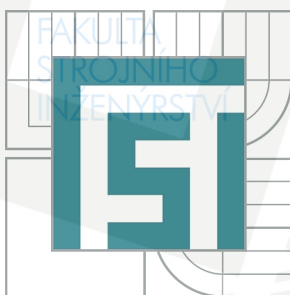


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POHÁNĚNÁ HORIZONTÁLNÍ VÁLEČKOVÁ DRÁHA

HORIZONTAL DRIVEN ROLLER CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LUBOŠ VIKTORA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Luboš Viktora

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:

Poháněná horizontální válečková dráha

v anglickém jazyce:

Horizontal driven roller conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte poháněnou válečkovou dráhu pro přepravu ocelových odlitků v rámci mezioperační vnitropodnikové přepravy.

Technické parametry:

délka tratě 10 m

rychlost předmětu na trati 0,1 m.s-1

půdorysný rozměr přepravky 0,5 x 0,5 m

materiál přepravky - plast

celková hmotnost přepravky a odlitku 150 kg

počet přepravovaných předmětů na trati max. 5ks

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

funkční výpočet válečkové tratě, určení hlavních rozměrů tratě, pevnostní výpočet hřídele poháněného válečku, návrh a kontrolu rámu tratě.

Nakreslete:

sestavný výkres tratě, sestavný výkres sekce tratě, sestavu poháněného válečku, detailní výkres hřídele a pláště poháněného válečku.

Rozsah grafických prací:dle požadovaných cílů

Rozsah průvodní zprávy: 25 až 30 stran

Seznam odborné literatury:

Gajdůšek, J.; Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků, skripta ČVUT Praha, 1983

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



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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Bakalářská práce se zabývá návrhem poháněné horizontální válečkové dráhy. Obsahuje výpočet válečkové tratě včetně působících odporů, volbu pohonné jednotky, návrh převodu, návrh válečku a jeho kontrola, návrh rámu a jeho kontrola. Na základě výpočtů je vypracován 3D model zpracovaný v CAD systému Autodesk Inventor a výkresová dokumentace.

ISI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Annotation

The bachelor thesis deals with the horizontal driven roller conveyor. The thesis includes the calculation of the roller track including active resistance, the choice of engine, transmission design, roller design and its control, frame design and its control. Based on calculations, 3D model designed in a CAD system Autodesk Inventor and drawings are developed.

Klíčová slova

Poháněná horizontální válečková dráha, válečková trať, váleček, rám, řemenový převod, pevnostní kontrola.

Key words

Horizontal driven roller conveyor, roller track, roller, frame, belt drive, strength analysis.

Bibliografická citace

VIKTORA, L. *Poháněná horizontální válečková dráha*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. Použité podklady jsem uvedl na konci této práce.



V Brně dne 2010

Luboš Viktora

.....

Poděkování

Chci poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za odborné rady a dále svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
VÝSKUMNÉ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Obsah

1 Úvod	10
2 Výpočet válečkové tratě	11
2.1 Stanovení rozměrů tratě.....	11
2.1.1 Délka tratě.....	11
2.1.2 Výška tratě.....	11
2.1.3 Šířka tratě.....	11
2.1.4 Rozteč válečků.....	11
2.2 Funkční výpočet válečkové tratě.....	12
2.2.1 Dopravní výkon.....	12
2.2.2 Otáčky válečku při dané dopravní rychlosti.....	12
2.2.3 Celkový počet válečků na trati.....	12
2.2.4 Počet válečků pod předmětem.....	13
2.2.5 Hmotnost předmětu připadající na jeden váleček.....	13
2.3 Odporů působících na váleček.....	13
2.3.1 Složka vlastní tíhy předmětu (tj. síla potřebná ke zvedání – spouštění).....	13
2.3.2 Odpor vlivem valivého a čepového tření.....	14
2.3.3 Odpor vlivem výrobních nepřesností.....	14
2.3.4 Celkový odpor působících na váleček.....	14
2.4 Počet poháněných válečků pod jedním předmětem.....	14
2.5 Celkový potřebný výkon.....	15
3. Pohonná jednotka	15
3.1 Elektromotor.....	15
3.2 Převodovka.....	15
3.3 Kontrola rozběhu motoru.....	16
3.3.1 Doba rozběhu předmětu (čas smyku).....	16
3.3.2 Rozběhový moment redukováný na hřídel motoru.....	16
3.3.3 Moment na hřídeli motoru při rozběhu.....	18
4 Návrh převodu plochým řemenem	18
4.1 Silové poměry v řemenu.....	18
4.2 Výpočet rozměrů řemene.....	20
5 Váleček	21
5.1 Návrh válečku.....	21
5.2 Kontrola válečku.....	21
5.2.1 Hřídel válečku.....	22
5.2.1.1 Výpočet reakcí v ložiskách od tíhy předmětu.....	22
5.2.1.2 Výpočet reakcí v ložiskách od maximální síly řemene.....	23

5.2.1.3 Výpočet reakcí v bočnici rámu od tíhy předmětu	24
5.2.1.4 Výpočet reakcí v bočnici rámu od max. síly řemene.....	25
5.2.1.5 Průběh zatížení od tíhy předmětu	26
5.2.1.6 Průběh zatížení od maximální síly řemene	28
5.2.1.7 Největší ohybové napětí.....	29
5.2.2 Plášť válečku.....	31
6 Rám tratě	33
6.1 Návrh	33
6.2 Kontrola	36
6.2.1 Výpočet zatížení.....	36
6.2.2 Výpočet maximálního napětí	37
7 Závěr	38
8 Seznam použitých zdrojů	39
9 Seznam použitých symbolů	41
10 Seznam výkresové dokumentace	44

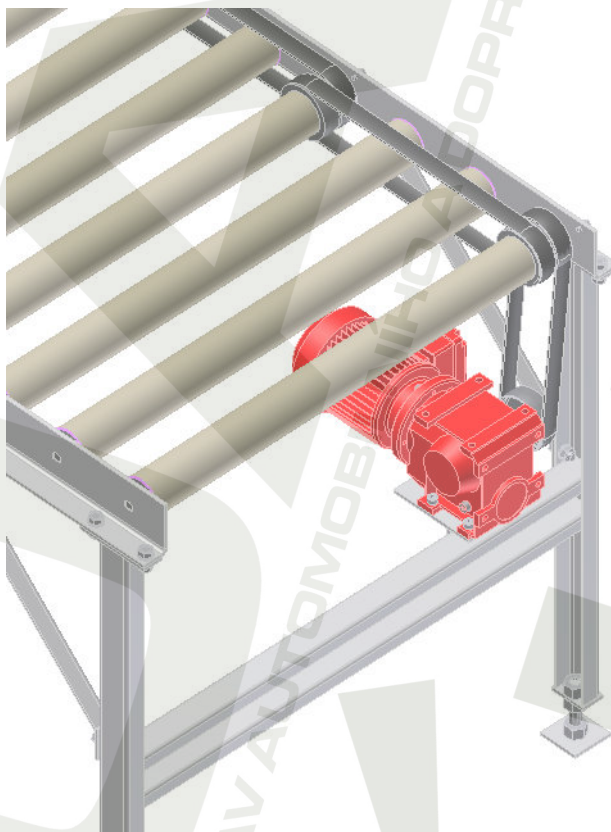
1 Úvod

Válečkové tratě se používají především pro přepravu a skladování kusového zboží v závodech pro sériovou a hromadnou výrobu, kde se daný předmět přesouvá z jednoho místa na druhé. Předměty jsou obvykle dopravovány kolmo na osy válečků pomocí obvodové síly, která působí na dopravovaný předmět.

Hlavním znakem válečkových tratí je řada válečků, které jsou otočné kolem vlastních hřídelů. Jejich uložení může být ve stálých nebo přemístitelných rámech. Tyto rámy tvoří tratě, které se vyznačují svojí jednoduchou konstrukcí a snadnou montáží. Tratě mohou být gravitační nebo s vlastním pohonem válečků a dále je rozlišujeme na tratě vodorovné nebo šikmé.

Tato práce se zabývá návrhem a konstrukcí vodorovné poháněné tratě, která slouží pro přepravu odlitků v rámci vnitropodnikové mezioperační přepravy. Vzhledem k nízké hmotnosti a malému počtu přepravovaných předmětů je přenos síly motoru potřebné pro pohyb válečku realizován pomocí plochého řemene (z válečku na váleček) (obr.1).

Délka tratě je příliš dlouhá pro manipulaci při převozu, a proto je celá trať rozdělena pro dopravu na vhodný počet sekcí.



Obr.1: Válečkový dopravník s převodem z válečku na váleček.

2 Výpočet válečkové tratě

2.1 Stanovení rozměrů tratě

2.1.1 Délka tratě

Celková délka tratě je zadaná: **L = 10 m**

2.1.2 Výška tratě

Výška tratě není zadaná, proto je voleno **H = 0,8 m** (případné nerovnosti podlahy, budou vyrovnány výškově stavitelnými stojnami)

2.1.3 Šířka tratě [9]

Šířka tratě se volí podle rozměrů dopravovaných předmětů, měla by být dodržena podmínka (dle normy ČSN 26 4501):

$$b_z \leq 0,8 \cdot B \Rightarrow B \geq \frac{b_z}{0,8}$$

$$B \geq \frac{0,5}{0,8}$$

$B \geq 0,625$ m volena šířka **B = 0,650 m**

kde:

b_z [m].....šířka dopravovaného předmětu → dle zadání

B [m].....jmenovitá šířka tratě je pouze orientační a předběžná, přesná šířka tratě se bude odvíjet od délky válečku a tloušťky materiálu použitého na rám dopravníku.

2.1.4 Rozteč válečků [2, str. 253]

Rozteč válečku se volí tak, aby předmět vždy spočíval minimálně na dvou válečcích, a je dána vztahem:

$$t = \frac{1}{i} \quad [m] \quad (2.1)$$

$$t = \frac{1}{8}$$

t = 0,125 m

kde:

i [ks].....počet válečků na 1 m délky tratě, voleno $i = 8$ ks

2.2 Funkční výpočet válečkové tratě [7, str. 8]

2.2.1 Dopravní výkon

$$N = \frac{n \cdot v \cdot 3600}{L} \quad [\text{ks/hod}] \quad (2.2)$$

$$N = \frac{5 \cdot 0,1 \cdot 3600}{10}$$

$$N = 180 \text{ ks/hod}$$

kde:

n [-].....počet předmětů na trati → ze zadání

v [m/s].....rychlost předmětu na trati → ze zadání

L [m].....délka tratě → ze zadání

2.2.2 Otáčky válečku při dané dopravní rychlosti

$$v = \omega \cdot R \Rightarrow n_v = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot R} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (2.3)$$

$$n_v = \frac{0,1}{2 \cdot \pi \cdot 0,03}$$

$$n_v = 0,53 \text{ s}^{-1}$$

kde:

R[m].....poloměr válečku, předběžně voleno R = 0,03 m

2.2.3 Celkový počet válečků na trati

$$z = \frac{L}{t} \quad [\text{ks}] \quad (2.4)$$

$$z = \frac{10}{0,125}$$

$$z = 80 \text{ ks}$$

kde:

t [m].....rozteč válečků → vztah (2.1)

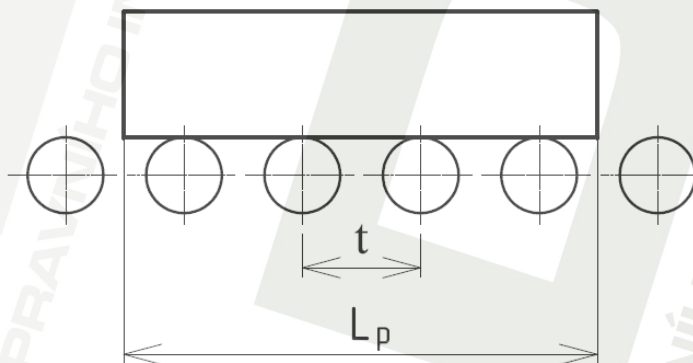
2.2.4 Počet válečků pod předmětem

Dopravovaný předmět je plastová bedna o rozměrech 0,5 x 0,5 m, rozteč $t = 0,125$ m

$$k_1 = \frac{L_p}{t} \quad [\text{ks}] \quad (2.5)$$

$$k_1 = \frac{0,5}{0,125}$$

$k_1 = 4 \text{ ks}$



Obr.4: Počet válečků pod předmětem

kde:
 L_p [m].....šířka bedny

2.2.5 Hmotnost předmětu připadající na jeden váleček

$$q = \frac{m_p}{k_1} \quad [\text{kg}] \quad (2.6)$$

$$q = \frac{150}{4}$$

$q = 37,5 \text{ kg}$

kde:
 m_p [kg].....hmotnost jednoho předmětu (přepravka + odlitek) → ze zadání
 k_1 [ks].....počet válečků pod jedním předmětem → vztah (2.5)

2.3 Odpory působící na váleček

2.3.1 Složka vlastní tíhy předmětu(tj. síla potřebná ke zvedání – spouštění)

$$W_1 = \pm q \cdot g \cdot \sin \beta \quad [\text{N}] \quad (2.7)$$

$W_1 = 0 \text{ N}$ → vodorovná dopravní trať

2.3.2 Odpor vlivem valivého a čepového tření

$$W_2 = q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \frac{e_o + f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} + m_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \quad [N] \quad (2.8)$$

$$W_2 = 37,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^{\circ} \cdot \frac{0,002 + 0,02 \cdot 0,0075}{0,03} + 2,9 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot 0,0075}{0,03}$$

$$W_2 = 26,5 \text{ N}$$

kde:

$g [m \cdot s^{-2}]$tíhové zrychlení

$q [kg]$hmotnost předmětu připadající na jeden váleček → vztah (2.6)

$\beta [^{\circ}]$sklon trati → ze zadání

$e_o [m]$rameno valivého odporu → zdroj[10]

$f_{\xi} [m]$součinitel čepového tření → zdroj[4]

$r_{\xi} [m]$poloměr čepu válečku v ložiskách, předběžně voleno $r_{\xi} = 0,0075 \text{ m}$

$m_v [kg]$hmotnost rotující části válečku, odečtena z modelovaného válečku v 3D programu Autodesk Inventor, $m_v = 2,9 \text{ kg}$

2.3.3 Odpor vlivem výrobních nepřesností

Tento odpor se nedá přesně matematicky vyjádřit, proto se uvádí jako 0,5% normálového zatížení válečku

$$W_3 = 0,005 \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta \quad [N] \quad (2.9)$$

$$W_3 = 0,005 \cdot 37,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^{\circ}$$

$$W_3 = 1,8 \text{ N}$$

2.3.4 Celkový odpor působící na váleček

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \quad [N] \quad (2.10)$$

$$W = 0 + 27,2 + 1,8$$

$$W = 29 \text{ N}$$

2.4 Počet poháněných válečků pod jedním předmětem

$k_p = 1 \text{ ks}$ - voleno, bude poháněn jeden váleček pod předmětem

2.5 Celkový potřebný výkon

$$P = \left\{ n \cdot m_p \cdot g \left[\sin \beta + \cos \beta \cdot \left(\frac{e_o + f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} + 0,005 \right) \right] + m_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi} \cdot z}{R} \right\} \cdot \frac{v}{\eta} \quad [\text{W}] \quad (2.11)$$

$$P = \left\{ 5 \cdot 150 \cdot 9,81 \left[\sin 0^{\circ} + \cos 0^{\circ} \cdot \left(\frac{0,002 + 0,02 \cdot 0,0075}{0,03} + 0,005 \right) \right] + 2,9 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot 0,0075}{0,03} \cdot 80 \right\} \cdot \frac{0,1}{0,8}$$

$$P = 72 \text{ W}$$

kde:

z [ks].....celkový počet válečků → vztah (2.4)

v [m/s].....rychlost předmětu na trati → ze zadání

η [-].....účinnost plochého řemenového převodu, η = 0,8

3. Pohonná jednotka [14]

Pro pohon válečkové trati je vhodné použít třífázový asynchronní motor ve spojení se šnekovou převodovkou s vysokým převodovým poměrem.

3.1 Elektromotor

Z katalogu firmy SEW-EURODRIVE CZ zvolen elektromotor s označením **DR63S4**.

Parametry:

otáčky $n_m = 1400 \text{ min}^{-1}$

kroutící moment $M_m = 92 \text{ Nm}$

výkon $P_m = 0,12 \text{ kW}$

3.2 Převodovka

Z katalogu firmy SEW-EURODRIVE CZ zvolena převodovka s označením **S37**.

Firma dodává uvedený elektromotor spolu s převodovkou jako celek s označením **S37/DR63S4**.

Parametry:

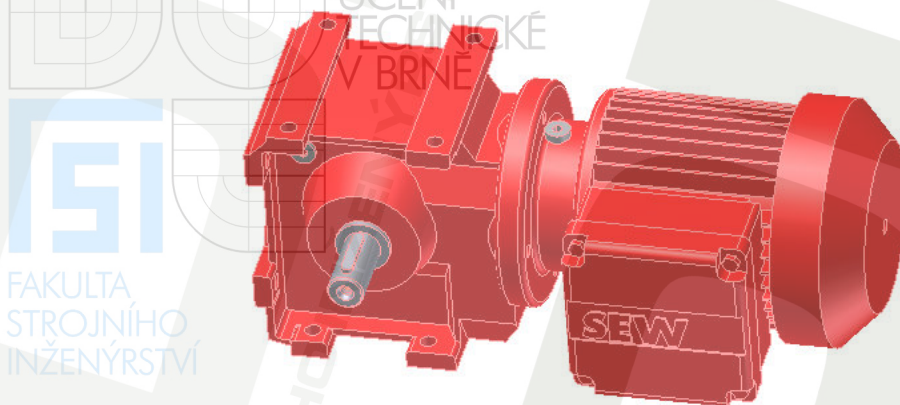
otáčky $n_p = 32 \text{ min}^{-1} = 0,53 \text{ s}^{-1}$

kroutící moment $M_p = 36 \text{ Nm}$

převodový poměr $i_c = 43,68$

poměr momentu záběrného a jmenovitého momentu $\frac{M_z}{M_n} = 2,2$

celková hmotnost $m_m = 11 \text{ kg}$



Obr.5: Motor se šnekovou převodovkou

3.3 Kontrola rozběhu motoru [7, str. 11]

3.3.1 Doba rozběhu předmětu (čas smyku)

$$a_p = \frac{v}{t_s} \Rightarrow t_s = \frac{v}{a_p} \quad [s] \quad (3.1)$$

$$t_s = \frac{v}{\frac{k_p}{k_l} \cdot g \left[\cos \beta \left(\mu - \frac{2 \cdot e}{D} \right) - \frac{k_l}{k_p} \cdot \sin \beta \right]}$$

$$t_s = \frac{0,1}{\frac{1}{4} \cdot 9,81 \left[\cos 0^\circ \left(0,25 - \frac{2 \cdot 0,002}{0,06} \right) - \frac{4}{1} \cdot \sin 0^\circ \right]}$$

$t_s = 0,22 \text{ s}$

kde:

μ [-].....součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem → zdroj[15]

3.3.2 Rozběhový moment redukováný na hřídel motoru

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_{od} \quad [Nm] \quad (3.2)$$

Třecí moment:

$$M_t = n \cdot k_p \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{R}{i_c \cdot \eta} \quad [Nm] \quad (3.3)$$

$$M_t = 5 \cdot 1 \cdot 37,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,25 \cdot \frac{0,03}{43,68 \cdot 0,8}$$

$M_t = 0,39 \text{ Nm}$

Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot:

$$M_{zp} = n \cdot m_p \cdot \frac{v \cdot R}{t_s \cdot i_c \cdot \eta} \quad [\text{Nm}] \quad (3.4)$$

$$M_{zp} = 5 \cdot 150 \cdot \frac{0,1 \cdot 0,03}{0,22 \cdot 43,68 \cdot 0,8}$$

M_{zp} = 0,29 Nm

Moment zrychlujících sil rotujících hmot:

$$M_{zr} = z_p \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_c \cdot \eta} \quad [\text{Nm}] \quad (3.5)$$

kde:

J.....setrvačný moment jednoho válečku vypočtený dle vztahu:

$$J = m_v \cdot R_s^2 = m_v \left(\frac{D - s_v}{2} \right)^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (3.6)$$

$$J = 2,9 \cdot \left(\frac{0,06 - 0,003}{2} \right)^2$$

J = 0,0024 kg · m²

kde:

s_v [m].....tloušťka pláště válečku, předběžně voleno s_v = 0,003 m

εúhlové zrychlení válečku vypočtené dle vztahu:

$$\varepsilon = \frac{\omega_v}{t_s} = \frac{2 \cdot v}{t_s \cdot D} \quad [\text{s}^{-2}] \quad (3.7)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0,1}{0,22 \cdot 0,06}$$

ε = 15,2 s⁻²

z_ppočet poháněných válečků na trati, z_p = 27 ks → poháněný každý třetí váleček

Z dosazení do vztahu (3.5) vyplývá:

$$M_{zr} = 27 \cdot 0,0024 \cdot 15,2 \cdot \frac{1}{43,68 \cdot 0,8} \quad [\text{Nm}] \quad (3.8)$$

M_{zr} = 0,028 Nm

Moment od stálých odporů:

$$M_{od} = \frac{P}{\omega_m} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad [\text{Nm}] \quad (3.9)$$

$$M_{od} = \frac{60 \cdot 72}{2 \cdot \pi \cdot 1400}$$

M_{od} = 0,50 Nm

Z dosazení vypočtených momentů do vztahu (3.2) vyplývá:

$$M_{roz} = 0,39 + 0,29 + 0,0028 + 0,50 \quad [\text{Nm}] \quad (3.10)$$

$$M_{roz} = 1,21 \text{ Nm}$$

3.3.3 Moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_{mr} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{60 \cdot P_m}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad [\text{Nm}] \quad (3.11)$$

$$M_{mr} = 2,2 \cdot \frac{60 \cdot 120}{2 \cdot \pi \cdot 1400}$$

$$M_{mr} = 1,80 \text{ Nm}$$

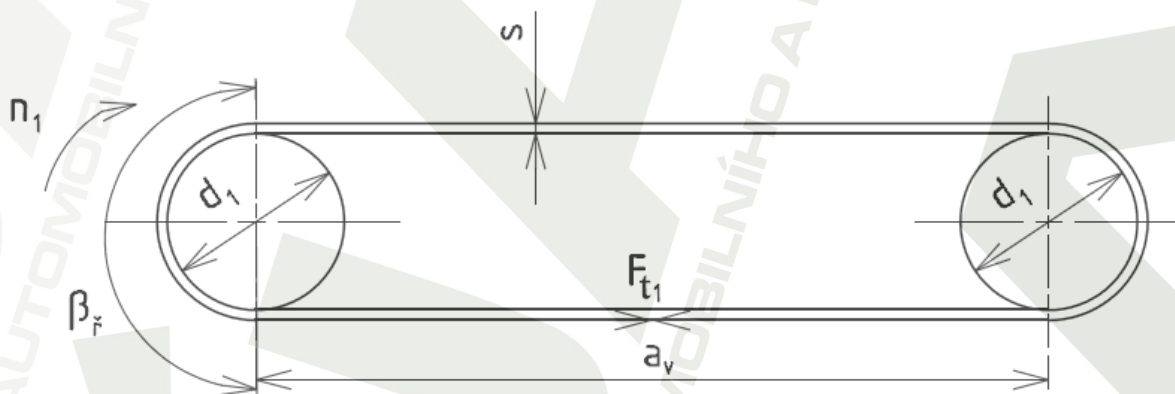
Podmínka:

$$M_m > M_{roz} \rightarrow \text{zvolený pohon vyhovuje}$$

4 Návrh převodu plochým řemenem

Pro svojí jednoduchost je přenos síly z motoru na váleček a mezi válečky na trati realizován pomocí plochého řemene. Převodový poměr mezi motorem a hnaným válečkem i mezi jednotlivými válečky je $i=1$. Napínání řemene mezi válečky je realizováno zkrácením jeho délky.

4.1 Silové poměry v řemenu [6, str. 207]



Obr.6: Silové poměry v řemenu

Obvodová síla:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_k}{d_1 + s} = \frac{2 \cdot P_m}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot (d_1 + s)} \quad [\text{N}] \quad (4.1)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot 120}{2 \cdot \pi \cdot 0,53 \cdot (0,08 + 0,003)}$$

$$F_o = 868 \text{ N}$$

kde:

s [m].....tloušťka řemene, s = 0,003 m → zdroj[12]

d₁[m].....průměr řemenice, d₁ = 0,08 m

Maximální tah v řemenu:

$$F_f = \frac{F_o \cdot e^{\mu_f \cdot \beta_f}}{e^{\mu_f \cdot \beta_f} - 1} \quad [\text{N}] \quad (4.2)$$

$$F_f = \frac{868 \cdot e^{0,7 \cdot 3,14}}{e^{0,7 \cdot 3,14} - 1}$$

$$F_f = 976 \text{ N}$$

kde:

β_f [°].....úhel opásání, pro převod 1:1 β_f = 180°

μ_f [-]..... součinitel smykového tření, řemen - řemenice → zdroj[6]

Tažná síla - zkrácení řemenu o 1% (předpětí): [11]

$$F_t = F_n \cdot b_p \quad [\text{N}] \quad (4.3)$$

$$F_t = 25 \cdot 25$$

$$F_t = 625 \text{ N}$$

kde:

b_p [m].....předběžná šířka řemene, volena b_p = 0,025 m

F_n [N/mm].....síla na 1 mm šířky řemene pro 1% zkrácení, F_n = 25 N/mm

Tažná síla pro jednu větev:

$$F_{t1} = \frac{F_t}{2} \quad [\text{N}] \quad (4.4)$$

$$F_{t1} = \frac{625}{2}$$

$$F_{t1} = 312,5 \text{ N}$$

Maximální síla v tažené větvi:

$$F_{\max} = F_f + F_{t1} \quad [\text{N}] \quad (4.5)$$

$$F_{\max} = 976 + 312,5$$

$$F_{\max} = 1288,5 \text{ N}$$

4.2 Výpočet rozměrů řemene

Šířka řemene: [9]

$$b_s = \frac{F_{\max}}{F_j} \quad [\text{mm}] \quad (4.6)$$

$$b_s = \frac{1288,5}{53}$$

$$b_s = 24,3 \text{ mm} \rightarrow \text{volena šířka řemene } 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$$

kde:

F_j [N/mm].....jmenovitá síla na 1 mm šířky řemene, $F_j = 53 \text{ N/mm}$

Zkrácená délka řemene pro převod z válečku na váleček:

$$L_{zv} = [2 \cdot a_v + (d_1 + s) \cdot \pi] \cdot 0,99 \quad [\text{m}] \quad (4.7)$$

$$L_{zv} = [2 \cdot 0,75 + (0,08 + 0,003) \cdot \pi] \cdot 0,99$$

$$L_{zv} = 1,0005 \text{ m} = 1000,5 \text{ mm}$$

kde:

a_v [m].....osová vzdálenost mezi hnacími válečky, $a_v = 0,75 \text{ m}$

Délka řemene pro převod z motoru na váleček:

$$L_m = [2 \cdot a_1 + (d_1 + s) \cdot \pi] \quad [\text{m}] \quad (4.8)$$

$$L_m = [2 \cdot 0,500 + (0,08 + 0,003) \cdot \pi]$$

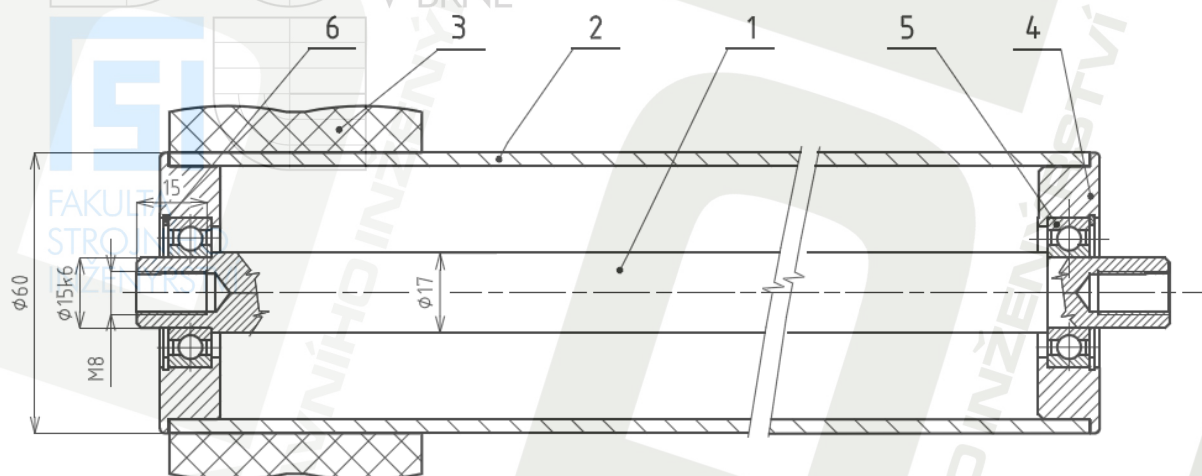
$$L_m = 1,026 \text{ m} = 1026 \text{ mm}$$

kde:

a_m [m].....osová vzdálenost motoru od válečku, volena $a_m = 0,5 \text{ m}$

5 Váleček

5.1 Návrh válečku



Obr.7: Hnací váleček

Váleček je sestaven z pláště, který je z ocelové trubky bezešvé o průměru 60 mm, materiál 11 373 (poz. 2). U poháněných válečků je na plášť nasazena nalisována plastová řemenice (poz.3). Dovnitř pláště jsou nalisována ocelová pouzdra (poz. 4). Nepoháněné válečky mají stejnou konstrukci, bez montáže řemenic. Na hřídel válečku jsou nalisována ložiska 6202 - 2Z s těsněním (poz. 5). Za předpokladu, že trať je používána za běžných podmínek v neprašném prostředí, je tento způsob utěsnění válečku dostačující.

Montáž válečku probíhá nalisováním ložisek na hřídel a pouzdra na jedno ložisko. Tento komplet se vtlačí do trubky a následuje zalisování druhého pouzdra na opačné straně válečku. Ložiska budou zajištěna proti pohybu pojistnými kroužky v obou pouzdrech (poz. 6).

Osa válečku:

Osa válečku (poz. 1) je z tyče kruhové $\varnothing 17$ ČSN 42 0138.11 - 11 500. Oba konce jsou uchyceni k rámu tratě pomocí šroubů M8. Pro toto spojení válečků a bočnic, je potřeba vytvořit přípravek na díry v bočnicích.

5.2 Kontrola válečku

5.2.1 Osa válečku

Při kontrole válečku na ohyb je nutné brát zřetel na ohybové napětí působící od tíhy předmětu a od maximální síly působící na váleček od řemene. Tato zatížení jsou na sebe kolmá.

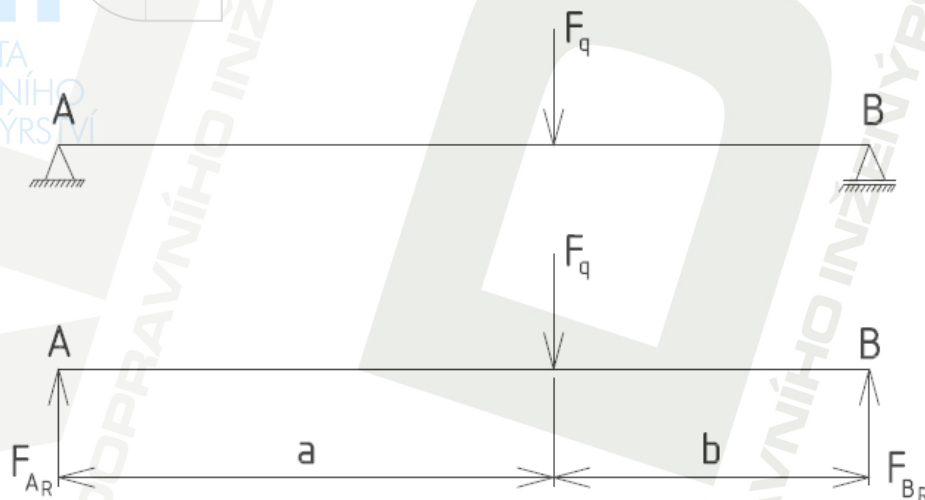
5.2.1.1 Výpočet reakcí v ložiskách od tíhy předmětu

Spojitě zatížení válečku od hmotnosti přepravovaného předmětu je nahrazeno silou F_q

$$F_q = q \cdot g \quad [N] \quad (5.1)$$

$$F_q = 37,5 \cdot 9,81$$

$$F_q = 368 \text{ N}$$



Obr.8: Zjednodušené zatížení v ložiskách od předmětu

Známo:

Působíště síly uvažováno z polohy dopravovaného předmětu

$$a = 0,3735 \text{ m}$$

$$b = 0,3195 \text{ m}$$

Statická rovnováha:

$$\sum F_x = 0:$$

$$\sum F_y = 0: F_{AR} - F_q + F_{BR} = 0$$

$$\sum M_a = 0: F_{BR} \cdot (a+b) - F_q \cdot a = 0$$

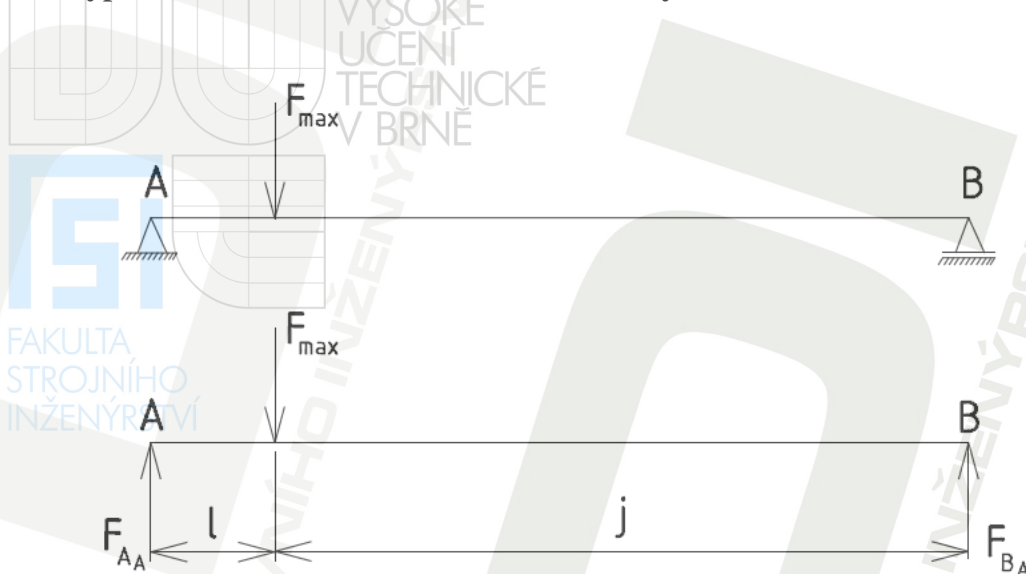
$$F_{BR} = \frac{F_q \cdot a}{(a+b)} = \frac{368 \cdot 0,3735}{0,3735 + 0,3195} \quad [N] \quad (5.2)$$

$$F_{BR} = 198 \text{ N}$$

$$F_{AR} = F_q - F_{BR} = 368 - 198 \quad [N] \quad (5.3)$$

$$F_{AR} = 170 \text{ N}$$

5.2.1.2 Výpočet reakcí v ložiskách od maximální síly řemene



Obr.9: Zjednodušené zatížení v ložiskách od řemene

Známo:

Působíště síly uvažováno uprostřed řemenice

$l = 0,018 \text{ m}$

$j = 0,675 \text{ m}$

$F_{max} = 1288,5 \text{ N}$ vztah(4.5)

Statická rovnováha:

$\sum F_x = 0$

$\sum F_y = 0 : F_{AA} - F_{max} + F_{BA} = 0 \Rightarrow F_{AA} = F_{max} - F_{BA} \quad [N] \quad (5.4)$

$\sum M_A : F_{BA} \cdot (1 + j) - F_{max} \cdot l = 0 \Rightarrow F_{BA} = \frac{F_{max} \cdot l}{(1 + j)} \quad [N] \quad (5.5)$

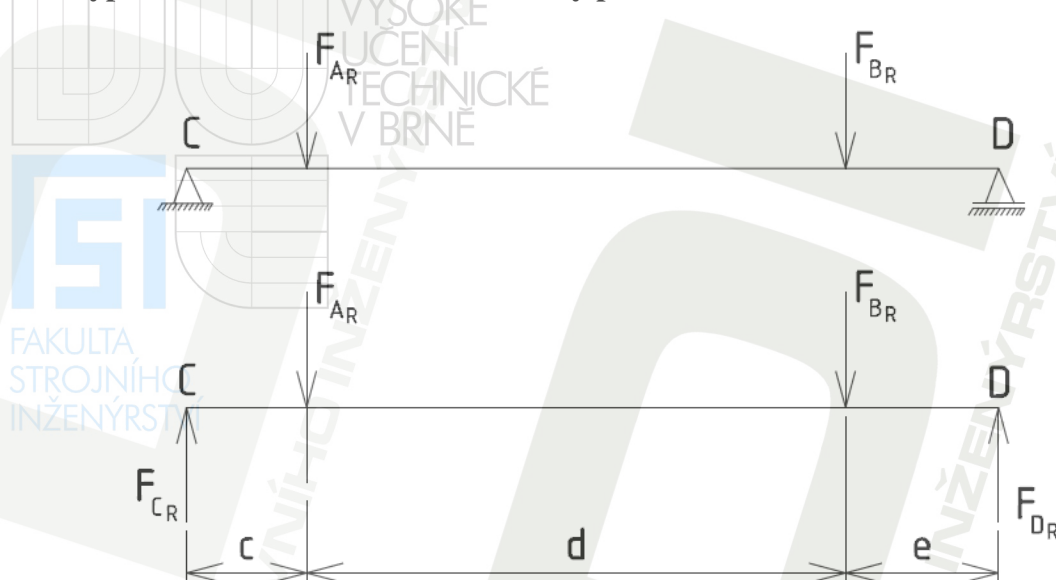
$F_{BA} = \frac{1288,5 \cdot 0,018}{0,018 + 0,675}$

$F_{BA} = 33,5 \text{ N}$

$F_{AA} = 1288,5 - 33,5$

$F_{AA} = 1255 \text{ N}$

5.2.1.3 Výpočet reakcí v bočnici rámu od tíhy předmětu



Obr.10: Zjednodušené zatížení v bočnici rámu od předmětu

Známo:

Působíště sil uvažovány z polohy ložisek na výkrese

$F_{AR} = 170 \text{ N}$vztah (5.3)

$F_{BR} = 198 \text{ N}$ vztah (5.2)

$c = 0,0115 \text{ m}$

$d = 0,693 \text{ m}$

$e = 0,0215 \text{ m}$

Statická rovnováha:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0: F_{CR} - F_{AR} - F_{BR} + F_{DR} = 0$$

$$\sum M_A = 0: F_{DR} \cdot (c + d + e) - F_{BR} \cdot (c + d) - F_{AR} \cdot c = 0$$

$$F_{DR} = \frac{F_{BR} \cdot (c + d) + F_{AR} \cdot c}{c + d + e} \quad [N] \quad (5.6)$$

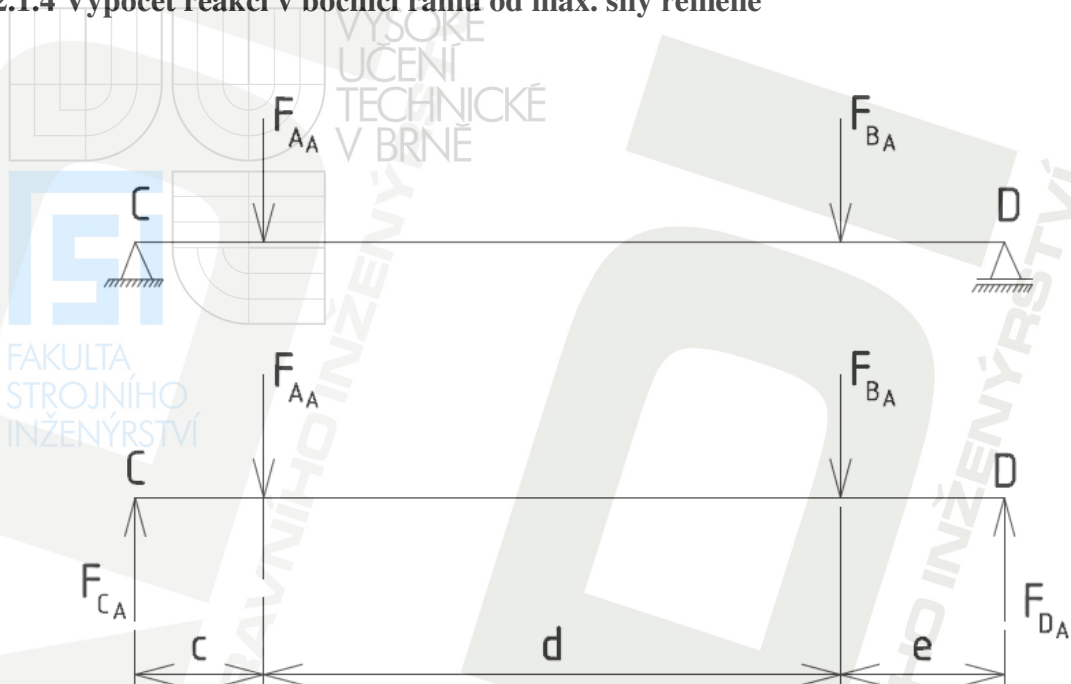
$$F_{DR} = \frac{198 \cdot (0,0115 + 0,693) + 170 \cdot 0,0115}{0,0115 + 0,693 + 0,0215}$$

$F_{DR} = 195 \text{ N}$

$$F_{CR} = F_{AR} + F_{BR} - F_{DR} = 170 + 198 - 195 \quad [N] \quad (5.7)$$

$F_{CR} = 173 \text{ N}$

5.2.1.4 Výpočet reakcí v bočníci rámu od max. síly řemene



Obr.11: Zjednodušené zatížení v bočníci rámu od řemene

Známo:

Působíště sil uvažovány z polohy ložisek na výkrese

$$F_{AA} = 1255\text{N} \dots \dots \dots \text{vztah (5.4)}$$

$$F_{BA} = 33,5 \text{ N} \dots \dots \dots \text{vztah (5.5)}$$

$$c = 0,0115 \text{ m}$$

$$d = 0,693 \text{ m}$$

$$e = 0,0215 \text{ m}$$

Statická rovnováha:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0: F_{CA} - F_{AA} - F_{BA} + F_{DA} = 0 \Rightarrow F_{CA}$$

$$\sum M_A = 0: F_{DA} \cdot (c+d+e) - F_{BA} \cdot (c+d) - F_{AA} \cdot c = 0 \Rightarrow F_{DA}$$

$$F_{CA} = F_{AA} + F_{BA} - F_{DA} \quad \quad \quad [\text{N}] \quad \quad \quad (5.8)$$

$$F_{CA} = 1255 + 33,5 - 52$$

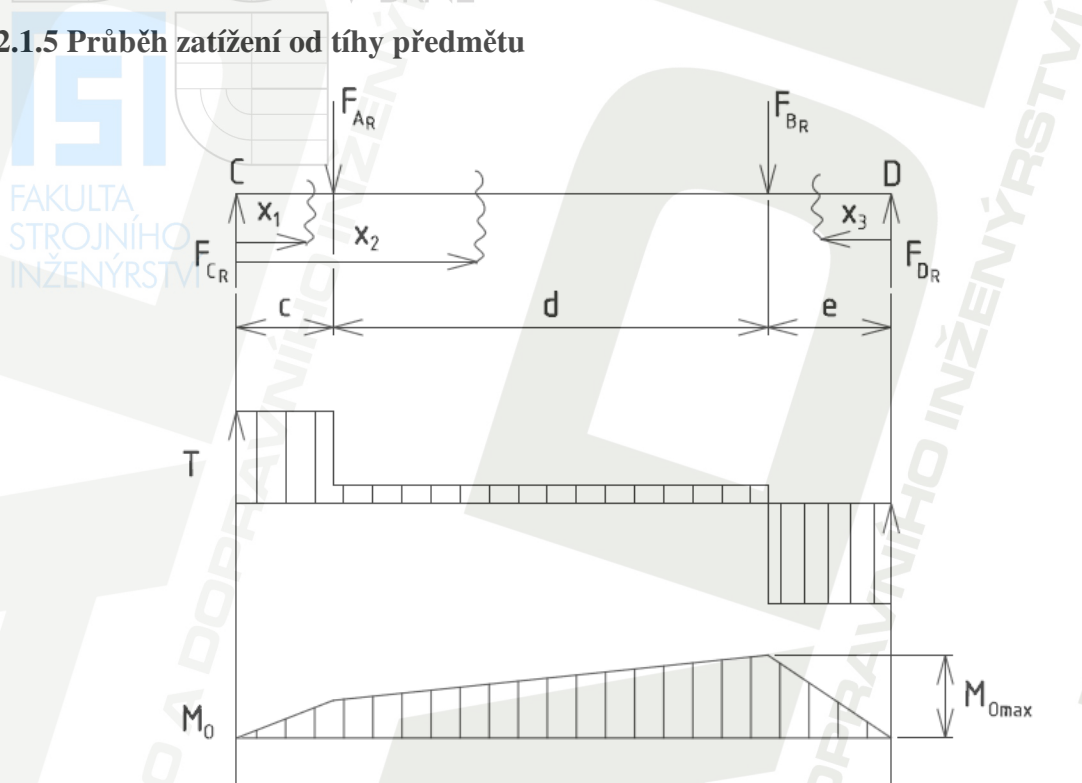
$$F_{CA} = 1236,5 \text{ N}$$

$$F_{DA} = \frac{F_{BA} \cdot (c+d) + F_{AA} \cdot c}{(c+d+e)} \quad \quad \quad [\text{N}] \quad \quad \quad (5.9)$$

$$F_{DA} = \frac{33,5 \cdot (0,0115 + 0,693) + 1255 \cdot 0,0115}{0,0115 + 0,693 + 0,0215}$$

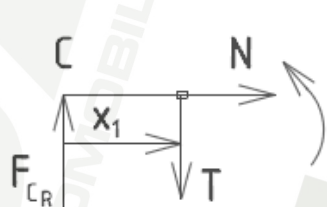
$F_{DA} = 52 \text{ N}$

5.2.1.5 Průběh zatížení od tíhy předmětu



Obr.12: Průběh zatížení od předmětu

Řez I: $x_1 \in \langle 0, c \rangle$



$$\begin{aligned} N &= 0 \\ F_c &= T \quad [\text{N}] \\ M_{o1} - F_{CR} \cdot x_1 &= 0 \Rightarrow M_{o1} \end{aligned} \tag{5.10}$$

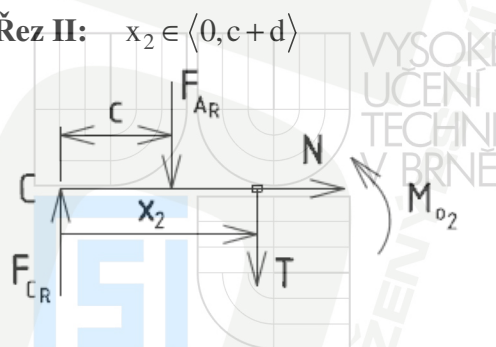
$T = 173 \text{ N}$

$$M_{o1} = F_c \cdot x_1 \quad [\text{Nm}] \tag{5.11}$$

$M_{o1} = 173 \cdot 0,0115$

$M_{o1} = 1,99 \text{ Nm}$

Řez II: $x_2 \in \langle 0, c+d \rangle$



$$N = 0$$

$$F_{CR} - T - F_{AR} = 0 \Rightarrow T$$

$$M_{o2} - F_{CR} \cdot x_2 + F_{AR} \cdot (x_2 - c) \Rightarrow M_{o2}$$

$$T = F_{CR} - F_{AR} \quad [N] \quad (5.12)$$

$$T = 173 - 170$$

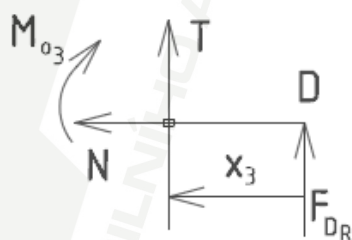
$$T = 3 \text{ N}$$

$$M_{o2} = F_{CR} \cdot x_2 - F_{AR} \cdot (x_2 - c) \quad [Nm] \quad (5.13)$$

$$M_{o2} = 173 \cdot 0,7045 - 170 \cdot (0,7045 - 0,0115)$$

$$M_{o2} = 4,1 \text{ Nm}$$

Řez III: $x_3 \in \langle 0, e \rangle$



$$N = 0$$

$$T = -F_{DR} \quad [N] \quad (5.14)$$

$$M_{o3} - F_{DR} \cdot x_3 = 0 \Rightarrow M_{o3}$$

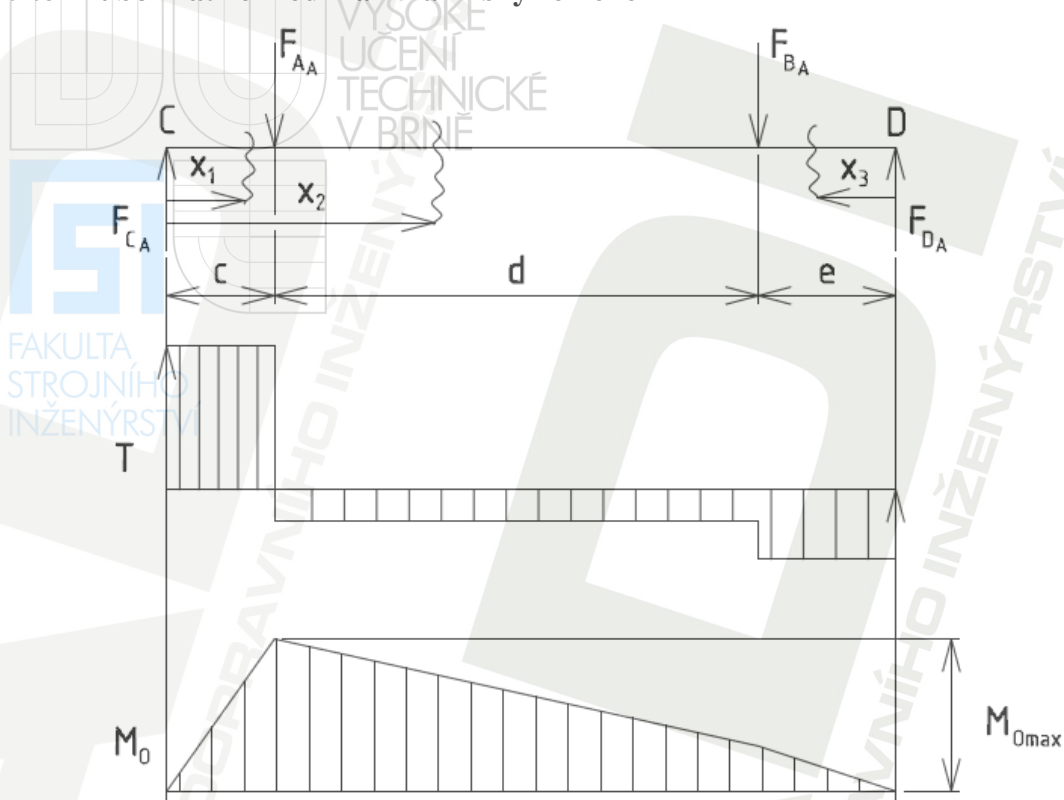
$$T = -195 \text{ N}$$

$$M_{o3} = F_{DR} \cdot x_3 \quad [Nm] \quad (5.15)$$

$$M_{o3} = 195 \cdot 0,0215$$

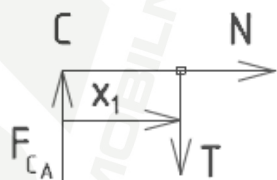
$$M_{o3} = 4,1 \text{ Nm}$$

5.2.1.6 Průběh zatížení od maximální síly řemene



Obr.13: Průběh zatížení od řemene

Řez I: $x_1 \in \langle 0, c \rangle$



$$\begin{aligned}
 N &= 0 \\
 T &= F_{CA} \\
 M_{o1a} - F_{CA} \cdot x_1 &= 0 \Rightarrow M_{o1a}
 \end{aligned}
 \quad [N] \quad (5.16)$$

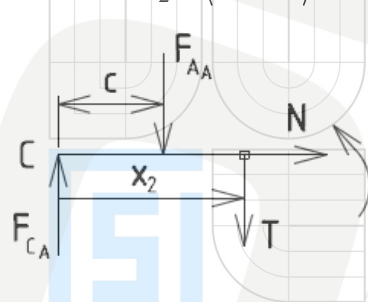
T = 1236,5 N

$$M_{o1a} = F_{CA} \cdot x_1 \quad [Nm] \quad (5.17)$$

$$M_{o1a} = 1236,5 \cdot 0,0115$$

M_{o1a} = 14,2 Nm

Řez II: $x_2 \in \langle 0, c+d \rangle$



$$N = 0$$

$$F_{CA} - F_{AA} - T = 0 \Rightarrow T$$

$$M_{o2b} - F_{CA} \cdot x_2 + F_{AA} \cdot (x_2 - c) \Rightarrow M_{o2b}$$

$$T = F_{CA} - F_{AA} \quad [N] \quad (5.18)$$

$$T = 1236,5 - 1255$$

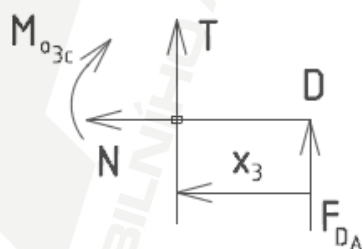
$$T = -18,5 \text{ N}$$

$$M_{o2b} = F_{CA} \cdot x_2 - F_{AA} \cdot (x_2 - c) \quad [Nm] \quad (5.19)$$

$$M_o = 1236,5 \cdot 0,7045 - 1255 \cdot (0,7045 - 0,0115)$$

$$M_{o2b} = 1,4 \text{ Nm}$$

Řez III: $x_3 \in \langle 0, e \rangle$



$$N = 0$$

$$T = -F_{DA} \quad [N] \quad (5.20)$$

$$M_{o3c} - F_{DA} \cdot x_3 = 0 \Rightarrow M_{o3c}$$

$$T = -52 \text{ N}$$

$$M_{o3c} = F_{DA} \cdot x_3 \quad [Nm] \quad (5.21)$$

$$M_{o3c} = 52 \cdot 0,0215$$

$$M_{o3c} = 1,1 \text{ Nm}$$

5.2.1.7 Největší ohybové napětí

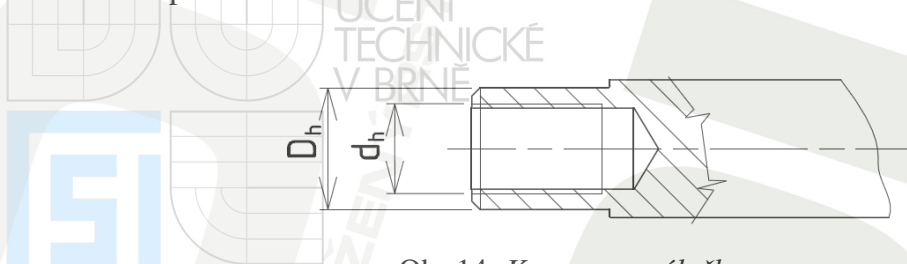
Ohybový moment:

$$M_{o_{celk}} = \sqrt{(M_{o1})^2 + (M_{o1a})^2} \quad [Nm] \quad (5.22)$$

$$M_{o_{celk}} = \sqrt{(1,99)^2 + (14,2)^2}$$

$$M_{o_{celk}} = 14,3 \text{ Nm}$$

Kritické místo je v bodě A, kde je váleček zatížen ještě o napínání řemenu a průřez zmenšen o díru pro šroub.



Obr.14: Konec osy válečku

Modul průřezu v ohybu pro mezikruhový průřez:

$$W_{oh} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D_h^4 - d_h^4}{D_h} \right) \quad [m^3] \quad (5.23)$$

$$W_{oh} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{0,015^4 - 0,008^4}{0,015} \right)$$

$$W_{oh} = 3 \cdot 10^{-7} m^3$$

Napětí v místě A:

$$\sigma_A = \frac{M_{o_{celk}}}{W_{oh}} \quad [Pa] \quad (5.24)$$

$$\sigma_A = \frac{14,3}{3 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_A = 47666667 Pa = 47,7 MPa$$

Bezpečnost osy válečku:

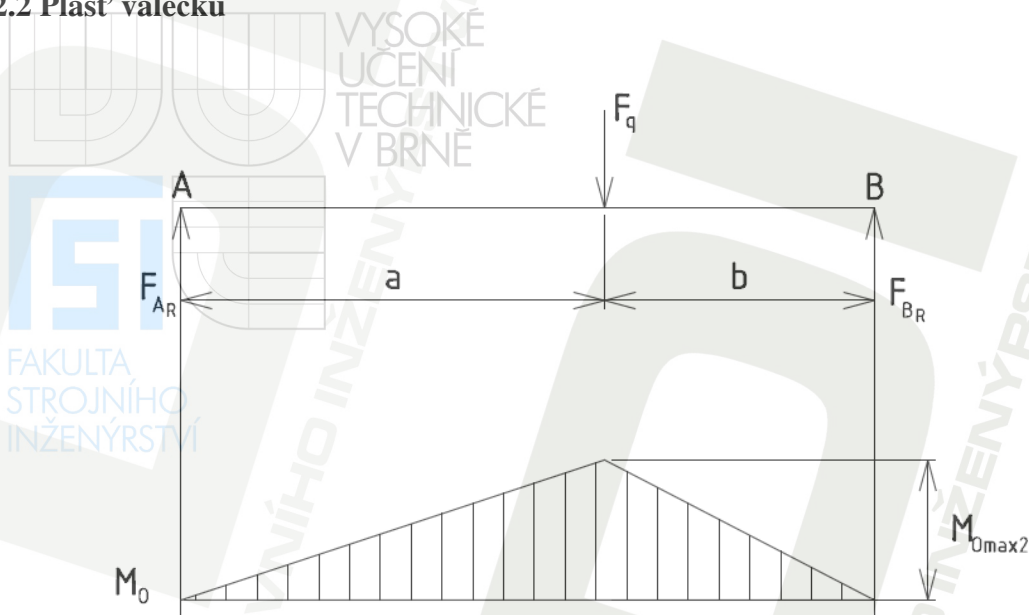
Osa válečku je vyrobena z materiálu 11500 → dle zdroje [4], mez kluzu je **R_e = 250 MPa**

$$k_h = \frac{R_e}{\sigma_A} \quad [-] \quad (5.25)$$

$$k_h = \frac{250}{47,7}$$

k_h = 5,2 → daná bezpečnost je dostačující, osa válečku **vyhovuje**

5.2.2 Plášť válečku



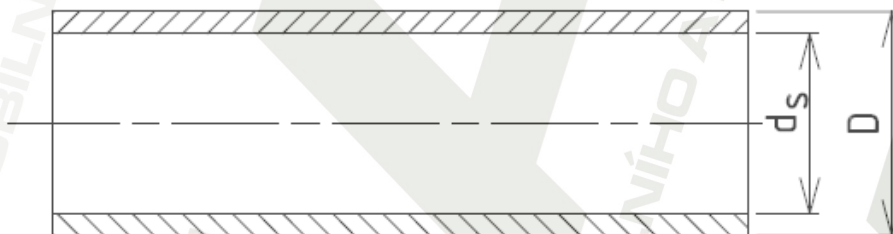
Obr.15: Průběh zatížení pláště válečku

Známo:

$D = 0,600 \text{ m}$

$d_s = 0,540 \text{ m}$

$F_{BR} = 198 \text{ N} \dots \dots \dots \text{vztah (5.5)}$



Obr.16: Plášť válečku

Maximální ohybový moment od předmětu:

Maximální ohybový moment na plášť válečku je od předmětu.

$M_{o_{max2}} = F_{BR} \cdot b$ [Nm] (5.26)

$M_{o_{max2}} = 198 \cdot 0,3195$

$M_{o_{max2}} = 63,3 \text{ Nm}$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{op} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 - d_s^4}{D} \right) \quad [m^3] \quad (5.27)$$

$$W_{op} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{0,06^4 - 0,054^4}{0,06} \right)$$

$$W_{op} = 7,3 \cdot 10^{-6} m^3$$

Maximální napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max 2}}}{W_{op}} \quad [Pa] \quad (5.28)$$

$$\sigma_o = \frac{63,3}{7,3 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_o = 8671232 Pa = 8,7 MPa$$

Bezpečnost pláště válečku:

Plášť válečku je vyroben z trubky bezešvé mat. 11373 → dle zdroje [4], mez kluzu je

$$R_e = 186 MPa$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad [-] \quad (5.29)$$

$$k = \frac{186}{8,7}$$

$$k = 21,4 \rightarrow \text{plášť válečku vyhovuje}$$

6 Rám tratě

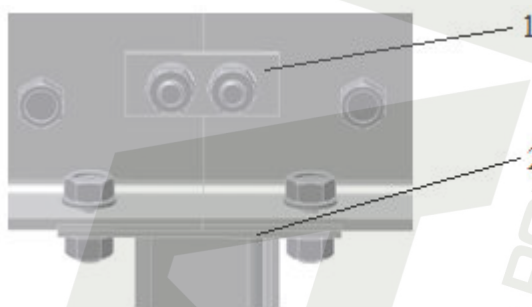
6.1 Návrh

Bočnice:

Bočnice je z L-profilu (L 90x60x6 - ČSN 425545.01 - 11 373), ve kterém jsou vyvrtány otvory pro uchycení válečků, základny a krytu řemenového převodu a na spojení jednotlivých sekcí. Otvory pro kryt jsou pouze na straně, kde se nachází řemenový převod.

Spojení bočnic:

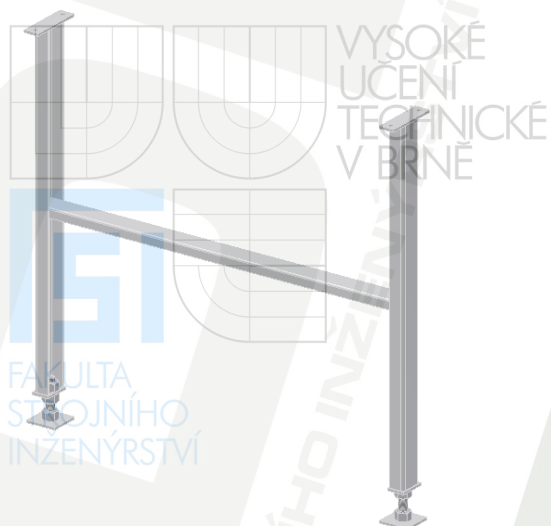
Spojení bočnic je provedeno přes desku (poz. 1), ve které jsou vytvořeny díry a následně svrtány s bokem bočnice. Pro spojení jsou použity šrouby M10 s podložkami a maticemi. Bočnice je také dále přišroubována ke stojně (poz.2) šrouby M10. Tato sestava zamezuje výškovému vyosení válečků při spojování jednotlivých sekcí.



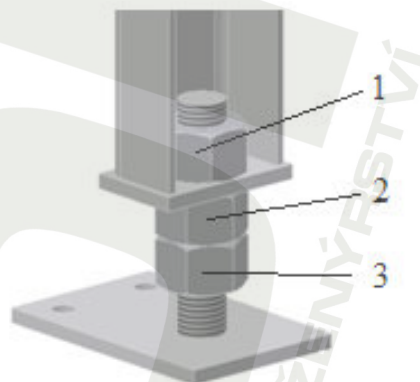
Obr.17: Spojení bočnic

Stojna:

Stojna je ohnuta z plechu do tvaru U o tloušťce 4 mm. K tomuto profilu jsou na spodní a horní straně přivařeny desky. Spodní deska s vyvrtanou dírou je použita pro upevnění stavitelné nohy (obr.18), k níž je navařena závitová tyč. K vymezení výšky vysunutí nohy kompenzující nerovnosti podlahy slouží dvě matice (poz. 1 a 2). Další matice (poz. 3) slouží k zajištění neměnné pozice stavitelné nohy. Výška tratě je pomocí uvedené sestavy stavitelná v rozmezí přibližně 60 mm. Horní deska slouží pro spojení stojny s bočnicí pomocí šroubů M10. Pro zpevnění a větší tuhost stojny je navařen příčně L-profil (L 30x3 - ČSN 42 5545.1 - 11 373) (obr.17), v místě uchycení motoru jsou tyto příčky dvě.



Obr.18: Stojna



Obr.19: Detail spodní části stojny

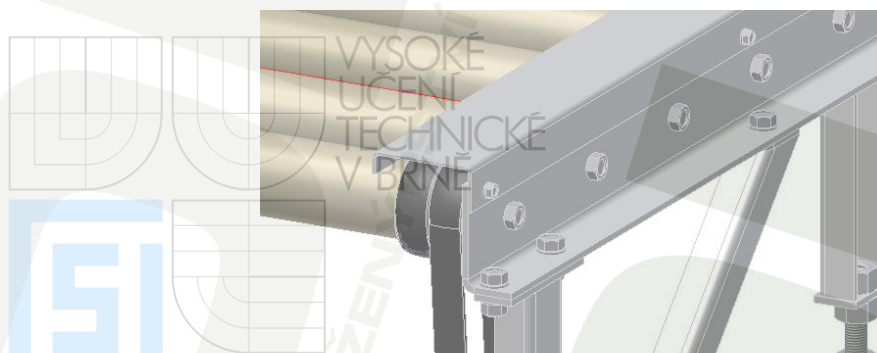
Proti zkřížení je mezi stojnou a bočnicí přišroubována vzpěra, která je ohnuta z plechu do tvaru L o tloušťce 3 mm.



Obr.20: Zpevnění tratě

Kryt řemenového převodu:

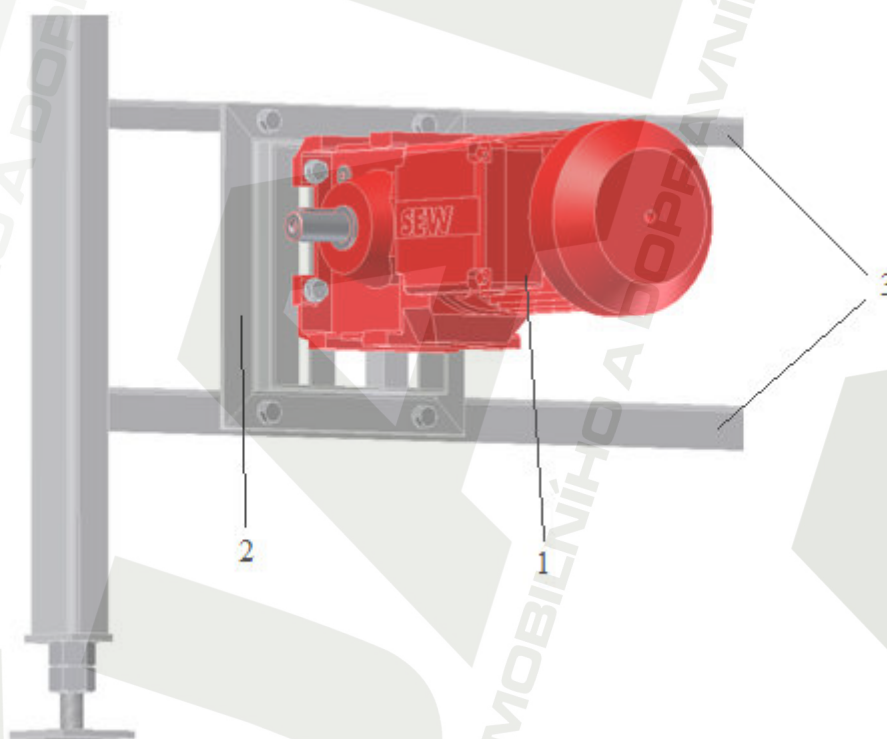
Převod je zakrytván plechem o tloušťce 2 mm a délce 2000 mm, což je délka jedné sekce. K rámu je přichycen šrouby M6 s podložkami.



Obr.21: Kryt převodu

Uchytení motoru:

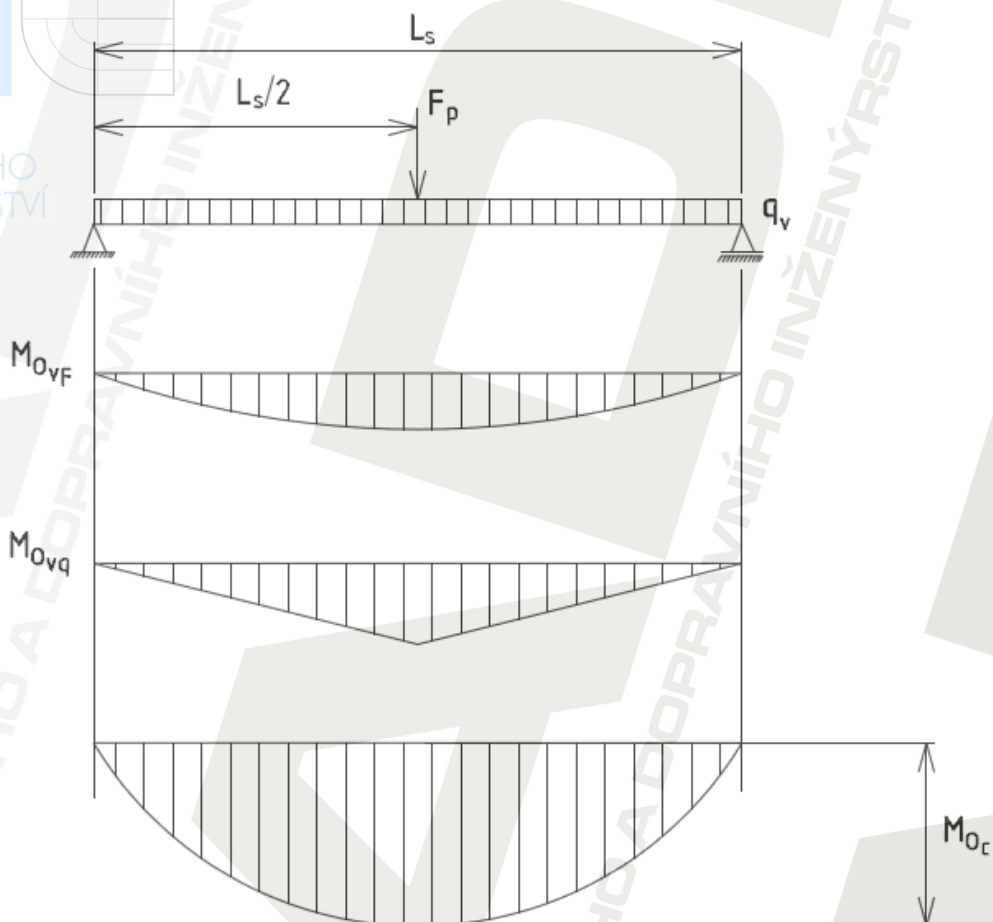
Motor (poz. 1) je šrouby uchycen na „kolejnicích“ pomocného rámu (poz. 2). Toto řešení umožňuje pohybem celého motoru snadné napínání plochého řemene, který pohání válečky. Pomocný rám je svařenec z L-profilů a je šrouby spojen s příčnými vzpěrami stojny rámu (poz. 3).



Obr.22: Uchytení motoru k rámu

6.2 Kontrola

Rám celé tratě bude rozdělen na 5 stejných sekcí, proto je provedena kontrola jedné sekce na ohyb v okamžiku maximálního zatížení. Tato situace nastane, když je dopravovaný předmět uprostřed této sekce a proto je pro výpočet brána v úvahu polovina této sekce (tj. síly působící na jednu bočnici) .



Obr.23: Zjednodušené zatížení sekce rámu

6.2.1 Výpočet zatížení

Liniové zatížení od válečků:

$$q_v = \frac{F_v}{L_s} = \frac{m_{vc} \cdot g \cdot p_v}{L_s} \quad [\text{N/m}] \quad (6.1)$$

$$q_v = \frac{5,3 \cdot 9,81 \cdot 16}{2}$$

$$q_v = 416 \text{ N/m}$$

kde:

- L_s [m].....délka sekce tratě
- p_v [ks].....počet válečků jedné sekce, $p_v = 16$ ks
- m_{vc} [kg].....celková hmotnost jednoho válečku, odečtena z modelovaného válečkův 3D programu Autodesk Inventor, $m_{vc} = 5,3$ kg

Ohybový moment od válečků:

$$M_{ov} = \frac{q_v \cdot L_s^2}{2 \cdot 2} \quad [\text{Nm}] \quad (6.2)$$

$$M_{ov} = \frac{416 \cdot 2^2}{2 \cdot 2}$$

M_{ov} = 416 Nm

Ohybový moment od předmětu:

$$M_{ovq} = \frac{F_p \cdot L_s}{2 \cdot 2} = \frac{m_p \cdot g \cdot L_s}{2 \cdot 2} \quad [\text{Nm}] \quad (6.3)$$

$$M_{ovq} = \frac{150 \cdot 9,81 \cdot 2}{2 \cdot 2}$$

M_{ovq} = 735,8 Nm

kde:

F_p[N].....síla od tíhy předmětu

Celkový ohybový moment

$$M_{oc} = M_{ovF} + M_{ovq} \quad [\text{Nm}] \quad (6.4)$$

$$M_{oc} = 416 + 735,8$$

M_{oc} = 1152 Nm

6.2.2 Výpočet maximálního napětí

$$\sigma_B = \frac{M_{oc}}{W_{oB}} \quad [\text{Pa}] \quad (6.5)$$

$$\sigma_B = \frac{1152}{11,7 \cdot 10^{-6}}$$

σ_B = 98 461 538 Pa = 98 MPa

$$\sigma_B < \sigma_D$$

98 < 100 → rám tratě vyhovuje

kde:

σ_D [MPa].....dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 373,

σ_D = 100 Mpa → zdroj[4]

W_{oB} [m³].....modul průřezu v ohybu pro (L 90x60x6 - ČSN 425545.01 - 11 373),

W_{oB} = 11,7 · 10⁻⁶ → zdroj[4]

7 Závěr

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem poháněné válečkové dráhy pro dopravu ocelových odlítků v rámci mezioperační vnitropodnikové přepravy.

S pomocí použité literatury bylo možné na základě zadaných hodnot provést komplexní návrh a postup provedený na předchozích stranách lze pro přehlednost rozdělit do následujících oblastí:

- výpočet válečkové tratě včetně působících odporů
- volba pohonné jednotky
- návrh převodu
- návrh válečku a jeho kontrola
- návrh rámu a jeho kontrola

Postupnou volbou nezbytných veličin, zpracováním a optimalizováním výše zmíněných bodů bylo navrženo výsledné řešení válečkového dopravníku, které celkově splňuje všechna zadaná kritéria a jeho jednotlivé součásti vždy vyhovují požadavkům na ně kladeným, např. tuhost rámu či pevnost osy válečku.

Na základě provedených výpočtů byl vytvořen 3D model v programu Autodesk Inventor a výkresová dokumentace v požadovaném rozsahu, která je ve formě příloh doplňkem této bakalářské práce. Model zároveň během kontrolních výpočtů sloužil např. k přesnému určení polohy působišť některých sil.

Celý návrh byl proveden s důrazem na funkčnost předkládaného řešení celku s ohledem na jednoduchost výroby jednotlivých součástí a náklady s tím spojené a mohl být bez dalších úprav použit pro výrobu válečkové dráhy použitelné v podniku s vyššími nároky na dopravní výkon.

8 Seznam použitých zdrojů

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [2] DRAŽAN, František, JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979. 454 s.
- [3] MALÍK, Vratislav. *Válečkové tratě v teorii a praxi*. Praha, 1963. 275 s.
- [4] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Praha : Scientia, spol. s r.o., 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [5] Janíček, P., Ondráček, E., Vrbka, J., Burša, J.: *Mechanika těles, Pružnost pevnost I*, 1. vydání, Vysoké učení technické v Brně, 2004, ISBN: 80-214-2592-X
- [6] KŘÍŽ, Rudolf; VÁVRA, Pavel. *Strojírenská Příručka*. Vyd. 1. Praha : Scientia, spol. s r.o., 1995. Svazek 6, s. 289. ISBN 80-85827-88-3.
- [7] POKORNÝ, Přemysl. *Dopravní a manipulační zařízení (řešené příklady)*. Elektronická skripta. FSI VUT Brno, 2002. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>
- [8] SEĎA, M. *Poháněná válečková trať*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 47 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.
- [9] VÁLEČKOVÉ, KLADIČKOVÉ A KLADKOVÉ TRATĚ *Základní parametry a rozměry*. [s.l.] : Český normalizační institut, 1993. 6 s.
- [10] ConVERTER [online]. 2010 [cit. 2010-05-26]. Valivé tření (valivý odpor). Dostupné z WWW: <<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>>.
- [11] HabaTEC - the Habasit Belting Compendium, [online], 2010, [cit. 2010-05-20]. Dostupné z WWW: <<http://as2.netex.ch/>>
- [12] Habasit Bohemia [online]. 2009 [cit. 2010-05-26]. HabaDRIVE. Dostupné z WWW: <[http://as2.netex.ch/NewApps/PDFDSEN.nsf/21dcb628829fe6d0c1257029004dc4e9/4f29a4a4840290bbc12576cf0002e236/\\$FILE/TC-55ER.pdf](http://as2.netex.ch/NewApps/PDFDSEN.nsf/21dcb628829fe6d0c1257029004dc4e9/4f29a4a4840290bbc12576cf0002e236/$FILE/TC-55ER.pdf)>.
- [13] Exvalos s. r. o. - Lanškroun [online]. 2010 [cit. 2010-05-26]. Kuličková ložiska. Dostupné z WWW: <www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova_loziska.pdf>.

[14] SEW-EURODRIVE [online]. 2009 [cit. 2010-05-26]. SEW-EURODRIVE. Dostupné z WWW: <<http://www.seweurodrive.cz/support/download.php?PHPSESSID=99ee9c578b58d7e6528409>>.

[15] SMC Competence in Automation [online]. 2009 [cit. 2010-05-26]. SMC Training. Dostupné z WWW: <http://2009.oc.smc-cee.com/cz/pdf/LG2_Greifer.pdf>.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

9 Seznam použitých symbolů

Veličina	Jednotka	Název veličiny
a	[m]	délka
a_m	[m]	osová vzdálenost motoru od válečku
a_p	[m·s ⁻²]	zrychlení předmětu
a_v	[m]	osová vzdálenost mezi hnacími válečky
b	[m]	jmenovitá šířka tratě
b_p	[m]	předběžná šířka řemene
b_s	[m]	šířka řemene
b_z	[m]	šířka dopravovaného předmětu
c	[m]	délka
D	[m]	průměr pláště válečku
d	[m]	délka
d_1	[m]	průměr řemenice
D_h	[m]	průměr konce osy
d_h	[m]	průměr závitu
e	[m]	délka
e_o	[m]	rameno valivého odporu
F_{AA}	[N]	reakce v místě A od řemene
F_{AR}	[N]	reakce v místě A od předmětu
F_{BA}	[N]	reakce v místě B od řemene
F_{BR}	[N]	reakce v místě B od předmětu
F_{CA}	[N]	reakce v místě C od řemene
F_{CR}	[N]	reakce v místě C od předmětu
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření
F_{DA}	[N]	reakce v místě D od řemene
F_{DR}	[N]	reakce v místě D od předmětu
F_j	[N/m]	jmenovitá síla
F_{max}	[N]	maximální síla v tažné větvi
F_n	[N/m]	síla na 0,001 m šířky řemene pro 1% prodloužení
F_o	[N]	obvodová síla
F_q	[N]	síla působící na plášť válečku
$F_{\check{r}}$	[N]	maximální síla v řemenu
F_t	[N]	tažná síla

F_{t1}	[N]	tažná síla pro jednu větev
F_v	[N]	síla působící na sekci tratě
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
H	[m]	výška tratě
i	[ks]	počet válečků na 1 m délky tratě
i_c	[-]	převodový poměr
J	[kg · m ²]	setrvačný moment
j	[m]	délka
k	[-]	bezpečnost
k_f	[ks]	počet válečků pod předmětem
k_h	[-]	bezpečnost
k_p	[ks]	počet poháněných válečků pod jedním předmětem
L	[m]	délka tratě
l	[m]	délka
L_m	[m]	délka řemene pro převod z motoru na váleček
L_p	[m]	šířka bedny
L_s	[m]	délka sekce tratě
L_{zv}	[m]	zkrácená délka řemene pro převod z válečku na váleček
M_k	[Nm]	kroučící moment
M_m	[Nm]	kroučící moment motoru
m_m	[kg]	hmotnost motoru
M_{mr}	[Nm]	moment na hřídeli motoru při rozběhu
M_n	[Nm]	jmenovitý moment motoru
M_{o1}	[Nm]	výsledný ohybový moment v místě reakce F_{AR}
M_{o1a}	[Nm]	výsledný ohybový moment v místě reakce F_{AA}
M_{o3}	[Nm]	výsledný ohybový moment v místě reakce F_{BR}
M_{o3c}	[Nm]	výsledný ohybový moment v místě reakce F_{BA}
M_{oc}	[Nm]	celkový ohybový moment na bočnici
M_{ocelk}	[Nm]	největší ohybový moment na ose válečku
M_{od}	[Nm]	ohybový moment od stálých odporů
M_{omax2}	[Nm]	největší ohybový moment na plášti válečku
M_{ov}	[Nm]	ohybový moment od válečků
M_{ovq}	[Nm]	ohybový moment od předmětu
m_p	[kg]	hmotnost předmětu
M_p	[Nm]	kroučící moment převodovky
M_{roz}	[Nm]	rozběhový moment redukováný na hřídel motoru

M_t	[Nm]	třecí moment
m_v	[kg]	hmotnost rotující části válečku
m_{vc}	[kg]	celková hmotnost jednoho válečku
M_z	[Nm]	záběrový moment motoru
M_{zp}	[Nm]	moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot
M_{zr}	[Nm]	moment zrychlujících sil rotujících hmot
N	[ks/hod]	dopravní výkon
n	[ks]	počet předmětů na trati
n_m	[s ⁻¹]	otáčky motoru
n_p	[s ⁻¹]	otáčky převodovky
n_v	[s ⁻¹]	otáčky válečků
P	[W]	celkový výkon
P_m	[W]	výkon motoru
p_v	[ks]	počet válečků jedné sekce
q	[N/m]	hmotnost předmětu připadající na jeden váleček
q_v	[N/m]	liniové zatížení od válečků
R	[m]	poloměr pláště válečku
$r_č$	[m]	poloměr čepu válečku v ložiskách
s	[m]	tloušťka řemene
s_v	[m]	tloušťka pláště válečku
t	[m]	rozteč válečků
t_s	[s]	doba rozběhu předmětu (čas smyku)
v	[m/s]	rychlost předmětu na trati
W	[N]	celkový odpor působící na váleček
W_1	[N]	složka vlastní tíhy předmětu(tj. síla potřebná ke zvedání – spouštění)
W_2	[N]	odpor vlivem valivého a čepového tření
W_3	[N]	odpor vlivem výrobních nepřesností
W_{oB}	[m ³]	modul průřezu L-profilu
W_{oh}	[m ³]	modul průřezu v ohybu pláště
W_{op}	[m ³]	modul průřezu v ohybu osy
z	[ks]	celkový počet válečků na trati
z_p	[ks]	počet poháněných válečků na trati
β	[°]	sklon trati
β_f	[°]	úhly opásání
ε	[s ⁻²]	úhlové zrychlení válečku
η	[-]	účinnost plochého řemenového převodu

μ	[-]
μ_f	[-]
σ_A	[Pa]
σ_o	[Pa]
ω	[rad·s ⁻¹]
ω_m	[rad·s ⁻¹]

součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem

součinitel smykového tření, řemen - řemenice

ohybové napětí

ohybové napětí

úhlová rychlost válečku

úhlová rychlost hřídele motoru

10 Seznam výkresové dokumentace

Válečková dráha	0-3P21-01
Sekce dráhy	1-3P21-01
Hnačí váleček	3-3P21-01-00
Osa válečku	3-3P21-01-01
Plášť válečku	3-3P21-01-02