

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 FACULTY OF
MECHANICAL ENGINEERING

DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU KOVOVÉHO ŠROTU CONVEYOR FOR TRANSPORT OF SCRAP METAL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MILAN STRAŠÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2009

Anotace

Cílem této bakalářské práce je konstrukční řešení pásového dopravníku, který bude dopravovat předzpracovaný (nastříhaný) kovový šrot. Dopravník bude dosahovat výkonu 18 tun za hodinu a materiál bude dopraven do výšky 2,2 metrů. Tato výška postačí pro dopravování šrotu do odpadních kontejnerů.

Práce je zaměřena především na návrh jednotlivých komponentů, výpočty hlavních rozměrů, funkčních výpočtů a pevnostních výpočtů.

Výsledkem práce je možnost konstrukce dopravníku dle daného zadání.

Klíčová slova

Článekový dopravník, kovový šrot, pohon dopravníku, napínací zařízení.

Annotation

The purpose of this bachelor's thesis is design construction of conveyor, which will transport preprocessing (cutting) scrap metal. The conveyor will reach to capacity 18 tonnes per hour and material will be transported to height 2,2 metres. This height is sufficient for transporting scrap into waste container. The work is especially focused on design of particular components, calculations of main dimensions, functional calculations and strength calculations. Attainment of this work is possibility construction of conveyor, by task.

Key words

Apron conveyor, metal scrap, conveyor drive, stretching device.

Bibliografická citace

STRAŠÁK, M. Dopravník pro dopravu kovového šrotu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 32s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně s využitím rad a poznatků vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána CSc., jeho kolegů z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství v Brně a na základě podkladů uvedených v seznamu použité literatury.

V Brně, 12. října 2009

Podpis

Poděkování

Tímto děkuji zejména svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi CSc. za odborné rady a ochotu při řešení této práce.

V neposlední řadě děkuji také své rodině a blízkým za podporu během celého mého studia.

Obsah:

1. Úvod	6
2. Návrh konstrukčního řešení	6
Tažné elementy – řetězy	7
Řetězová kola	8
Dopravní pás	8
Pohon dopravníku	10
Napínání dopravního řetězu	10
Rám	11
3. Funkční výpočet	12
4. Pevnostní výpočty	20
5. Uvedení do provoz a údržba	26
6. Závěr	27
7. Seznam použitých zdrojů	28
8. Seznam použitých symbolů	29
9. Seznam příloh	32

1. Úvod

Dopravníky mají široké využití v různých odvětvích průmyslu. Dá se říci, že jsou komplexní funkcí a nutností moderní doby. Vhodnou realizací tohoto druhu dopravy do pracovního cyklu lze docílit zvýšení produkce, snížení namáhavé fyzické práce a náklady výroby. Tato zařízení jsou velice často součástí automatických a poloautomatických výrobních linek. Lze jimi dopravovat sypké, kusové, ale i kapalné materiály. Mezi velké přednosti těchto strojů patří zejména vysoký dopravovaný výkon, velké dopravované vzdálenosti, jednoduchá údržba zařízení, nízká spotřeba elektrické energie a často i vysoké rychlosti unášecího elementu.

Dopravníky se mohou dělit do těchto skupin:

- Pásové dopravníky
- Čláňkové dopravníky
- Korečkové elevátory
- Redlery

2. Návrh konstrukčního řešení

Dopravník bude sloužit jako mezičlánek mezi hydraulickými aligátorovými nůžkami (Obr. 1) a velkoobjemovým odpadovým kontejnerem (Obr. 2).

Kontejnery se vyrábí v různých velikostech. Pro tuto práci byla vybrána velikost: (dxšxv) 3400x2000x(2000)mm. Lze je jednoduše převážet pomocí nákladních automobilů s kontejnerovým hákem.

Hydraulické nůžky slouží hlavně pro stříhání kovových odpadů, ale dělí i dřevo, plasty a gumu. Zařízení dělí materiál s rychlostí 13,5 cyklů za minutu při jeho maximální síle 316 tun. Tato síla na stroji rozdělí např.: I-profil o velikosti 300 mm.



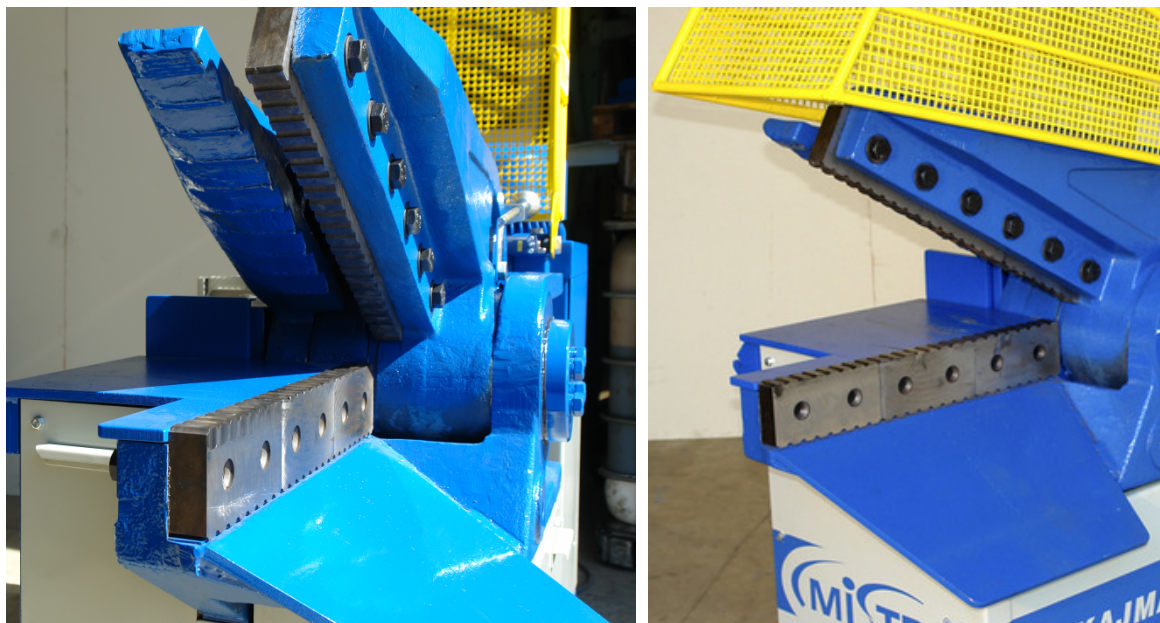
Obr. 1 – Hydraulické aligátorové nůžky

Dopravník
→



Obr. 2 – Velkoobjemový kontejner

Dopravník pro dopravu kovového odpadu bude dopravovat nadělený, předstříhaný materiál. Materiál bude na pás dopadávat od tvarově upraveného skluzu (viz obr. 3 a 4) stříhacího zařízení. Proto byla volena koncepce bez násypky na dopravníku.

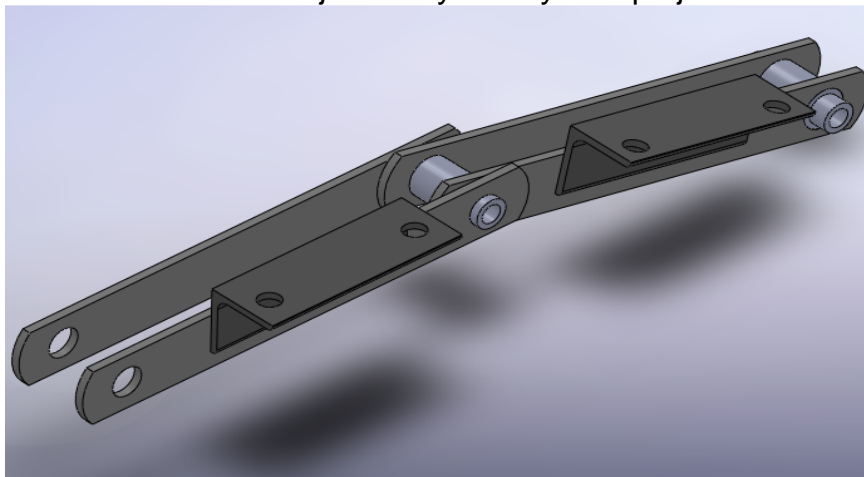


Obr. 3 a obr. 4 – ukázka skluzu na nůžkách pro dělení šrotu

Tažné elementy - řetězy

Jako tažné elementy byly zvoleny dvě větve řetězů s unášeči tvaru L od Českého výrobce Řetězy Vamberk. Použité řetězy patří do kategorie dopravních řetězů, které se vyznačují velkou roztečí a volbou různých tvarů unášečů.

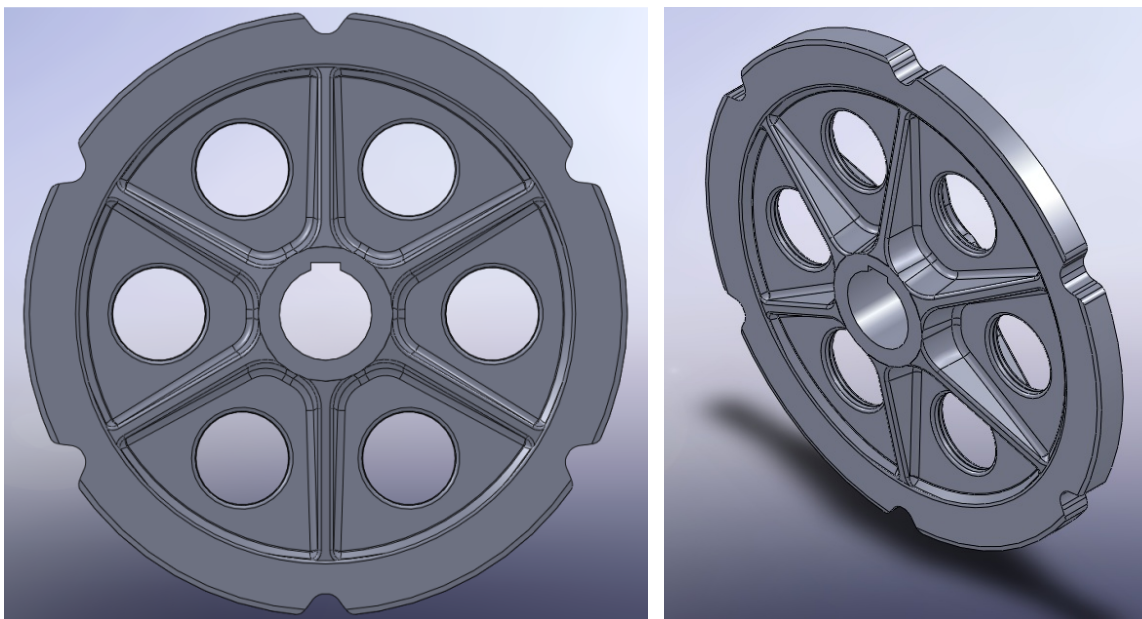
Pro tuto práci byl zvolen řetěz typu MC 28, který splňuje normu ISO 1977. V jedné větvi se nachází 62 článků tohoto typu řetězu. Maximální síla při jeho přetržení je 28 kN. Na bočních článcích jsou z jedné strany unášeče tvaru L o rozměrech 30x30x3 mm. Rozteč jednotlivých dutých čepů je 160 mm.



Obr. 5 – Články řetězu MC 28 s unášeči

Řetězová kola

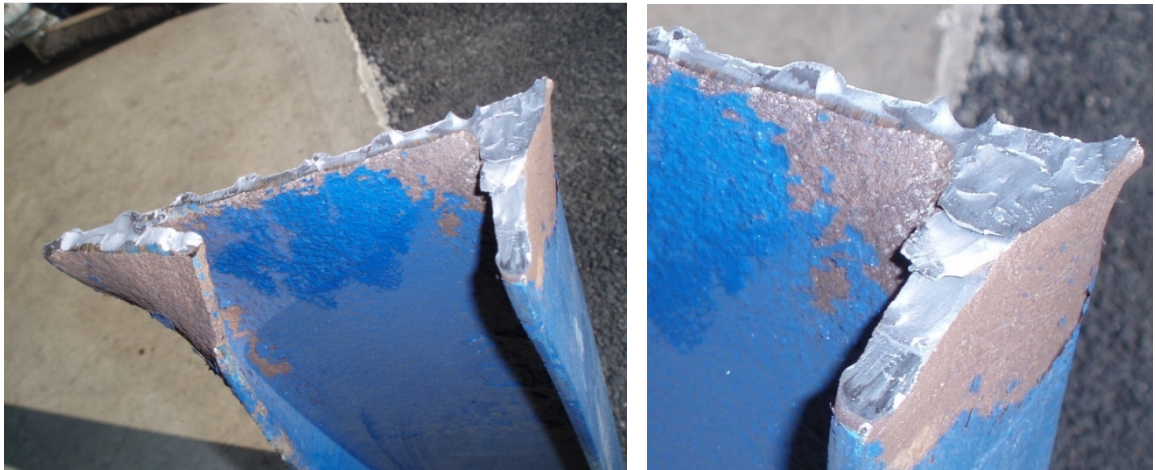
Hnací i hnaná řetězová kola jsou stejná. Mají pouze 6 zubů na roztečném průměru 320 mm. Jako materiál kol je volena litá uhlíková ocel dle ČSN 422650. Vlivem malé rychlosti pásu se řetězová kola otočí pouze 9,3 krát za minutu, což odpovídá rychlosti pásu 0,16 metrů za sekundu.



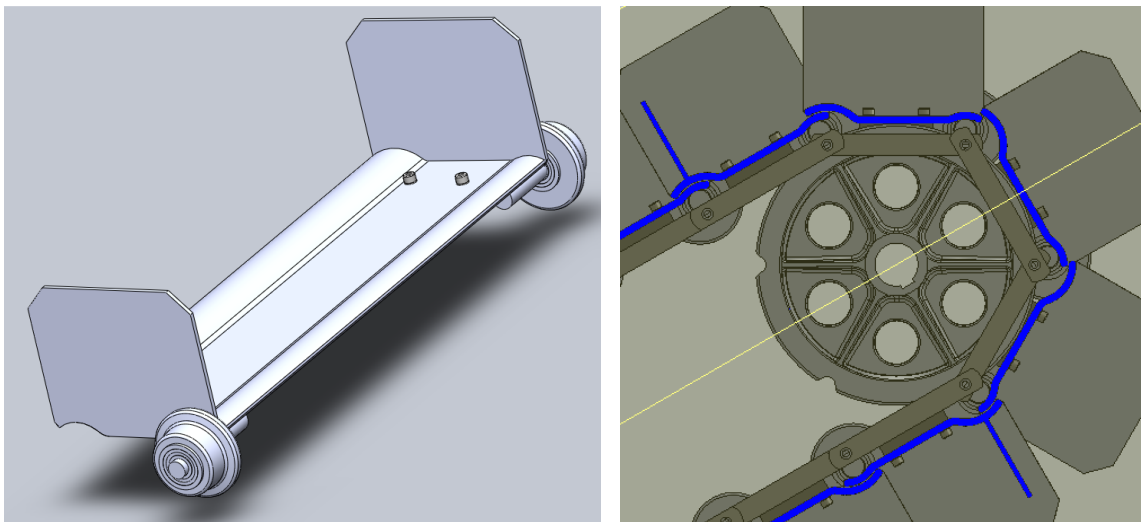
Obr. 6 a obr. 7 – Řetězová kola pro dopravní řetěz MC 28

Dopravní pás

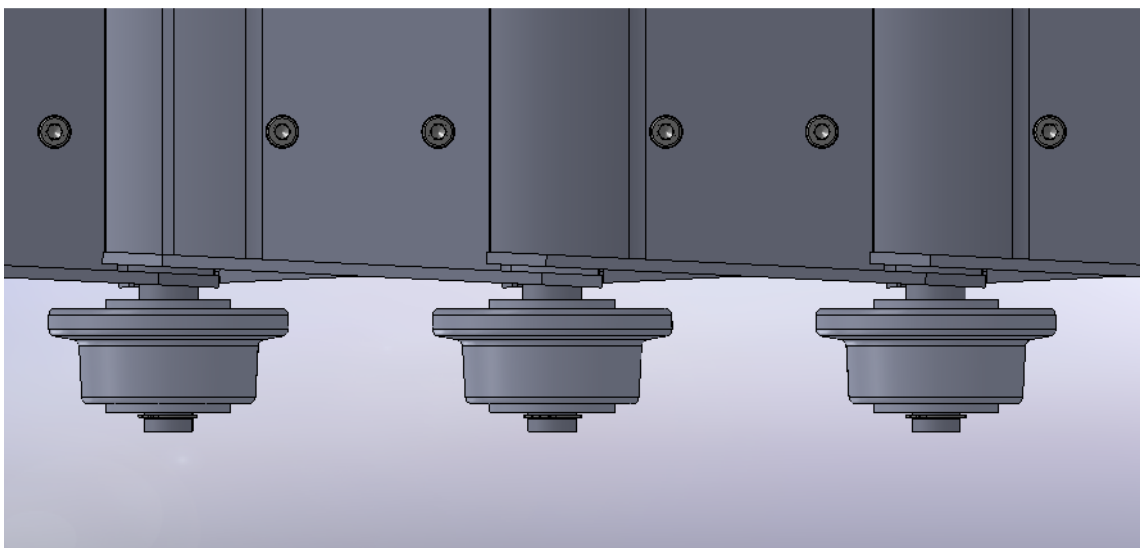
Jako dopravní pás byl zvolen pás ocelový článkový, který bude dobře odolávat ostrým hranám stříhaného materiálu (viz obrázek 8 a 9). Tvar těchto článků (obr. 10) byl navržen tak, aby bylo malé riziko zaklínění odpadu mezi jednotlivé pohybující se články. Tvar nosného plechu bude vyroben z oceli 11 523 lisováním a následným navařením bočního vedení a čepů kladek. Na těchto čepích jsou uložena kola s nákolkem pro vedení pásu. Z důvodu možnosti klouzání materiálu po pásu byl každý čtvrtý článek opatřen žebrem, které by tento problém mělo vyřešit. Bočnice dopravníku je součástí každého článku. Jeho výška je 170 mm od nosného plechu. Toto vedení není se směrem pohybu dopravovaného materiálu rovnoběžné (viz obrázek 12). Šířka dopravního pásu je vlivem rozmanitosti odpadu 700 mm. Dopravní pás je jedním z nejtěžších částí celé konstrukce.



Obr. 8 a obr. 9 – Ostré hrany stříhaného materiálu



Obr. 10 a obr. 11 – Tvarové znázornění článků



Obr. 12 – Šikmá žebra bočního vedení

Pohon dopravníku

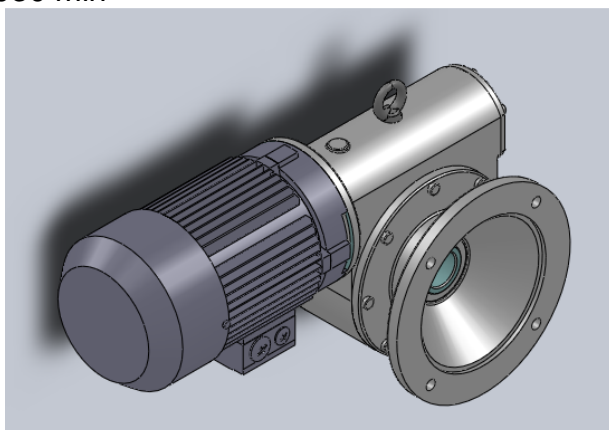
Jako pohon článkového dopravníku byla zvolena kombinace šnekové převodovky firmy TOS Znojmo a elektromotoru firmy SIEMENS.

Parametry šnekové převodovky:

- TYP: MRT100
- Výstupní otáčky $n_2 = 9,3 \text{ s}^{-1}$
- Výstupní moment $M_2 = 386,5 \text{ Nm}$
- Převodový poměr $i = 100$
- Účinnost $\eta_c = 18,7 \%$

Parametry motoru SIEMENS:

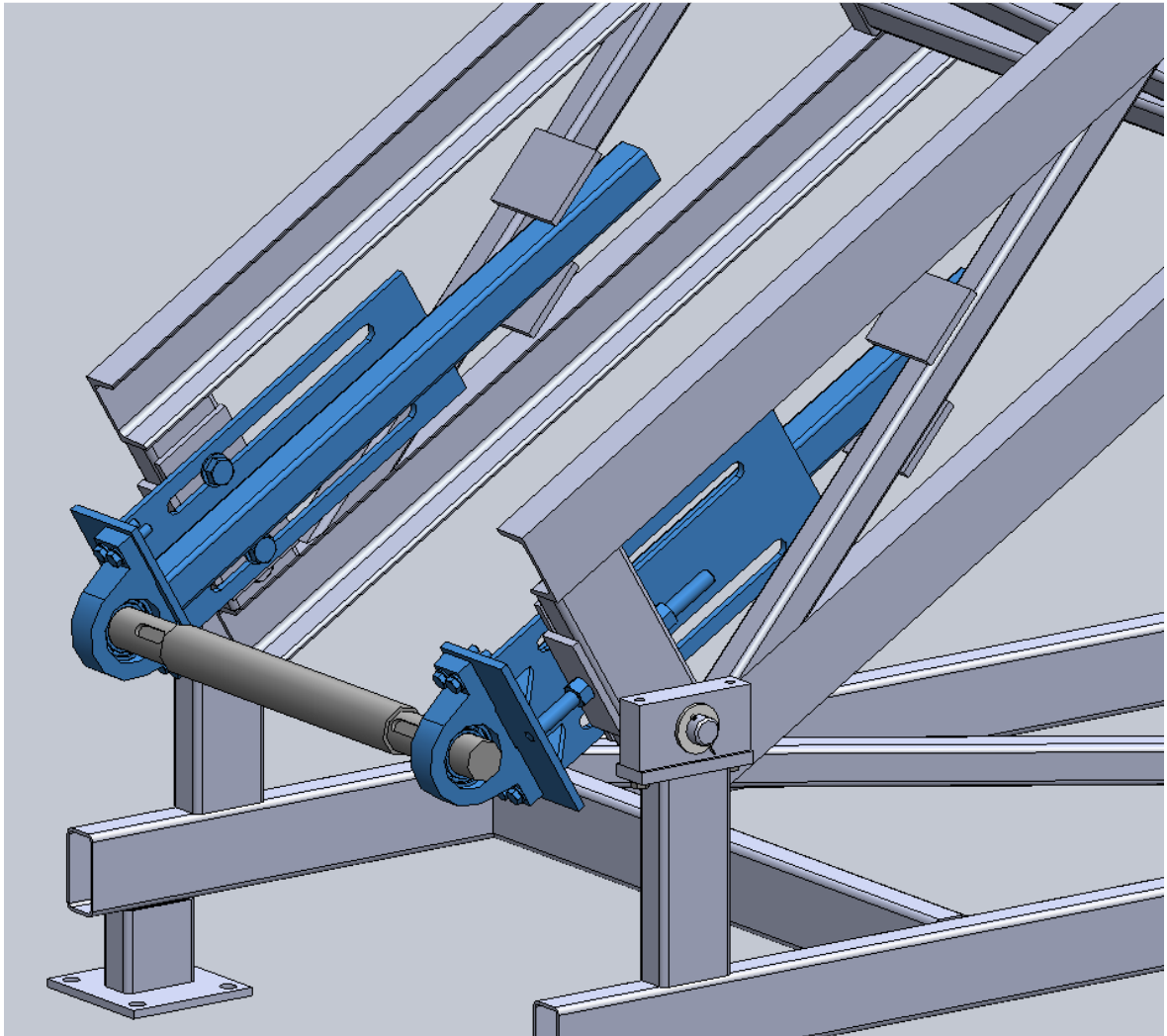
- TYP: 1LA7096-6AA11
- 6-ti pólový
- Výkon $P_M = 1,1 \text{ kW}$
- Otáčky $n_1 = 930 \text{ min}^{-1}$



Obr. 13 – Převodovka s elektromotorem

Napínání dopravního řetězu

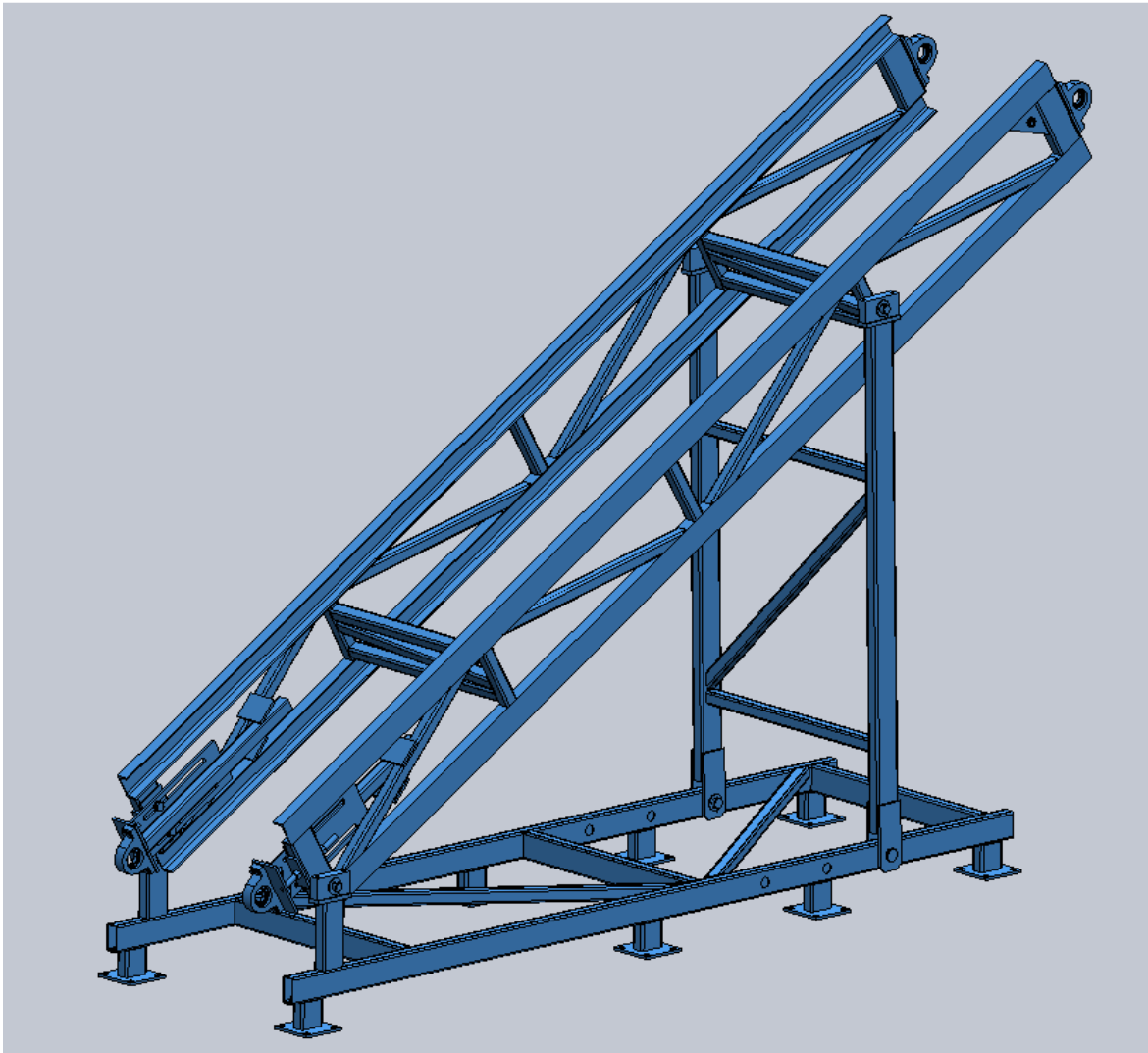
Napínání řetězu je tvořeno napínacím šroubem, vedením a aretačními šrouby. Délka možného napínání je 234 mm, což odpovídá 5,3 % dopravní délky. Tento způsob napínání je levný a velice jednoduchý na údržbu.



Obr. 14 – Napínací zařízení

Rám

Rám vyroben jako svarek zejména u U-profilů, obdélníkových a čtvercových trubek. Rám umožňuje změnu sklonu pomocí tří děr ve spodní části rámu. Zajišťuje tuhost a robustnost dopravníku.



Obr. 15 – Rám dopravníku

3. Funkční výpočet:

Dle literatury [2]

a) Volba rychlosti článkového pásu:

- Rychlost pásu je volena $v_p = 0,16 \text{ m/s}$ (1)

b) Stanovení šířky článkového pásu:

- Pro dopravu kusového zboží platí:

$$B = C_{MAX} + (80 \div 100) \text{ mm}$$

$$B = 600 + 100 \quad (2)$$

$$\underline{B = 700 \text{ mm}}$$

Délka stříhacích čelistí je 600 mm, proto bylo voleno C_{MAX} 600 mm.

- Dopravované množství kovového odpadu za hodinu:

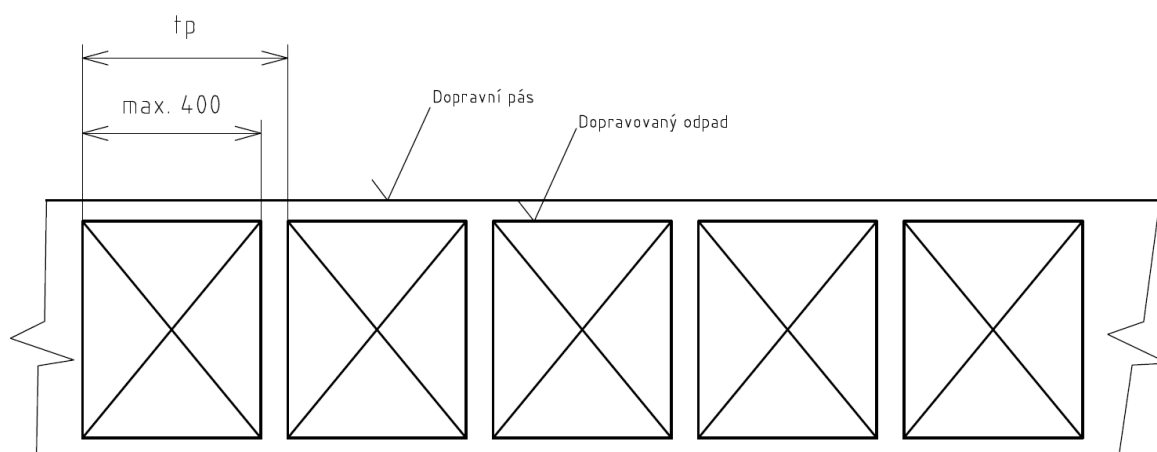
$$Q = 3,6 \cdot m_p \cdot \frac{v_p}{t_p}$$

$$Q = 3,6 \cdot 21,73 \cdot \frac{0,16}{0,64} \quad Q \geq Q_{požadované} \Rightarrow \underline{\text{Vyhovuje}} \quad (3)$$

$$\underline{\underline{Q = 19,56 \frac{t}{\text{hod}}}}$$

Byla zvolena průměrná vzdálenost dvou po sobě následujících kusů
 $t_p = 0,64$ m

Průměrná hmotnost jednoho kusu materiálu je počítána
 $m_p = 21,73$ kg



Obr. 16 – schematické rozložení šrotu na dopravním pásu

- Počet dopravovaných kusů za hodinu:

$$i = 3600 \cdot \frac{v_p}{t_p}$$

$$i = 3600 \cdot \frac{0,16}{0,64} \quad (4)$$

$$\underline{\underline{i = 900 \text{ ks} \cdot \text{hod}^{-1}}}$$

c) Výpočet řetězových kol:

- Řetězová kola byla navržena pro tento dopravník stejná hnací i hnaná.

$$D_1 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$$
$$D_1 = \frac{0,16}{\sin\left(\frac{180^\circ}{6}\right)} \quad (5)$$
$$\underline{\underline{D_1 = 0,32 \text{ m} = 320 \text{ mm}}}$$

- Otáčky řetězového kola:

$$n = \frac{v_p}{\pi \cdot D_1}$$
$$n = \frac{0,16}{\pi \cdot 0,32} \quad (6)$$
$$\underline{\underline{n = 0,159 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 9,55 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}}}$$

- d) Výpočet odporů proti pohybu:

- Odpor k překonání dopravní výšky:

$$F_1 = q_1 \cdot g \cdot H$$
$$F_1 = 33,95 \cdot 9,81 \cdot 2,2 \quad (7)$$
$$\underline{\underline{F_1 = 732,78 \text{ N}}}$$

$$q_1 = \frac{m_p}{t_p}$$
$$q_1 = \frac{21,73}{0,64} \quad (8)$$

$$\underline{\underline{q_1 = 33,95 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

- Odpor způsobený třením pásu v důsledku zatížení odpadem:

$$F_2 = \mu_1 \cdot q_1 \cdot g \cdot L \cdot \cos\alpha$$
$$F_2 = 0,0347 \cdot 33,95 \cdot 9,81 \cdot 4,4 \cdot \cos 30^\circ \quad (9)$$
$$\underline{\underline{F_2 = 44,00 \text{ N}}}$$

Úhel sklonu dopravníku od vodorovné roviny byl volen $\alpha = 30^\circ$

$$\mu_1 = \frac{e + f_{\zeta 1} \cdot r_{\zeta} \cdot k_1}{R_k}$$
$$\mu_1 = \frac{1 + 0,03 \cdot 10 \cdot 1}{37,5} \quad (10)$$
$$\underline{\underline{\mu_1 = 0,0347}}$$

- Odpor způsobený třením pásu v důsledku vlastní hmotnosti:
 - o Toto tření má pro obě větve stejnou velikost:

$$F_{3h} = F_{3d} = F_3$$
$$F_3 = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L \cdot \cos\alpha$$
$$F_3 = 0,0347 \cdot 93,75 \cdot 9,81 \cdot 4,4 \cdot \cos 30^\circ \quad (11)$$
$$\underline{\underline{F_3 = 121,49 \text{ N}}}$$

L voleno 4,4 m ...dle obrázku 17

Hmotnost jednoho článku byla spočítána v programu SolidWorks 2008 ... $m_{\zeta 1} = 12 \text{ kg}$

Rozteč řetězu byla volena dle řetězy typu MC 28 ...
 $\rho_f = 160 \text{ mm}$

$$q_2 = \frac{m_{\zeta 1}}{p_f}$$
$$q_2 = \frac{15}{0,16} \quad (12)$$
$$\underline{\underline{q_2 = 93,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

- Odpor napínací řetězové kladky:
 $\underline{\underline{F_4 = 0 \text{ N}}}$... Napínání řetězu bylo voleno pomocí napínacích šroubů (viz. obrázek 14). (13)
- Odpor shazovače:
 $\underline{\underline{F_5 = 0 \text{ N}}}$... Shazovač na dopravníku nebyl volen. (14)
- Odpor vlivem změny sklonu dopravníku:
 $\underline{\underline{F_6 = 0 \text{ N}}}$... Pro tuto konstrukci není potřebná změna sklonu dopravníku. (15)

- Odpor pevného bočního vedení sloužícího jako ochrana proti případnému padání materiálu z pásu:

$$\underline{F_7 = 0 \text{ N}} \dots \text{ Pro tuto konstrukci není potřebné pevné boční vedení z důvodu bočního vedení na článkách dopravníku.} \quad (16)$$

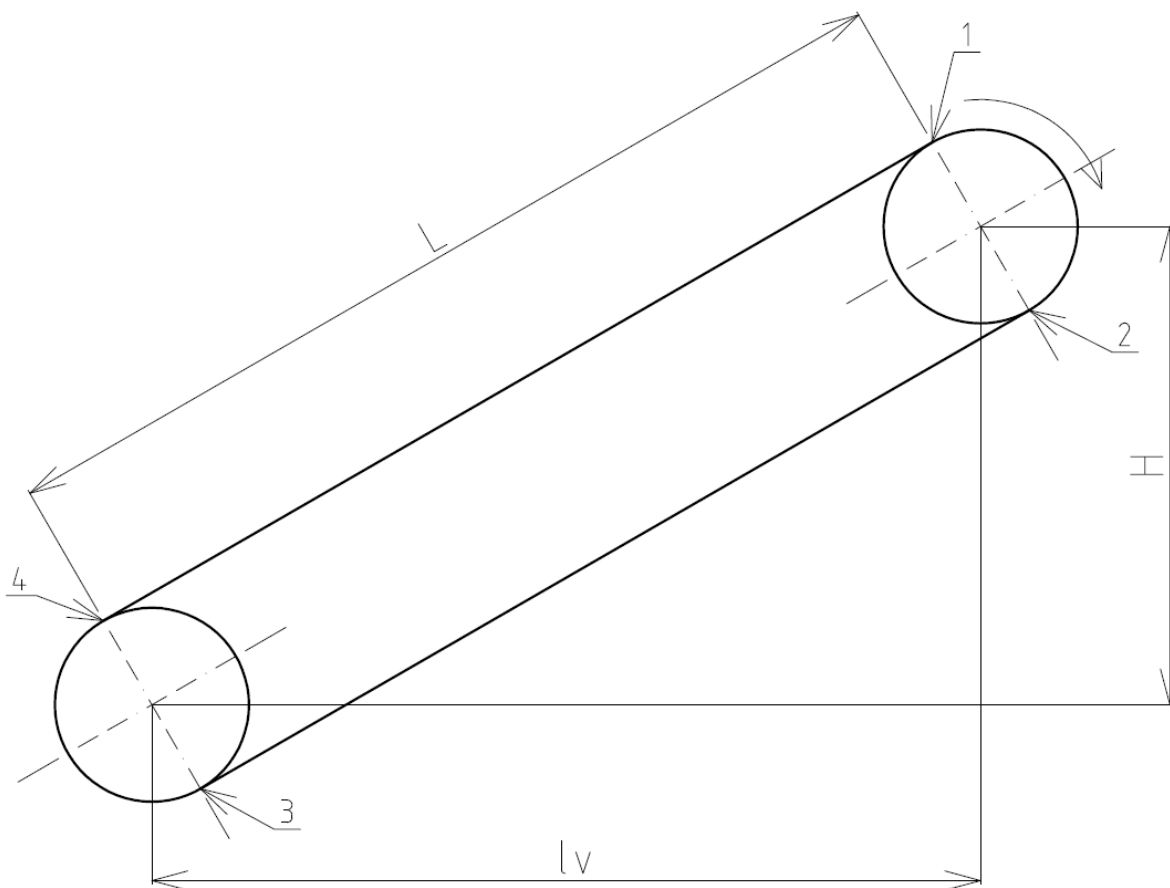
- Odpor hnací řetězové kladky:

$$F_8 = \left(f_{\epsilon 3} \cdot \frac{d_{\check{c}}}{D_1} + f_1 \cdot \frac{d_{\check{c}f}}{D_1} \right) \cdot (T_1 + T_2)$$

$$F_8 = \left(0,03 \cdot \frac{0,05}{0,32} + 0,15 \cdot \frac{0,013}{0,32} \right) \cdot (2854,26 + 2000) \quad (17)$$

$$\underline{F_8 = 52,34 \text{ N}}$$

- e) Stanovení tahů v jednotlivých místech pásu:



Obr. 17 – Označení jednotlivých míst pásu

- Bod 2: volím $\underline{T_2 = T_{\text{MIN}} = 2000 \text{ N}}$ (18)

- Bod 3:

$$T_3 = T_2 + \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot l_v - q_2 \cdot g \cdot H$$
$$T_3 = 2000 + 0,035 \cdot 93,75 \cdot 9,81 \cdot 3,81 - 93,75 \cdot 9,81 \cdot 2,2 \quad (19)$$
$$\underline{\underline{T_3 = 98,18 \text{ N}}}$$

- Bod 4:

$$\underline{\underline{T_4 = T_3 = 98,18 \text{ N}}} \dots \text{ z důvodu absence napínací kladky} \quad (20)$$

- Bod 1:

$$T_1 = T_4 + (q_1 + q_2) \cdot (H + \mu_1 \cdot l_v) \cdot 9,81$$
$$T_1 = 98,18 + (33,95 + 93,75) \cdot (2,2 + 0,0347 \cdot 3,81) \cdot 9,81 \quad (21)$$
$$\underline{\underline{T_1 = 3019,75 \text{ N}}}$$

- Potřebná napínací síla

$$Z = T_3 + T_4$$
$$Z = 98,18 + 98,18 \quad (22)$$
$$\underline{\underline{Z = 196,36 \text{ N}}}$$

f) Stanovení výkonu hnacího elektromotoru:

- Hnací síla řetězové kladky:

$$F = T_1 - T_2$$
$$F = 3019,75 - 2000 \quad (23)$$
$$\underline{\underline{F = 1019,75 \text{ N}}}$$

- Výkon motoru musí překonat pasivní odpory na řetězové kladce:

$$P = \frac{F + F_g}{\eta} \cdot v_p$$
$$P = \frac{1019,75 + 52,34}{0,25} \cdot 0,16 \quad (24)$$
$$\underline{\underline{P = 686,1 \text{ W}}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{Volen 1,1 kW elektromotor}}}$$

g) Pevnostní kontrola tažných orgánů:

- Maximální síla v řetězech:

$$T_{\max} = T_{\text{stat}} + T_{\text{dyn}} = T_1 + 3 \cdot (q_1 + c \cdot q_2) \cdot L \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \sin \frac{180^\circ}{z}$$

$$T_{\max} = 3019,75 + 3 \cdot (33,95 + 2 \cdot 93,75) \cdot 4,4 \cdot \frac{0,32}{2} \cdot 1^2 \cdot \sin \frac{180^\circ}{6} \quad (25)$$

$$\underline{\underline{T_{\max} = 3253,61 \text{ N}}}$$

- Kontrola maximální síly v řetězech:

$$T_{\max} \leq \frac{F_{\text{dov}}}{k_p}$$

$$3253,61 \leq \left(\frac{28000}{8} = 3500 \right) \Rightarrow \underline{\underline{\text{VYHOVUJE}}} \quad (26)$$

Zrychlení a rychlost dopravního pásu:

- Rychlost pro obecnou polohu φ :

$$v_x = v_p \cdot \cos \varphi = R \cdot \omega \cdot \cos \omega t$$

$$\underline{\underline{v_x = 0,16 \cdot \cos \varphi}} \quad (27)$$

- Minimální rychlost pásu:

$$v_{\text{min-pásu}} = v_p \cdot \cos \varphi \leftrightarrow \varphi = 30^\circ$$

$$v_{\text{min-pásu}} = 0,16 \cdot \cos 30^\circ$$

$$\underline{\underline{v_{\text{min-pásu}} = 0,14 \text{ m/s}}} \quad (28)$$

- Zrychlení řetězu pásu pro obecnou polohu:

$$a_x = \frac{dv_x}{dt} = -R\omega^2 \cdot \sin \omega t \quad (29)$$

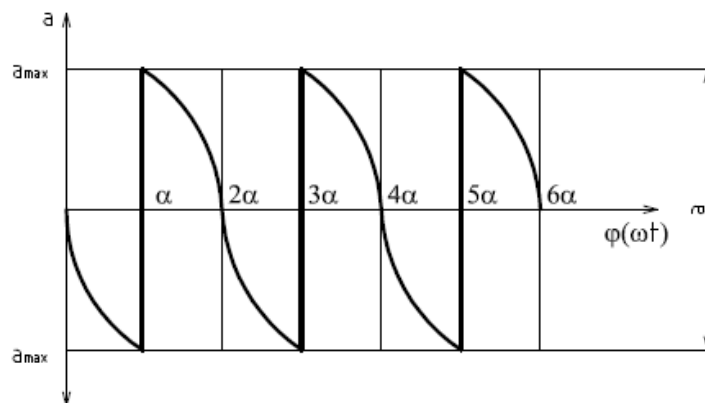
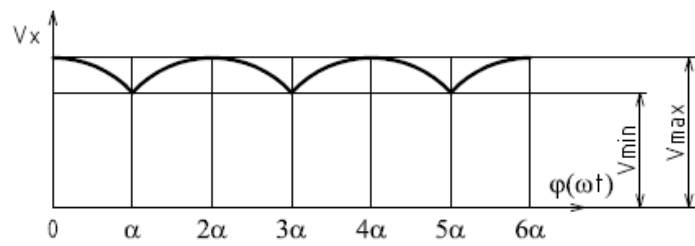
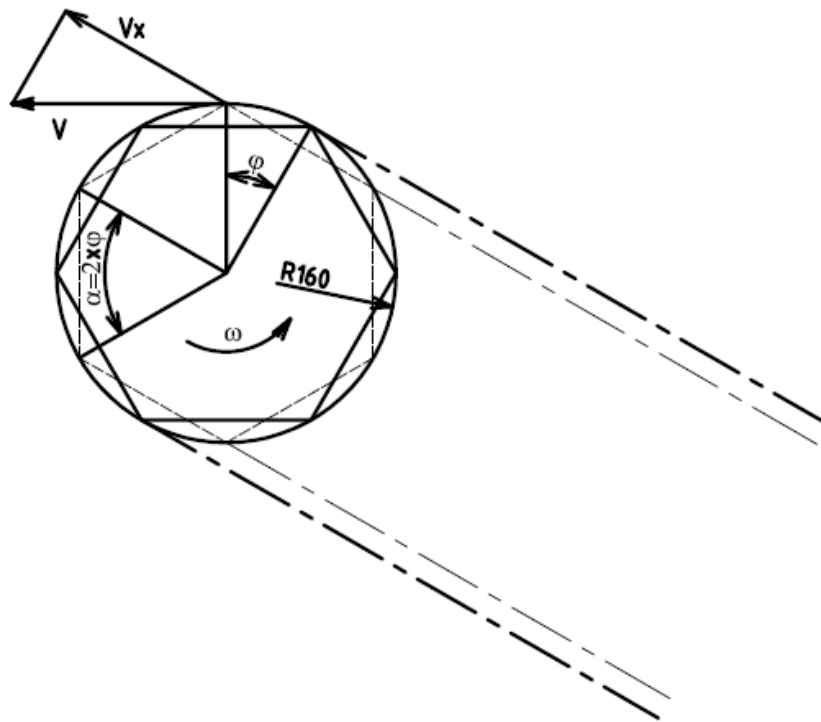
- Maximální zrychlení řetězu pásu:

Maximální zrychlení řetězu nastává při největších hodnotách „sin ωt “ tzn. při minimálních hodnotách rychlosti (viz obr. 18)

$$a_{x\max} = -R\omega^2 \cdot \sin \alpha = -R\omega^2 \cdot \sin \frac{180^\circ}{z}$$

$$a_{x\max} = -0,16 \cdot \sin \frac{180^\circ}{6} \quad (30)$$

$$\underline{\underline{a_{x\max} = -0,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

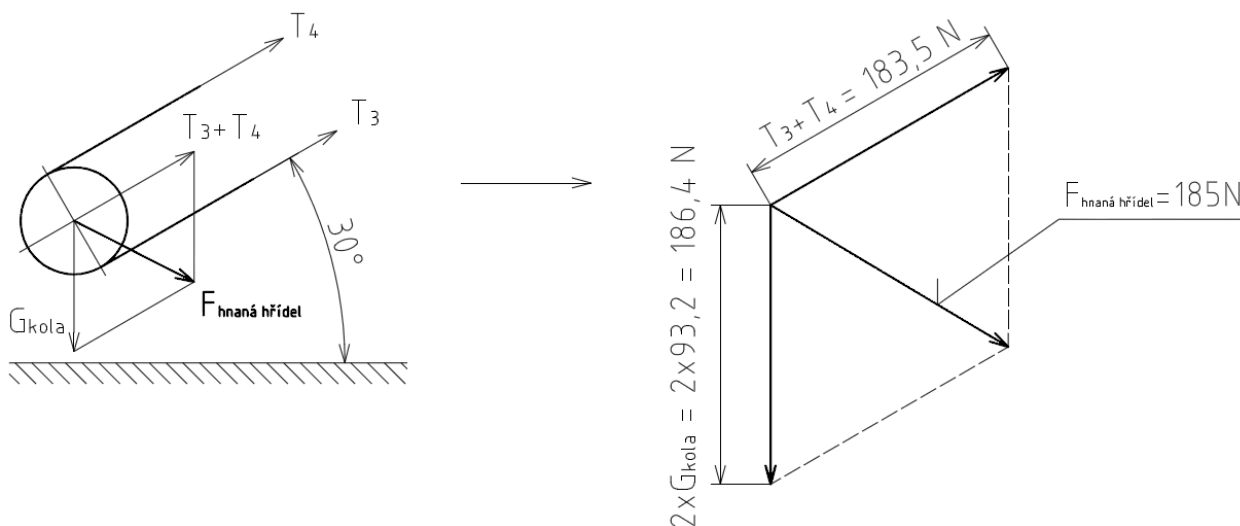


Obr. 18 – Grafické znázornění rychlostí a zrychlení řetězového kola

4. Pevnostní výpočty:

a) Hnací hřídel:

- Celková síla působící na hnanou hřídel:



Obr 19. – Znátornění sil působících na hnanou hřídel

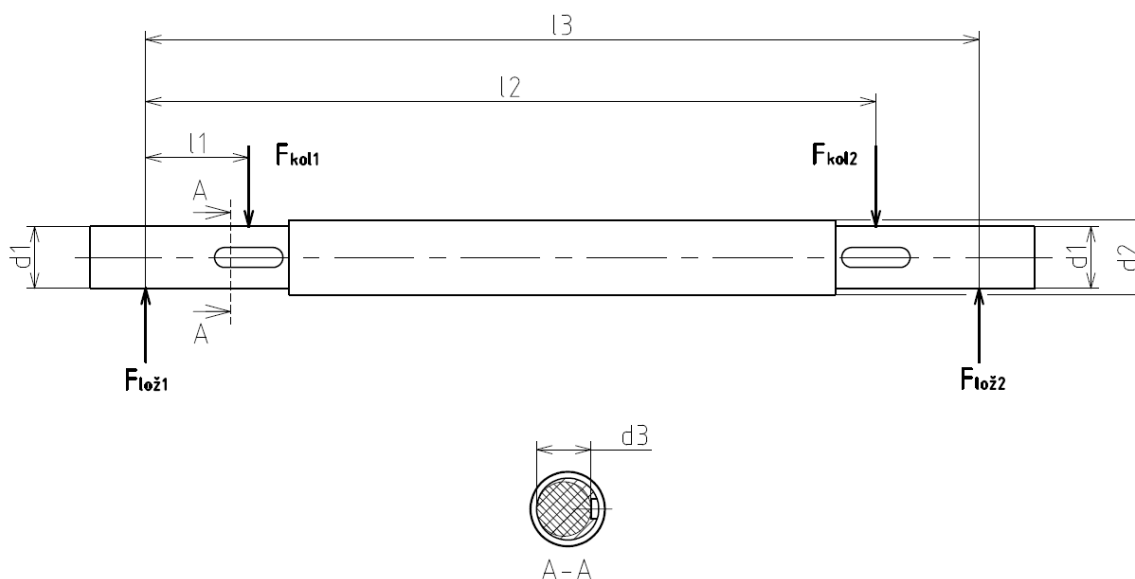
- Síla působící na hnanou hřídel:
 Hmotnost ozubeného kola vypočítána dle programu
 SolidWORKS 2008 ... $m_{\text{kola}} = 9,5 \text{ kg}$

$$G_{\text{kola}} = m_{\text{kola}} \cdot g$$

$$G_{\text{kola}} = 9,5 \cdot 9,81 \quad (31)$$

$$\underline{\underline{G_{\text{kola}} = 93,2 \text{ N}}}$$

$$\Rightarrow \text{Průmět (dle obr. 19) } \underline{\underline{F_{\text{hnaná hřídel}} = 185 \text{ N}}} \quad (32)$$



Obr. 20 – Schéma hnané hřídele

- Kde platí:

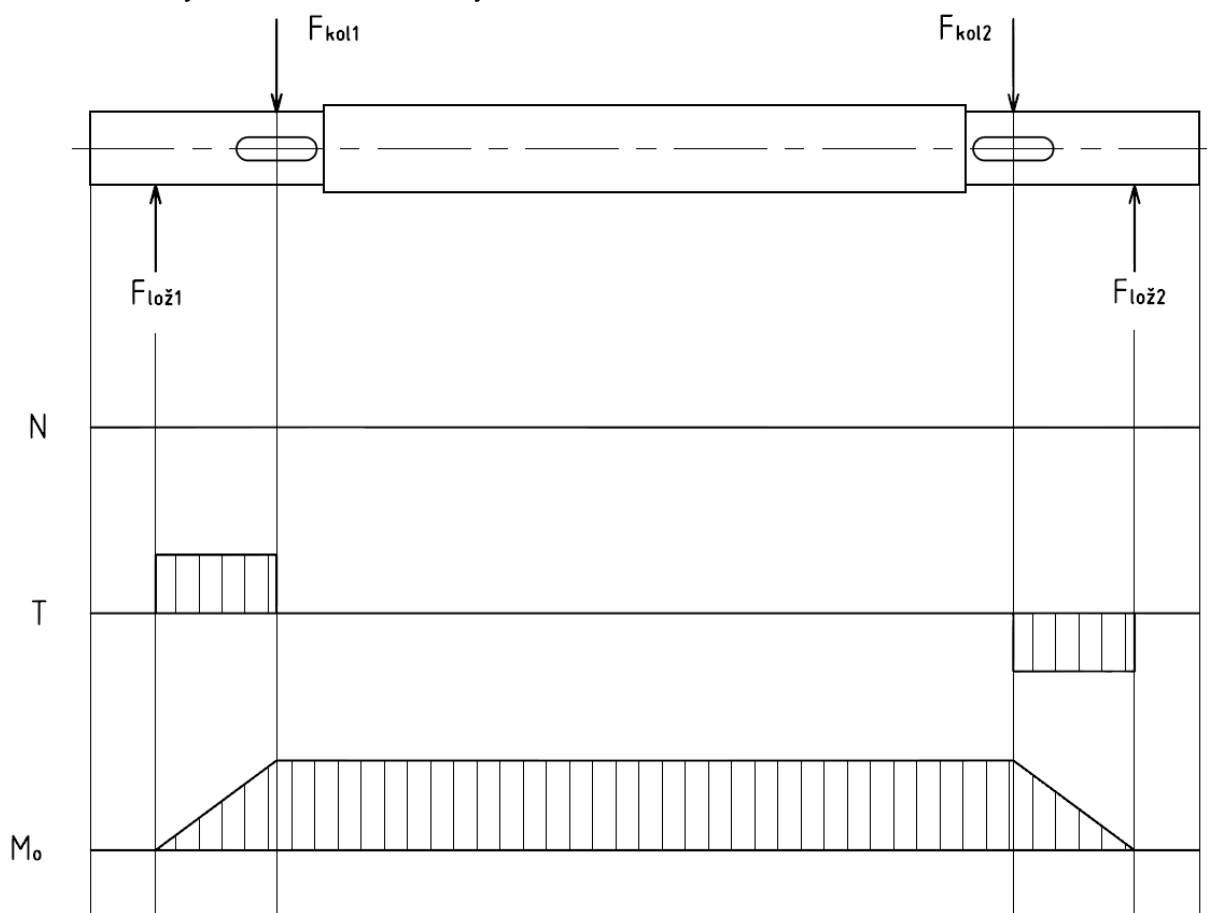
$l_1 = 83 \text{ mm}$	$d_1 = 50 \text{ mm}$
$l_2 = 588 \text{ mm}$	$d_2 = 60 \text{ mm}$
$l_3 = 671 \text{ mm}$	$d_3 = 43,8 \text{ mm}$

$$F_{kol1} = F_{kol2} = \frac{F_{hnana\ hridel}}{2}$$

$$F_{kol1} = F_{kol2} = \frac{185}{2} \tag{33}$$

$$\underline{\underline{F_{kol1} = F_{kol2} = 185 \text{ N}}}$$

- Výsledné vnitřní účinky na hnaném hřídeli:



Obr. 21 – VVÚ hnané hřídele

Velikost reakčních sil $F_{lož1}$ a $F_{lož2}$:

$\sum F = 0: \quad F_{lož1} + F_{lož2} - F_{kol1} - F_{kol2} = 0$ $\sum M_{o_{lož1}} = 0: \quad F_{kol1} \cdot l_1 + F_{kol2} \cdot l_2 - F_{lož2} \cdot l_3 = 0$	$\tag{34}$
---	------------

$$F_{\text{lož2}} = \frac{F_{\text{kol1}} \cdot l_1 + F_{\text{kol2}} \cdot l_2}{l_3}$$

$$F_{\text{lož2}} = \frac{185 \cdot 83 + 185 \cdot 588}{671} \quad (35)$$

$$\underline{\underline{F_{\text{lož2}} = 185 \text{ N}}}$$

$$F_{\text{lož1}} = F_{\text{kol1}} + F_{\text{kol2}} - F_{\text{lož2}}$$

$$F_{\text{lož1}} = 185 + 185 - 185 \quad (36)$$

$$\underline{\underline{F_{\text{lož1}} = 185 \text{ N}}}$$

Maximální ohybový moment na ose hřídele:

Dle obrázku VVÚ bylo zjištěno, že maximální ohybový moment se nachází mezi působišti sil F_{kol1} a F_{kol2} . Výpočet maximálního ohybového momentu provedu v bodě působišti síly F_{kol1} .

$$M_{\text{oFkol1}} = M_{\text{omax}} = F_{\text{lož1}} \cdot l_1 = F_{\text{kol2}} \cdot (l_2 - l_1) - F_{\text{lož2}} \cdot (l_3 - l_1)$$

$$M_{\text{oFkol1}} = 185 \cdot 0,083 \quad (37)$$

$$\underline{\underline{M_{\text{oFkol1}} = 15,4 \text{ Nm}}}$$

Modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez:

Do tohoto vztahu bude dosazen nejmenší průřezový průměr d_3 (viz obrázek 20)

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 0,0438^3}{32} \quad (38)$$

$$\underline{\underline{W_o = 8,25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3}}$$

Maximální ohybové napětí na ose hřídele:

$$\sigma_{\text{oFkol1}} = \frac{M_{\text{oFkol1}}}{W_o}$$

$$\sigma_{\text{oFkol1}} = \frac{15,4}{8,25 \cdot 10^{-6}} \quad (39)$$

$$\underline{\underline{\sigma_{\text{oFkol1}} = 1866803 \text{ Pa} = 1,9 \text{ MPa}}}$$

Bezpečnost:

$$k_o = \frac{\sigma_{oDOV}}{\sigma_{oFkol1}}$$

$$k_o = \frac{70}{1,9} \quad (40)$$

$$\underline{\underline{k_o = 36,8}}$$

b) Kontrola napínací závitové tyče M20
 - Kontrola napínací závitové tyče M20 na vzpěr

$d_{ZT} = 16,933$ mm ... vnitřní průměr závitu M20
 materiál 11 373

Štíhlost závitové tyče:

$$\boxed{\lambda = \frac{l_{ZT}}{i_{vzp}}} \quad \boxed{\begin{array}{l} \lambda < 60 \rightarrow \text{Tlak} \\ \lambda > 60 \rightarrow \text{Vzpěž} \end{array}} \quad \dots \text{ dle literatury [1]} \quad (41)$$

$$i_{vzp} = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_{ZT}^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_{ZT}^2}{4}}} = \sqrt{\frac{d_{ZT}^2}{16}}$$

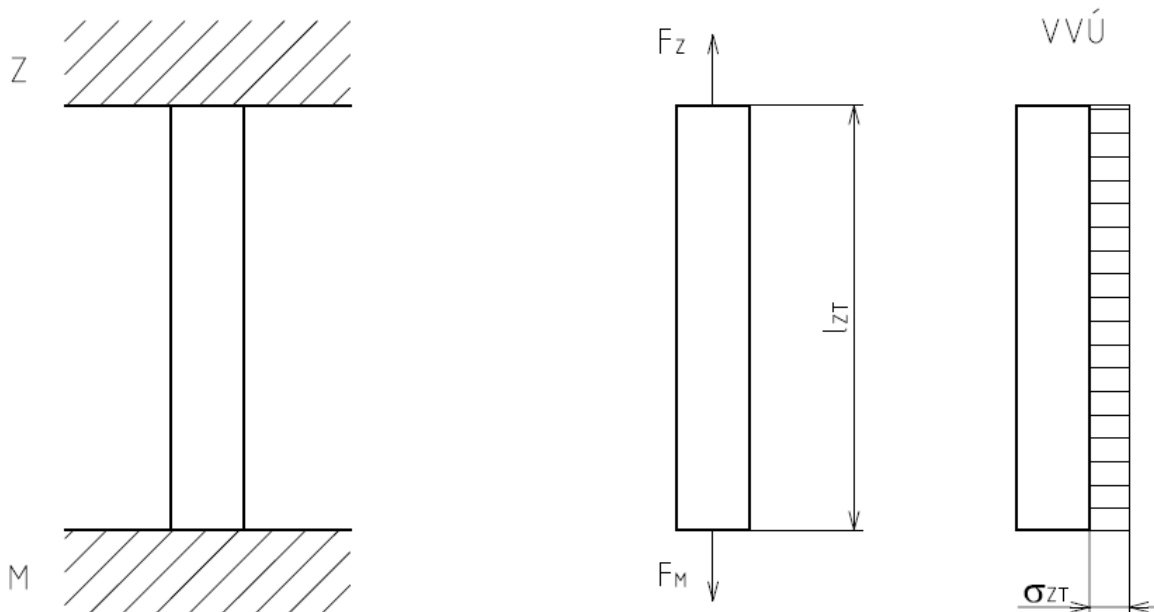
$$i_{vzp} = \sqrt{\frac{0,016933^2}{16}} \quad (42)$$

$$\underline{\underline{i_{vzp} = 0,0042 \text{ m}}}$$

$$\lambda = \frac{0,234}{0,0042}$$

$$\underline{\underline{\lambda = 56 > 60 \rightarrow \text{tlak}}}$$

- Kontrola napínací závitové tyče M20 na tlak



Obr. 22 – VVÚ napínací závitové tyče

Statický rozbor:

Napínací síla: $Z = 196,4 \text{ N}$

$$\sum F = 0: F_Z - F_M = 0 \Rightarrow \underline{\underline{F_Z = F_M = 196,4 \text{ N}}} \quad (43)$$

$$\sigma_{ZT} = \frac{F_Z}{S_{\xi}} = \frac{F_Z}{\frac{\pi \cdot d_{ZT}^2}{4}} = \frac{F_Z \cdot 4}{\pi \cdot d_{ZT}^2}$$

$$\sigma_{ZT} = \frac{196,4 \cdot 4}{\pi \cdot 0,016933^2} \quad (44)$$

$$\underline{\underline{\sigma_{ZT} = 872135 \text{ Pa} = 0,9 \text{ MPa}}}$$

Dovolené napětí pro materiál 11 373 dle literatury [1]: $\sigma_{DOV-ZT} = 40 \text{ MPa}$

Bezpečnost:

$$k_{ZT} = \frac{\sigma_{DOV-ZT}}{\sigma_{ZT}}$$

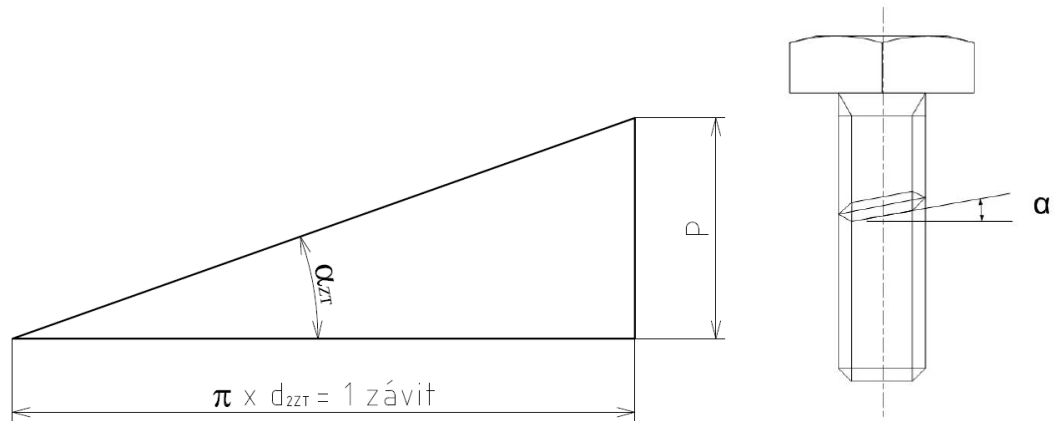
$$k_{ZT} = \frac{40}{0,9} \quad (45)$$

$$k_{ZT} = 44,4 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- Utahovací moment napínacího šroubu

$$d_{2ZT} = 18,376 \text{ mm} \dots \text{dle literatury [1]}$$

$$\alpha_{ZM} = 30^\circ \dots \text{dle literatury [1]}$$



Úhel stoupání:

$$\operatorname{tg} \alpha_{ZT} = \frac{P}{\pi \cdot d_{2ZT}} \Rightarrow \alpha_Z = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_{2ZT}}$$

$$\alpha_{ZT} = \operatorname{arctg} \frac{0,0025}{\pi \cdot 0,018376}$$

$$\underline{\underline{\alpha_{ZT} = 2,48^\circ}}$$

Třecí úhel:

$$f_Z = 0,1 \dots \text{dle literatury [1]}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_Z = \frac{f_Z}{\cos\left(\frac{\alpha_{ZM}}{2}\right)} \Rightarrow \varphi_Z = \operatorname{arctg} \frac{f_Z}{\cos\left(\frac{\alpha_{ZM}}{2}\right)}$$

$$\varphi_Z = \operatorname{arctg} \frac{0,1}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)}$$

$$\underline{\underline{\varphi_Z = 5,91^\circ}}$$

Optimální utahovací síla působící na středním průměru závitu:

$$F_{\text{utah-opt}} = Z \cdot \operatorname{tg}(\alpha_Z + \varphi_Z)$$

$$F_{\text{utah-opt}} = 196,36 \cdot \operatorname{tg}(2,48^\circ + 5,91^\circ)$$

$$\underline{\underline{F_{\text{utah-opt}} = 29 \text{ N}}}$$

Optimální utahovací moment:

$$M_{\text{utah-opt}} = F_{\text{utah-opt}} \cdot \frac{d_{2ZT}}{2}$$

$$M_{\text{utah-opt}} = 29 \cdot \frac{0,018376}{2}$$

$$\underline{\underline{M_{\text{utah-opt}} = 0,27 \text{ Nm}}}$$

Maximální možný utahovací moment pro napínací šroub:

$$\sigma_{\text{DOV-ZT}} = \frac{Z_{\text{MAX}}}{S_{\xi}} \Rightarrow Z_{\text{MAX}} = \sigma_{\text{DOV-ZT}} \cdot S_{\xi}$$

$$Z_{\text{MAX}} = 40 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot d_{ZT}^2}{4}$$

$$\underline{\underline{Z_{\text{MAX}} = 9008 \text{ N}}}$$

Maximální utahovací síla působící na středním průměru závitu:

$$F_{\text{utah-max}} = Z_{\text{MAX}} \cdot \text{tg}(\alpha_z + \varphi_z)$$

$$F_{\text{utah-max}} = 9008 \cdot \text{tg}(2,48^\circ + 5,91^\circ)$$

$$\underline{\underline{F_{\text{utah-max}} = 1269 \text{ N}}}$$

Maximální možný utahovací moment:

$$M_{\text{utah-max}} = F_{\text{utah-max}} \cdot \frac{d_{2ZT}}{2}$$

$$M_{\text{utah-max}} = 1269 \cdot \frac{0,018376}{2}$$

$$\underline{\underline{M_{\text{utah-max}} = 11,7 \text{ Nm}}}$$

Při překročení maximálního utahovacího momentu by mohlo dojít k vybočení osy závitové tyče z přímého směru.

5. Uvedení do provozu a údržba

Dopravník je nutné usadit na pevný podklad. Musí být zajištěn proti posunu. Elektrickou část smí zapojit pouze odborník. Pás musí být správně napnut. Po zapnutí dopravníku zkontrolovat směr otáčení.

Při jakékoliv údržbě, seřizování nebo opravách musí být stroj odpojený od elektrické energie. Všechna kuličková ložiska jsou bezúdržbová. Dbejte předpisů na údržbu dle výrobce motoru a převodovky. Každých 40 pracovních hodin proveďte kontrolu dotažení všech šroubů dopravníku a namazání dopravního řetězu vhodným tukem pro řetězy.

6. Závěr

Ze zadaných parametrů jako je dopravní výkon, výška a maximální rozměry dopravovaného materiálu byly provedeny funkční výpočty. Dle těchto výpočtů jsme získali rozměrové hodnoty pásu a parametry pro určení převodovky a elektromotoru. Z důvodu plynulosti chodu byl zvolen elektromotor o výkonu 1,1kW. Převodovka byla zvolená šneková, zejména kvůli vysokým převodovým poměrům. Technické požadavky pro konstrukci odpovídají normě ISO 2140.

Celková koncepce dopravníku je přizpůsobena prostředí, ve kterém bude zařízení používáno. Rám tvoří pevná svařovaná konstrukce převážně ze čtyřhranných trubek. Napínání pásu bylo voleno jednoduché pomocí napínacího šroubu a matice. Jako zajištění proti povolování slouží kontra matice a dvojice šroubů na bočnici rámu (viz obrázek 14).

Byly provedeny kontrolní výpočty, u kterých je vysoká bezpečnost.

7. Seznam použitých zdrojů

Literatura

- [1] Vávra, P. a kol.: Strojnické tabulky, Scientia 1999
- [2] Gajdušek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VUT Brno 1988
- [3] Kraus, O. a kol.: Inženýrská příručka pro stavbu strojů I. Díl, SNTL 1961
- [4] Kraus, O. a kol.: Inženýrská příručka pro stavbu strojů II. Díl, SNTL 1961
- [5] Cvekl, Z., Dražan, F. a kol.: Teoretické základy transportních zařízení, SNTL 1976
- [6] Černoch, S.: Strojně technická příručka, svazek 1, SNTL 1977
- [7] Mynář, B., Špička, J.: Přednášky z předmětu Dopravní a manipulační zařízení, VUT Brno 2007

Ostatní zdroje

- [1] Řetězy Vamberk, [online] 2008
Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/PDF_unor_2008/65.pdf
- [2] Blickle kola + kladky, [online] 2009
Dostupné z: <http://www.blickle.de/nojavascript.html?PHPSESSID-cz-cz=84c81e9b6f10b4b4e032b584855b7309>
- [3] Siemens, [online] 2009
Dostupné z:
https://mall.automation.siemens.com/DE/guest/configurators/sd/sdFrameset.asp?urlParams=PROD_ID%3D5Y&MLFB=&proxy=mall.automation.siemens.com&retURL=%2FDE%2Fguest%2Findex.asp%3FaktTab%3D5%26lang%3Dde%26nodeID%3D1000000&lang=en
- [4] TOS Znojmo, [online] 2009
Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mrt/cz/index.htm>
- [5] Feromat, [online] 2009
Dostupné z:
http://www.feromat.cz/files/FEROMAT_HUTNI_2009.pdf
http://www.feromat.cz/files/FEROMAT_SPOJ_2006.pdf

8. Seznam použitých symbolů

Značka	Název	Jednotka
$a_{x\max}$	Maximální zrychlení pásu	$m \cdot s^{-2}$
B	Šířka dopravního pásu	mm
c	Korekční součinitel	-
C_{MAX}	Největší rozměr kusů ve směru kolmém na směru pohybu	mm
D_1	Roztečný průměr řetězového kola	m
d_1	Průměr na hnací hřídeli (viz. obrázek 20)	m
d_2	Průměr na hnací hřídeli (viz. obrázek 20)	m
d_{2ZT}	Střední průměr závitu napínací závitové tyče	m
d_3	Průměr na hnací hřídeli (viz. obrázek 20)	m
d_{ξ}	Průměr čepu hnací řetězky v ložiskách	m
$d_{\check{r}}$	Průměr čepu řetězu	m
d_{ZT}	Malý průměr závitu napínací závitové tyče	m
e	Rameno valivého odporu	mm
F	Hnací síla řetězové kladky	N
F_1	Odpor k překonání dopravní výšky	N
f_1	Součinitel tření v kloubu řetězu	-
F_2	Odpor způsobený třením pásu v důsledku zatížení odpadem	N
F_3	Odpor způsobený třením v důsledku vlastní hmotnosti	N
F_4	Odpor napínací řetězové kladky	N
F_5	Odpor shazovače	N
F_6	Odpor vlivem změny sklonu dopravníku	N
F_7	Odpor pevného bočního vedení	N
F_8	Odpor hnací řetězové kladky	N
$f_{\check{c}1}$	Součinitel čepového tření v ložení kladek	-
F_{dov}	Maximální dovolená síla v řetězu	N
$F_{hnaná_hřidel}$	Celková síla působící na hnanou hřídel	N
F_{kol1}	Síla jedna řetězového kola působící na hnanou hřídel	N
F_{kol2}	Síla dvě řetězového kola působící na hnanou hřídel	N

F_{loz1}	Síla působící na hnanou hřídel od ložiska 1	N
F_{loz2}	Síla působící na hnanou hřídel od ložiska 2	N
F_M	Síla působící na závitovou tyč 2 (viz. obrázek 22)	N
$F_{utah-max}$	Maximální utahovací síla na středním průměru závitu	N
$F_{utah-opt}$	Optimální utahovací síla na středním průměru závitu	N
F_Z	Síla působící na závitovou tyč 1 (viz. obrázek 22)	N
f_z	Součinitel tření v závitu	-
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
G_{kola}	Vertikální silové působení řetězového kola	N
H	Vertikální výška dopravníku	m
i	Počet dopravovaných kusů za hodinu	$ks \cdot hod^{-1}$
i_{vzp}	Poloměr setrvačnosti	m
J	Kvadratický moment průřezu závitu	m^4
k_1	Součinitel respektující vliv tření nákoků kladek	-
k_o	Bezpečnost hnané hřídele na ohyb	-
k_p	Bezpečnost pásu	-
k_{zT}	Bezpečnost závitové tyče	-
L	Pracovní délka dopravníku	m
l_1	Vzdálenost na hnací hřídeli (viz. obrázek 20)	m
l_2	Vzdálenost na hnací hřídeli (viz. obrázek 20)	m
l_3	Vzdálenost na hnací hřídeli (viz. obrázek 20)	m
l_v	Vodorovná délka dopravníku	m
l_{zT}	Největší délka nezi podpěrami napínací závitové tyče	m
m_{cl}	Hmotnost článku	kg
m_{kola}	Hmotnost řetězového kola	kg
M_{oFkol1}	Ohybový moment působící v místě prvního kola	Nm
m_p	Hmotnost jednoho kusu	kg
$M_{utah-max}$	Maximální utahovací moment napínací závitové tyče	Nm
$M_{utah-opt}$	Optimální utahovací moment napínací závitové tyče	Nm
n	Otáčky řetězového kola	$ot \cdot s^{-1}$

P	Výkon motoru	W
p_f	Rozteč řetězu	m
Q	Dopravované množství za hodinu	tun·hod ⁻¹
q_1	Hmotnost dopravovaného odpadu na jeden metr pásu	kg·m ⁻¹
q_2	Hmotnost jednoho metru dopravního pásu	kg·m ⁻¹
R	Poloměr roztečné kružnice	m
$r_{\check{c}}$	Poloměr čepu v ložiskách	m
R_k	Poloměr kladky	m
S	Průřez závitů napínací závitové tyče	m ²
T_1	Tahová síla pásu v bodě jedna (viz. obrázek 17)	N
T_2	Tahová síla pásu v bodě dva (viz. obrázek 17)	N
T_3	Tahová síla pásu v bodě tři (viz. obrázek 17)	N
T_4	Tahová síla pásu v bodě čtyři (viz. obrázek 17)	N
T_{MAX}	Maximální síla v řetězech	N
t_p	Průměrná vzdálenost dvou po sobě následujících kusů	m
$v_{min-pásu}$	Minimální rychlost pásu	m/s
v_p	Rychlost dopravního pásu	m/s
W_o	Průřezový modul v ohybu	m ³
Z	Napínací síla	N
z	Počet zubů	-
Z_{MAX}	Maximální tlaková síla působící na závitovou tyč	N
α	Sklon dopravníku vůči vodorovné poloze	°
α_{ZM}	Úhel profilu závitů	°
α_{ZT}	Úhel stoupání závitů napínací závitové tyče	°
η	Účinnost převodového ústrojí	-
λ	Štíhlost závitové tyče	-
μ_1	Celkový součinitel odporu	-
σ_{DOV-ZT}	Dovolené tlakové napětí napínací závitové tyče	MPa
σ_{ODOV}	Dovolené ohybové napětí na hnané hřídeli	MPa
σ_{oFkol1}	Ohybové napětí působící v místě prvního kola	Mpa

σ_{zT}	Tlakové napětí v napínací závitové tyči	MPa
φ	Úhel určující polohu řetězového kola	°
φ_z	Třecí úhel závitu napínacího ústrojí	°
ω	Úhlová rychlost řetězového kola	rad·s ⁻¹

9. Seznam příloh

Výkres sestavení

ČLÁNKOVÝ DOPRAVNÍK

B. P. – 3P21 – 01/A1

Podsestava napínacího zařízení

NAPÍNACÍ ZARÍZENÍ

B. P. – 3P21 – 05/A3

Výrobní výkres řetězového kola

ŘETĚZOVÉ KOLO DOPRAVNÍKU

B. P. – 3P21 – 05 – 05/A3