŘEZU III

NAPĚTÍ U PRŮŘEZU III-III V OHYBU

$$\sigma_{oIII} = \frac{32 \cdot M_{oCII}}{\pi \cdot D_3^3} \quad [\text{MPa}] \quad (90)$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{32 \cdot 112000}{\pi \cdot 35^3} = 26,6 \text{ MPa}$$

- kde: $M_{oCII} = 108\,890 \text{ Nmm}$ - průběh ohybového momentu v III-III, dle vzorce (68)
 $D_3 = 35 \text{ mm}$ - průměr hřídele

V průřezu III je menší ohybové napětí než v průřezu II. Bezpečnost k_{III} je tedy vyšší a proto není počítána.

5.5.4 KONTROLA BEZPEČNOSTÍ

Vypočtená bezpečnost

$$k_I = 2,9$$

$$k_{II} = 3,3$$

Dovolená bezpečnost

$$k_D = 1,5$$

Vypočtené bezpečnosti jsou vyšší než dovolená, navržená hřídel vyhovuje.



6 KONTROLA TRVANLIVOSTI LOŽISEK

Z vypočítané hřídele jsou voleny ložiska od firmy NTN.

Typ: UC207

$$L_{10h} = \frac{10^6}{3600 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad [hod.] \quad (91)$$
$$L_{10h} = \frac{10^6}{3600 \cdot 2,42} \left(\frac{25700}{2417} \right)^3 = 137\,991,25 \text{ hod.}$$
$$L_{10h} = 137\,991 \text{ hod.}$$

- kde: $C = 25700 \text{ N}$ - únosnost dynamická, ze zdroje [7]
 $P = F_{Bc} = 2417 \text{ N}$ - max. reakční síla v podpoře, dle vzorce (71)
 $n = 145 \text{ min}^{-1} = 2,42 \text{ s}^{-1}$ - výstupní otáčky elektromotoru

Pro 24 hodinový provoz $L_{10h} = 15,75 \text{ let.}$



ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout pásový dopravník s velkým sklonem, který je součástí stroje na štípání palivového dřeva.

Navržený pásový dopravník splňuje zadané parametry. Zpracovaná koncepce je konstrukčně i výrobně jednoduchá a je z běžně dostupných dílů. Nosný rám je šroubovaný a je složen ze dvou bočnic ohnutých z plechu do profilu U. Je navržen s možností připojení ke štípacímu stroji. Jednotlivé opotřebitelné díly pásového dopravníku jsou snadno vyměnitelné. Nároky na údržbu jsou minimální.

Navržená koncepce pásového dopravníku je podložena pevnostním výpočtem klíčových prvků s dostatečnou mírou bezpečnosti.

Z hlediska pracovní bezpečnosti je spodní větev pásového dopravníku opatřena bezpečnostními kryty.



Použité informační zdroje

- [1] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL/ALFA, 1979. ISBN 04-220-79.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.*
- [3] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka I. 13. vyd. Praha: SNTL, 1977, 1294 s.*
- [4] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení, Pro posluchače bakalářského studia VUT FSI v Brně*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 126 s. [PDF dokument].
- [5] ČSN ISO 5048: 1994. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 15 s.
- [6] ČSN 26 3102: 1970. *Transportní zařízení – Pásové transportéry – Základy výpočtu*. Praha: Český normalizační institut, 1970. 30 s.
- [7] TROMA spol. s.r.o.. *Katalog NTN Lagereinheiten DEU*.
- [8] NORD s.r.o.. *Katalog G1000 CZ* [cit. 2013-05-10].
Dostupné na: http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf
- [9] STZ servis a.s.. *Dopravní pásy* [cit. 2013-05-10].
Dostupné na: <http://www.stzservis.cz/dopravni-pasy-pryzotextilni.aspx>
- [10] GUMEX spol. s.r.o.. *Dopravníkové pásy* [cit. 2013-05-10].
Dostupné na: <http://www.gumex.cz/ep250-2-pryzove-pasy-pro-prumyslove-pouziti-24601.html>
- [11] BELT PLAST s.r.o.. *Belta S1000 ke stažení* [cit. 2013-05-10].
Dostupné na: <http://www.beltplast.cz/cs/ke-stazeni>
- [12] BAGO s.r.o.. *Palivové dříví* [cit. 2013-05-10].
Dostupné na: http://www.bagocz.eu/_img/fotky/palivove_drivi/volne_lozene.jpg



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[mm ²]	průřez jádra šroubu
A_p	[mm ²]	otlačená plocha závitu matice
B	[m]	šířka pásu
b_1	[m]	světla šířka bočního vedení
C	[N]	únosnost dynamická
d	[m]	síla pásu
D	[m]	průměr bubnu
$D_{(1,2,3)}$	[mm]	průměry hřídelí v jednotlivých průřezích
d_2	[mm]	střední průměr závitu
d_3	[mm]	malý průměr závitu
D_k	[m]	průměr kmenu
d_o	[m]	průměr hřídele v ložisku
f	[-]	součinitel tření mezi pásem a deskou
F	[N]	průměrný tah v pásu na bubnu
F_1	[N]	tahová síla v pásu
F_1	[N]	síla v nosné větvi
F_2	[N]	síla ve vratné větvi
$F_{2,min}$	[N]	minimální síla v předpětí psu
F_{Ac}	[N]	výsledná síla v podpoře A
F_{AX}	[N]	silová reakce v ose X
F_{AY}	[N]	silová reakce v ose Y
F_B	[N]	síla od hmotnosti bubnu
F_{bA}	[N]	odpor setrvačnosti sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F_{Bc}	[N]	výsledná síla v podpoře B
F_{BX}	[N]	silová reakce v ose X
F_{BY}	[N]	silová reakce v ose Y
F_{DP}	[N]	dovolená síla v pásu
F_f	[N]	odpor tření mezi dopravní hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
F_{gl}	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	hlavní odpor
F_l	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
F_M	[N]	síla od hmotnosti motoru



F_N	[N]	vedlejší odpory
F_S	[N]	přídavné odpory
F_{ST}	[N]	odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
F_T	[N]	vektorový součet tahů v pásu
F_{t1}	[N]	tahová síla v pásu
F_u	[N]	obvodová hnací síla
$F_{u,max}$	[N]	maximální obvodová síla
F_{ZX}	[N]	napínací síla v ose X
F_{ZY}	[N]	napínací síla v ose Y
h	[m]	výpočet průměrné výšky vrstvy dopravovaného materiálu
H	[m]	dopravní výška dopravníku
H_1	[mm]	nosná výška závitu
i	[mm]	poloměr setrvačnosti průřezu závitové tyče
I_m	[kg/s]	hmotnostní dopravní výkon
I_v	[m ³ /s]	objemový dopravní výkon pásového dopravníku
I_{VS}	[m ³ /s]	objemový dopravní výkon štípacího stroje
I_x	[mm ⁴]	moment setrvačnosti závitové tyče
k_D	[-]	dovolená bezpečnost
k_I	[-]	celková míra bezpečnosti v průřezu I
k_{II}	[-]	celková míra bezpečnosti v průřezu II
k_G	[-]	míra bezpečnosti v ohybu
k_T	[-]	míra bezpečnosti v krutu
L	[mm]	vzdálenost os bubnů
L_{10h}	[h]	trvanlivost ložiska
$L_{b,min}$	[m]	urychlovací délka
l_H	[m]	délka hnací hřídele
l_k	[m]	délka kmenu
l_o	[mm]	redukovaná délka závitové tyče
M_2	[N/m]	výstupní moment převodovky
$M_{2,MAX}$	[N/m]	maximální výstupní moment při rozběhu
m_B	[kg]	hmotnost bubnu
m_H	[kg]	hmotnost hnací hřídele



m_M	[kg]	hmotnost převodovky a motoru
$M_{OC(n)}$	[-]	celkový průběh momentů v (n) průřezech
$M_{OX(n)}$	[Nm]	průběh momentů v (n) průřezech v ose X
$M_{OY(n)}$	[Nm]	průběh momentů v (n) průřezech v ose Y
p	[MPa]	tlak v závitě matice
P_A	[W]	provozní výkon
p_D	[MPa]	dovolený tlak
P_M	[W]	povození výkon poháněcího motoru
q_G	[kg/m]	Hmotnost nákladu na 1m délky pásu
q_H	[Nm ⁻¹]	spojité zatížení od hmotnosti hřídele
$R_{(1,2,3)}$	[mm]	poloměry ve vrubech v jednotlivých průřezech
R_{mp}	[N/mm]	pevnost pásu
S	[m ²]	obsah náplně dopravníku
S_T	[mm ²]	plocha průřezu závitové tyče
t	[s]	čas rozštípaní
v	[m/s]	rychlost
V	[s ⁻¹]	objem štípaného dřeva
v_o	[-]	vliv velikosti tělesa
v_t	[-]	vliv velikosti tělesa
Z	[N]	napínací síla pro pohon na podávacím konci dopravníku
z	[-]	počet závitů matice
$\beta_{k(1,2,3)}$	[-]	vrubové součinitele pro krut v jednotlivých průřezech
$\beta_{o(1,2,3)}$	[-]	vrubové součinitele pro ohyb v jednotlivých průřezech
δ	[°]	sklon pásového dopravníku
η_1	[-]	účinnost převodů
$\eta_{p\sigma}$	[-]	součinitel vlivu povrchu
η_{pT}	[-]	součinitel vlivu povrchu
λ	[-]	štíhlostní poměr
μ_1	[-]	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[-]	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
ρ_{DUB}	[kg/m ³]	hustotu dřeva dubu
σ_D	[MPa]	dovolené napětí v tlaku
$\sigma_{O(I,II,III)}$	[-]	napětí v průřezech



σ_{oc}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{oc}^x	[MPa]	mez únavy součásti v ohybu
σ_t	[MPa]	tlak na závitovou tyč
τ_c	[-]	dovolené napětí v krutu
τ_c^x	[-]	mez únavy součásti v krutu
φ	[°]	úhel opásání bubnu



SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

SESTAVNÝ VÝKRES

- 0-3P/22-0.S - Pásový dopravník

POD SESTAVNÉ VÝKRESY

- 1-3P/22-9.S - Svařenec rámu 1
- 5-3P/22-3.0 - Hřídel hnací

VÝROBNÍ VÝKRESY

- 1-3P/22-1 - Rám příprava
- 2-3P/22-2 - Žebro 2
- 5-3P/22-3.S - Svařenec bubnu
- 2-3P/22-3 - Pouzdro
- 2-3P/22-3.1 - Plech 1
- 2-3P/22-3.2 - Plech 2
- 2-3P/22-3.3 - Trubka
- 2-3P/22-4 - Žebro 1
- 2-3P/22-5 - Vedení
- 2-3P/22-6 - Žebro držáku
- 2-3P/22-7 - Držák
- 2-3P/22-8 - Žebro 3
- 5-3P/22-1 - Kotouč
- 5-3P/22-2 - Trubka