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

POHÁNĚNÁ VÁLEČKOVÁ TRAŤ
MOTOR-DRIVEN ROLLER CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR´S THESIS

AUTOR PRÁCE — MAREK SEĎA
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2008/09

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Seďa Marek

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 válečková trať

v anglickém jazyce:

Motor-driven roller conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte poháněnou válečkovou trať pro dopravu odlitků s těmito parametry:
- délka tratě ... 15 m
- rychlost předmětů ... 0,3 m/s
- dopravovaný předmět: odlitek 0,5 x 0,5 m, hmotnost 250 kg
- maximální počet předmětů na trati 15

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte technickou zprávu, která bude obsahovat zejména:
- koncepční návrh celého zařízení
- výpočet hlavních rozměrů,
- pevnostní kontrola rozhodujících uzlů dle pokynů vedoucího práce

Nakreslete:
- sestavu navrhovaného zařízení
- svařovací podsestavy ocelové konstrukce dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček,E., Vrbka,J., Janíček,P. : Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
3. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 21.10.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Bakalářská práce se zabývá koncepčním návrhem poháněné válečkové tratě délky 15 m, která bude dopravovat odlitek daných rozměrů z jednoho místa na druhé. Práce je zaměřena na výpočet hlavních rozměrů, pevnostní kontrolu a obecně celkovým návrhem konstrukčního řešení trati. Je volen typ válečků pro dopravu odlitků uložených na paletách, pohon trati, což bude zvolený elektromotor s převodovkou. V neposlední řadě také řetězový převod, který nám bude sloužit jako hnací element válečků.
Bakalářská práce by měla přispět firmám, podnikům a subjektům, které využívají válečkové tratě pro přepravu materiálů. Měla by obohatit konstrukční možnosti řešení těchto zařízení.

Annotation

Baccalaureate work deal with conceptual proposal powered motor-driven roller conveyor longitude 15 m, that the will transport cast given to proportions for either seats overleaf. Work is bent on calculation principal dimensions, solidity verification and generally general proposal constructional solving conveyor. Is free time type roller for transport casts saved on pallets, drive track, which will elect electric motor with gear - box. Last but not least also chain gearthat the to us will serve as driving element rollers.
Baccalaureate work would had contribute by firms, companies and subjects, that the derive benefit from roller conveyor for transportation materials. She should enrich constructional possibilities solving these arrangements.

Klíčová slova

Poháněná válečková trať, váleček, válečkový řetěz, bočnice, odlitek, paleta, pevnostní kontrola

Klíčová slova - anglicky

Motor-driven roller conveyor, roller, gall's chain, side, cast, palette, solidity verification

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Bibliografická citace

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.

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Prohlášení o původnosti práce

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně. Použil jsem uvedenou literaturu, své znalosti a odborné připomínky vedoucího práce Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D.

V Uherském Hradišti dne 10.5.2009 Marek Seďa

.....

Poděkování

Děkuji mému vedoucímu práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za odborné rady, cenné připomínky a konzultace během zpracování této práce.

Obsah

1 Úvod 10
1.1 Válečková trať 10
2 Výpočet 11
2.1 Určení hlavních rozměrů 11
2.1.1 Délka tratě 11
2.1.2 Šířka tratě 11
2.1.3 Výška tratě 11
2.2 Funkční výpočet válečkové tratě 12
2.2.1 Požadovaný celkový dopravní výkon 12
2.2.2 Rozteč válečků 12
2.2.3 Počet válečků pod předmětem 13
2.2.4 Hmotnost předmětu připadající na jeden váleček 13
2.2.5 Délky jednotlivých úseků tratě 13
2.2.6 Celkový počet poháněných válečků na trati 14
2.2.7 Počet poháněných válečků na jeden úsek 14
2.2.8 Potřebný výkon na jeden poháněný úsek 15
2.3 Odpory působící na váleček 15
2.3.1 Složka vlastní tíhy předmětu 15
2.3.2 Odpor vlivem valivého a čepového tření 16
2.3.3 odpor vlivem výrobních nepřesností a nepravidelností stykové plochy předmětu 16
2.3.4 Celkový odpor působící na jeden váleček 16
3 Návrh způsobu pohonu 16
4 Poháněné válečky 17
4.1 Volba válečků pro trať 17
4.2 Konstrukce válečků EasyRun 18
4.3 Volba zakončení osy válečku 18
5 Pohon 19
5.1 Volba pohonu 19
5.2 Kontrolní výpočet rozběhu motoru 20
5.2.1 Doba rozběhu předmětu (čas smyku) 20
5.2.2 Moment třecí 20
5.2.3 Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot 20
5.2.4 Setrvačný moment jednoho válečku 21
5.2.5 Úhlové zrychlení válečku 21
5.2.6 Moment zrychlujících sil rotujících hmot 21
5.2.7 Moment od stálých odporů 22
5.2.8 Moment na hřídeli motoru při rozběhu 22
5.2.9 Rozběhový moment redukovaný na hřídel motoru 22
6 Návrh řetězového převodu 23
6.1 Otáčky válečku při zadané dopravní rychlosti 23
6.2 Převodové číslo 23
6.3 počet zubů hnacího řetězového kola 23
7 Válečkový řetěz 24
7.1 Volba řetězu 24
7.2 Pevnostní kontrola 24
7.2.1 Obvodová síla 24
7.2.2 Výsledná tahová síla v řetězu 25

7.2.3 Bezpečnost proti přetržení při statickém namáhání 25
7.2.4 Bezpečnost proti přetržení při dynamickém namáhání 25
7.2.5 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu 25
7.2.6 Výpočtový tlak 26
7.2.7 Dovolený tlak 26
8 Konstrukční řešení 27
8.1 Základna 27
8.2 Bočnice 28
8.3 Kryt řetězu 28
8.4 Zpevnění bočnic 29
8.5 Napínání řetězu 29
8.5.1 Výpočet potřebné síly předpětí od pružiny 30
8.6 Boční vedení 31
8.7 Paleta pro uložení odlitku 31
9 Pevnostní kontrola válečku 32
9.1 Výpočet od tíhy předmětu 32
9.1.1 Výpočet reakcí působících v ložiscích válečku ze zatížení pláště 32
9.1.2 Kontrola pláště válečku na ohyb 33
9.1.3 Výpočet reakcí působících v bočnici tratě ze zatížení osy od reakcí ložisek 34
9.1.4 VVÚ osy válečku 35
9.2 Výpočet od obvodové síly řetězu 36
9.2.1 Výpočet reakcí působících v ložiscích válečku ze zatížení obvodovou silou 36
9.2.2 Výpočet reakcí působících v bočnici tratě ze zatížení obvodovou Silou 37
9.2.3 VVÚ osy válečku 38
10 Závěr 40
11 Seznam použitých zdrojů 41
12 Seznam použitých zkratek a symbolů 43
13 Seznam příloh 45
14 Přílohy 46

1 Úvod

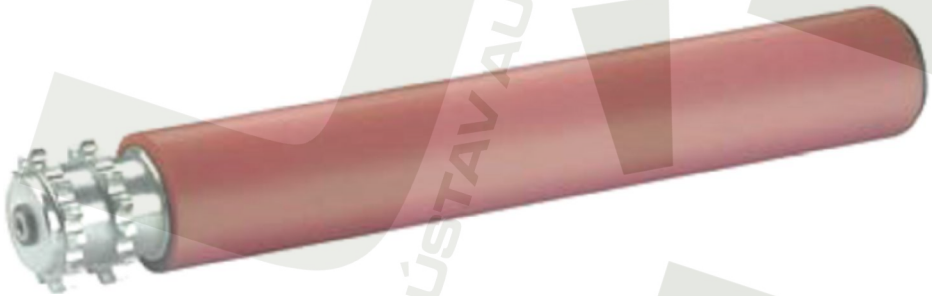
1.1 Válečková trať

Tématem této bakalářská práce je návrh poháněné válečkové tratě, která bude přepravovat materiál z jednoho místa na druhé. V mém případě odlitek daných rozměrů uložený na paletě. Trať bude navrhnuta jako přímá, vodorovná.



Obr. 1 Ukázka poháněné válečkové tratě – zdroj [18]

Válečkové tratě slouží výhradně pro přepravu a skladování kusového zboží v závodech sériových, či hromadné výroby. Snahou je uspořádat tok materiálu nejkratšími a přímými cestami, aby se vyloučila zbytečná doprava a také doprava lidskou silou odpadla na minimum. Válečkové tratě jsou obecně dopravní zařízení, jejichž typickým znakem je řada válečků otočných kolem svých čepů, nebo hřídelů uložených v pevných, či stavitelných rámech. Jsou hojně využívány po celém světě. Válečků je dnes velký výběr, proto snahou bude zvolit správný typ válečku. Dále bude předmětem úvah pohon, který může být realizován mnoha způsoby. Např. pohon řemenem, pásem, řetězem či elektricky poháněný váleček. Musím zvážit také nejvhodnější druh pohonu (např. cik-cak, centrálně či jednotlivě). Dále to bude samostatné konstrukční řešení celého zařízení. Vše se dále bude odvíjet z výpočtů ze zadaných a volených hodnot.



Obr. 2 Ukázka poháněného válečku – zdroj [17]

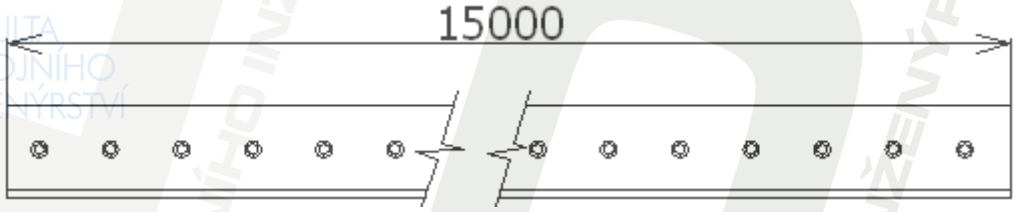
2 Výpočet

2.1 Určení hlavních rozměrů

2.1.1 Délka tratě

Vyplývá ze zadání $\Rightarrow$ **L = 15 m**. **(1)**

Je to délka od začátku první bočnice po konec poslední.



Obr. 3 Délka tratě

2.1.2 Šířka tratě

Ze zdroje [1].

Šířka tratě se volí dle rozměru dopravovaného předmětu, přičemž musí být dodržena podmínka:

$$B \geq \frac{b}{0{,}8} \qquad \textbf{(2)}$$

Dopravovaným předmětem je odlitek na paletě, která má větší rozměry, tudíž při výpočtu uvažuji rozměry palety, tedy:

$$B \geq \frac{0{,}6}{0{,}8}$$

$$B \geq 0{,}75 \text{ m}$$

kde:

b [m] - šířka palety $\rightarrow$ kapitola 8.7

Dle výsledku výpočtu volím šířku **B = 0,85 m**. **(3)**

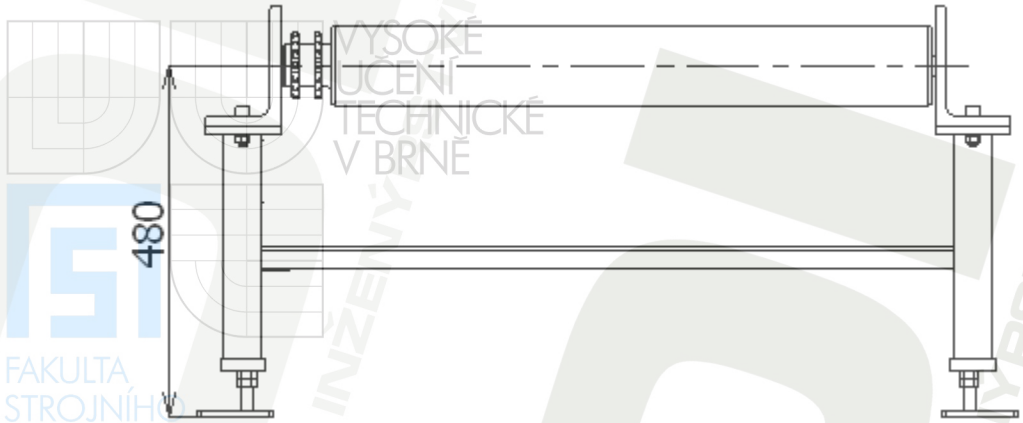
Zvolená šířka je hrubou hodnotou, která bude upravena v přesnou dle zvolené délky válečků a při montáži.

2.1.3 Výška tratě

Trať bude navrhnuta jako dopravní linka, na které přímo může probíhat balení předmětu na další expedici. U těchto tipů tratí jsou výšky dosti malé. Trať bude vybavena stavitelnými nohami pro nastavení na nerovnoměrném terénu, tudíž výška se může libovolně měnit v rozmezí určité délky.

Volím výšku **H = 0,48 m**. **(4)**

Zvolená výška je měřena od země, na které trať spočívá, po osu válečků.



Obr. 4 Výška tratě

2.2 Funkční výpočet válečkové tratě

2.2.1 Požadovaný celkový dopravní výkon

Ze zdroje [7].

$$N = \frac{n \cdot v \cdot 3600}{L} \qquad (5)$$

$$N = \frac{15 \cdot 0{,}3 \cdot 3600}{15}$$

$$N = 1080 \text{ ks.hod}^{-1}$$

kde:

n [-]	- maximální počet předmětů na trati	→ zadání
v [m.s^{-1}]	- rychlost předmětů	→ zadání
L [m]	- délka tratě	→ zadání

2.2.2 Rozteč válečků

Ze zdroje [4].

Rozteč válečků se volí tak, aby předmět spočíval v každý okamžik minimálně na dvou válečcích. U systémů válečkových tratí na přepravu palet (kde jsou všechny válečky poháněny) se počet válečků pod předmětem volí větší než 5, tudíž rozteč bude volena na malou vzdálenost, jelikož je délka palety jen 600 mm. Dle ČSN 26 4501 doporučení je počet válečků (pro předběžně zvolený Ø87 mm) na 1m délky: 10, 8, 6, 5 ⇒ volím 10.

$$t = \frac{1}{i} \qquad (6)$$

$$t = \frac{1}{10}$$

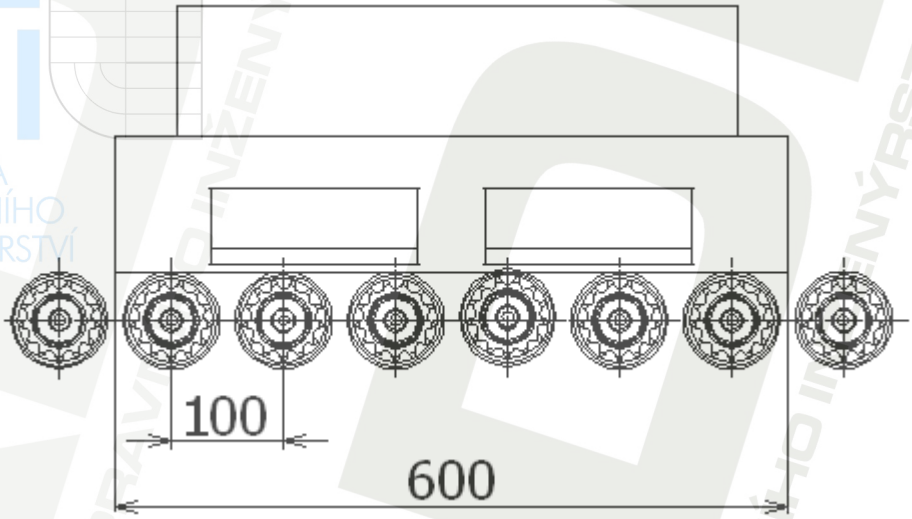
$$t = 0{,}1 \text{ m}$$

kde:

i [-]	- počet válečků na 1m délky	→ zdroj [4]

2.2.3 Počet válečků pod předmětem

Volím počet válečků pod předmětem: $\mathbf{k_1 = 6}$. **(7)**
Paleta (délky 600 mm) bude spočívat na 6 válečcích vzdálených od sebe o rozteč t = 100 mm.



Obr. 5 Počet válečků pod předmětem

2.2.4 Hmotnost předmětu připadající na jeden váleček

Ze zdroje [7].

$$q = \frac{m_{př}}{k_1} = \frac{m_o + m_p}{k_1} \quad \textbf{(8)}$$

$$q = \frac{250 + 8}{6}$$

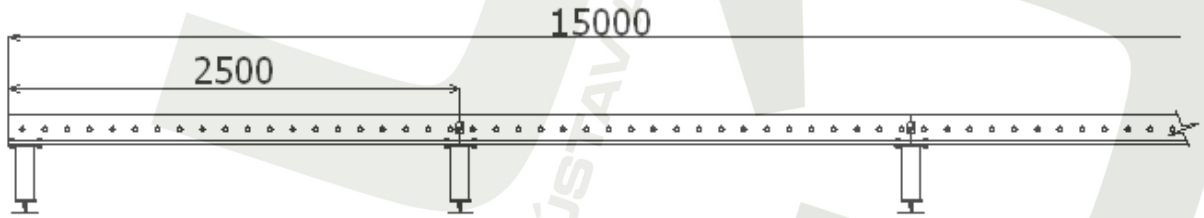
$$q = 43 \text{ kg}$$

kde:

$m_{př}$ [kg]	- hmotnost předmětu (tj. odlitek + paleta)	
m_o [kg]	- hmotnost odlitku	→ zadání
m_p [kg]	- hmotnost palety	→ kapitola 8.7
k_1 [-]	- počet válečků pod předmětem	→ vztah (7)

2.2.5 Délky jednotlivých úseků tratě

Volím, že trať bude rozdělena na 6 úseků $\Rightarrow \mathbf{n_u = 6}$. **(9)**



Obr. 6 Délky úseků tratě

$$L_u = \frac{L}{n_u} \tag{10}$$

$$L_u = \frac{15}{6}$$

$$L_u = 2{,}5 \text{ m}$$

Jelikož bude trať složena ze 6-ti úseků stejné délky (2,5 m), bude každý úsek tratě poháněn svým pohonem.

2.2.6 Celkový počet poháněných válečků na trati

Ze zdroje [7].

$$z = \frac{L}{t} \tag{11}$$

$$z = \frac{15}{0{,}1}$$

$$z = 150$$

Na délku tratě (15 m) bude potřeba 150 poháněných válečků.

2.2.7 Počet poháněných válečků na jeden úsek

Ze zdroje [7].

$$z_u = \frac{L_u}{t} \tag{12}$$

$$z_u = \frac{2{,}5}{0{,}1}$$

$$z_u = 25$$

Na délku 1 úseku (2,5 m) bude potřeba 25 poháněných válečků.

kde:

L [m]	- délka tratě	→ zadání
n_u [-]	- počet úseků tratě	→ vztah (9)
L_u [m]	- délka poháněného úseku tratě	→ vztah (10)
t [m]	- rozteč válečků	→ vztah (6)

2.2.8 potřebný výkon na jeden poháněný úsek

Ze zdroje [7].

Jak již bylo zmíněno (10), bude se pohánět 6 úseků, každý v délce 2,5 m.

Tudíž výpočet výkonu provedu pouze pro jeden poháněný úsek.

$$P = \{ n_{u1} \cdot m_{př} \cdot g \cdot [\pm \sin \beta + \cos\beta \cdot (\frac{e + f_č \cdot r_č}{R} + 0{,}005)] + m_v \cdot g \cdot z_u \cdot \frac{f_č \cdot r_č}{R} \} \cdot \frac{v}{\eta ř} \qquad \textbf{(13)}$$

$$P = \{ 3 \cdot 258 \cdot 9{,}81 \cdot [\sin 0 + \cos 0 \cdot (\frac{0{,}002 + 0{,}025 \cdot 0{,}01}{0{,}0435} + 0{,}005)] + 11{,}3 \cdot 9{,}81 \cdot 18 \cdot \frac{0{,}025 \cdot 0{,}01}{0{,}0435} \} \cdot \frac{0{,}3}{0{,}81}$$

$P = 163{,}7$ W

kde:

n_{u1}	[-]	- maximální počet předmětů na jeden poháněný úsek	→ voleno
$m_{př}$	[kg]	- hmotnost 1 předmětu (tj. odlitek+paleta)	→ vztah (8)
g	[m.s^{-2}]	- tíhové zrychlení	
β	[°]	- sklon trati	
z_u	[-]	- počet válečků pod předmětem na jeden poháněný úsek	→ voleno
v	[m.s^{-1}]	- rychlost předmětů	→ zadání
$\eta_ř$	[-]	- účinnost řetězových převodů	→ voleno
$f_č$	[-]	- součinitel čepového tření	→ zdroj [2]
$r_č$	[m]	- poloměr čepu v ložiskách	→ kapitola 4.1
R	[m]	- poloměr válečku	→ kapitola 4.1
e	[m]	- součinitel valivého tření	→ zdroj [10]
m_v	[kg]	- hmotnost rotující části válečku	→ kapitola 4.1

2.3 Odpory působící na váleček

Ze zdroje [7].

2.3.1 složka vlastní tíhy předmětu (tj. sila potřebná ke zvedání, resp. ke spouštění předmětu)

Tato síla se bere v úvahu pouze u tratí šikmých, znaménko + platí pro pohyb směrem vzhůru, znaménko – pro pohyb směrem dolů

Jelikož trať bude provedena jako vodorovná, proto β = 0°

$$W_1 = \pm q \cdot g \cdot \sin \beta \qquad \textbf{(14)}$$

$$W_1 = 43 \cdot 9{,}81 \cdot \sin 0$$

$W_1 = 0$ N

2.3.2 odpor vlivem valivého a čepového tření

$$W_2 = q \cdot g \cdot \cos\beta \cdot \frac{e + f_č \cdot r_č}{R} + m_v \cdot g \cdot \frac{f_č \cdot r_č}{R} \quad \textbf{(15)}$$

$$W_2 = 43 \cdot 9{,}81 \cdot \cos 0 \cdot \frac{0{,}002 + 0{,}025 \cdot 0{,}01}{0{,}0435} + 11{,}3 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{0{,}025 \cdot 0{,}01}{0{,}0435}$$

$$W_2 = 22{,}5 \text{ N}$$

2.3.3 odpor vlivem výrobních nepřesností a nepravidelností stykové plochy předmětu

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

$$W_3 = 0{,}005 \cdot q \cdot g \cdot \cos\beta \quad \textbf{(16)}$$

$$W_3 = 0{,}005 \cdot 43 \cdot 9{,}81 \cdot \cos 0$$

$$W_3 = 2{,}1 \text{ N}$$

2.3.4 Celkový odpor působící na jeden váleček

$$W_c = W_1 + W_2 + W_3 \quad \textbf{(17)}$$

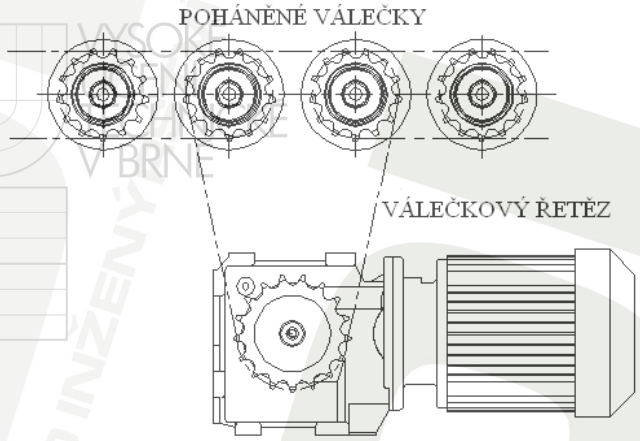
$$W_c = 0 + 22{,}5 + 2{,}1$$

$$W_c = 24{,}6 \text{ N}$$

kde:
W_1, W_2, W_3 - viz. vztahy **(14)**, **(15)**, **(16)**

3 Návrh způsobu pohonu

U poháněných válečkových tratí pro dopravu zboží na paletách se zásadně používá pohon z válečku na váleček (cik-cak) nekonečným řetězem, ačkoliv všechny válečky jsou poháněny. U dopravníků poháněných řetězem z válečku na váleček je síla přenášena pomocí krátkých smyček. Každá smyčka obepíná řetězové kolo připojené k sousednímu poháněnému válečku a způsobuje tak jejich rotaci. Také volím tento druh pohonu proto, že řetězový převod má konstantní střední převodový poměr, vysokou trvanlivost. Také jej můžeme použít do prašného, vlhkého prostředí.



Obr. 7 Vedení řetězu

4 Poháněné válečky

4.1 Volba válečků pro trať

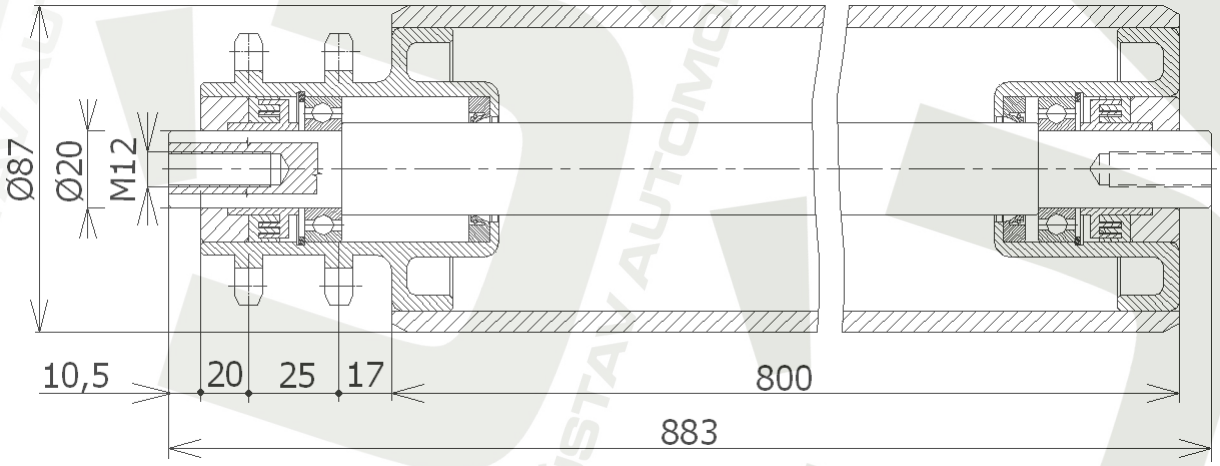
Pro trať použiji válečky od firmy Tranza a.s. Břeclav, která vyrábí a prodává široký sortiment dopravníkových válečků řady EasyRun.

Válečky volím z katalogu firmy Tranza → (viz. Příloha 1).

Volím **váleček Φ87 mm, délka pláště 800 mm**.

POPIS válečku:

- ocelové čelo s kuličkovým ložiskem 6004 2RS
- ocelový plášť s tloušťkou stěny 6 mm
- ocelová hřídel se zakončením typu A o Φ 20 mm, závit M12
- dvě ocelová řetězová kola pro řetěz 10B, počet zubů 13, roztečná kružnice průměru 66,33 mm
- povrchová úprava: plášť, čela válečku – základní nátěr
  osa – konzervována olejem
- hmotnost válečku 14,5 kg



Obr. 8 Váleček se dvěmi řetězovými koly – základní rozměry

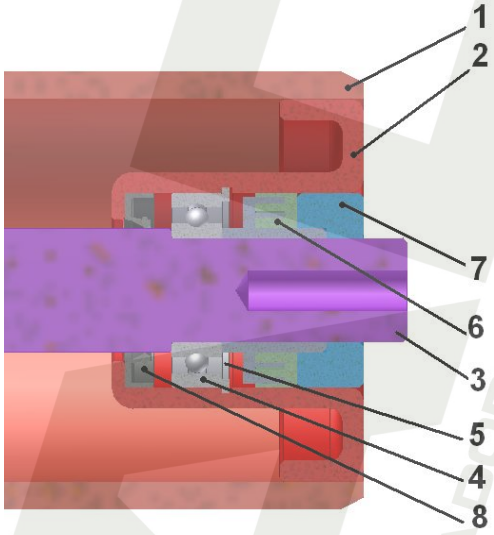


Obr. 9 Váleček – model



Obr. 10 Řez válečkem - model

4.2 Konstrukce válečků EasyRun



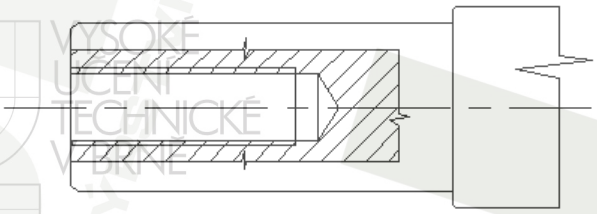
Obr. 11 Konstrukce válečku s popisem

Do ocelového pláště válečku **(1)** je nalisováno pouzdro **(2)** vyrobené z hlubokotažného plechu pro uložení ložiska **(4)**. Ložisko dosedá vnitřním průměrem na osu **(3),** která je broušena s tolerancí ISO h6. Kuličkové ložisko je proti posunu zajištěno pojistným kroužkem **(5)** vyrobeném z pružinové oceli bránícím axiálnímu posuvu ložiska. Použito polyamidové labyrintové těsnění **(6)** na dokonalé utěsnění prostor ložiska a z vnější strany zajištěno vnější krytkou z polypropylenu **(7)**. Z vnitřní strany je použito polyamidové vnitřní těsnění **(8)**, které chrání ložiskový prostor proti nečistotám, které by mohly vzniknout ve výrobě.

Jejich konstrukce je zaměřena především na malou hmotnost, malý odpor proti otáčení, jednoduchou konstrukci, mají být dokonale utěsněny proti vnikání nečistot, mají být nenáročné na údržbu.

4.3 Volba zakončení osy válečku

Z velkého výběru možností jsem zvolil konec osy s vnitřním závitem. Volím tento druh konce osy válečku hlavně kvůli jednodušší a levnější výrobě ve srovnání s koncem s drážkou. Dražší výroba by byla u bočnic, do kterých by se museli frézovat drážky pro uložení konce. Moje volba by, co se týče bočnic, byla jednoznačně levnější, ačkoliv by se vytvořil přípravek na díry. Je to často používané zakončení.



Obr. 12 Konec osy válečku

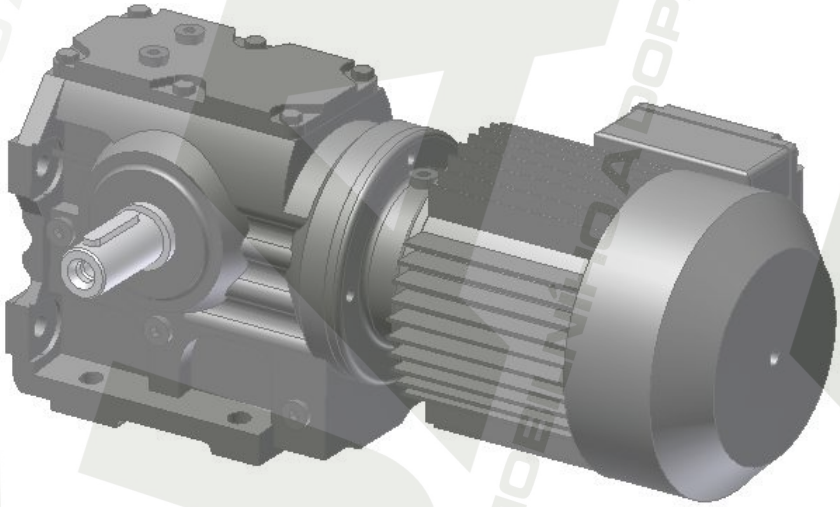
5 Pohon

5.1 Volba pohonu

Ze zdroje [12].

Jako pohon tratě volím šnekový převodový motor firmy SEW-EURODRIVE CZ S.R.O. s těmito parametry:

TYPOVÉ OZNAČENÍ	S37DR63L4
VÝKON	0,25 kW
OTÁČKY	51 ot/min
KROUTÍCÍ MOMENT	37 Nm
PŘEVODOVÉ ČÍSLO	25,38
HMOTNOST	11 kg



Obr. 13 Šnekový převodový motor označení **S37DR63L4** – zdroj [20]

Šnekové převodovky SEW-EURODRIVE jsou založeny na kombinaci čelních kol a šneků a proto mají výrazně vyšší účinnost než čistě šnekové převodovky. Díky vynikající účinnosti naleznou tyto pohony uplatnění v každém oboru – s individuálně nastavenými otáčkami a krouticím momentem. S vysokými převodovými poměry šnekových převodů a velmi tichým chodem jsou tyto převodové motory cenově výhodným řešením pro jednoduché požadavky. Mezi výhody patří hospodárnost, nízká hlučnost a velké přípustné radiální síly.

5.2 kontrolní výpočet rozběhu motoru

Ze zdroje [7].

5.2.1 Doba rozběhu předmětu (čas smyku)

Čas, za který předmět dosáhne obvodové rychlosti válečků (0,3 m.s^{-1}).

$$a = \frac{v}{t_s} \quad \Rightarrow \quad t_s = \frac{v}{a}$$

$$t_s = \frac{v}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot \left[\cos\beta \cdot \left(\mu - \frac{2 \cdot e}{D} \right) - \frac{k_1}{k_p} \cdot \sin\beta \right]} \qquad \textbf{(18)}$$

$$t_s = \frac{0{,}3}{\frac{6}{6} \cdot 9{,}81 \cdot \left[\cos 0° \cdot \left(0{,}08 - \frac{2 \cdot 0{,}002}{0{,}087} \right) - \frac{6}{6} \cdot \sin 0° \right]}$$

$t_s = 0{,}9$ s

5.2.2 Moment třecí

$$M_t = n_{u1} \cdot k_p \cdot q \cdot g \cdot \cos\beta \cdot \mu \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_{ř}} \qquad \textbf{(19)}$$

$$M_t = 3 \cdot 6 \cdot 43 \cdot 9{,}81 \cdot \cos 0 \cdot 0{,}08 \cdot \frac{0{,}0435}{25{,}38 \cdot 0{,}81}$$

$M_t = 1{,}28$ N.m

5.2.3 Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot

$$M_{zp} = n_{u1} \cdot m_{př} \cdot \frac{v \cdot R}{t_s \cdot i \cdot \eta_{ř}} \qquad \textbf{(20)}$$

$$M_{zp} = 3 \cdot 258 \cdot \frac{0{,}3 \cdot 0{,}0435}{0{,}9 \cdot 25{,}38 \cdot 0{,}81}$$

$M_{zp} = 0{,}55$ N.m

kde:

a [m.s^{-2}]	- zrychlení předmětu	
k_p [-]	- počet poháněných válečků pod předmětem	→ voleno
k_1 [-]	- počet válečků pod předmětem	→ vztah (7)
μ [-]	- součinitel smykového tření mezi předmětem a válečky	→ zdroj [11]
D [m]	- průměr válečku	→ kapitola 4.1

n_{u1} [-] - maximální počet předmětů na jeden poháněný úsek → voleno
q [kg] - hmotnost předmětu připadající na jeden váleček → vztah (8)
i [-] - převodový poměr → kapitola 5.1
$m_{př}$ [kg] - hmotnost 1 předmětu (tj. odlitek+paleta) → vztah (8)
t_s [s] - doba rozběhu předmětu → vztah (18)
v, g, β, e, R, $\eta_ř$ - stejné jako v kapitole 2.2.8

5.2.4 Setrvačný moment jednoho válečku

$$J = m_v \cdot R_s^{\,2} = m_v \cdot \left(\frac{D - s}{2}\right)^2 \qquad (21)$$

$$J = 11{,}3 \cdot \left(\frac{0{,}087 - 0{,}006}{2}\right)^2$$

$$J = 0{,}018 \text{ kg.m}^2$$

5.2.5 Úhlové zrychlení válečku

$$\varepsilon = \frac{\omega_v}{t_s} = \frac{2 \cdot v}{t_s \cdot D} \qquad (22)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0{,}3}{0{,}9 \cdot 0{,}087}$$

$$\varepsilon = 7{,}66 \text{ s}^{-2}$$

5.2.6 Moment zrychlujících sil rotujících hmot

$$M_{zv} = z_u \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_ř} \qquad (23)$$

$$M_{zv} = 18 \cdot 0{,}018 \cdot 7{,}66 \cdot \frac{1}{25{,}38 \cdot 0{,}81}$$

$$M_{zv} = 0{,}12 \text{ N.m}$$

kde:
ω_v [s^{-1}] - úhlová rychlost válečku
m_v [kg] - hmotnost rotující části válečku → kapitola 4.1
R_s [m] - poloměr středu pláště válečku
s [m] - tloušťka stěny pláště válečku → kapitola 4.1
z_u [-] - počet válečků pod předmětem na jeden poháněný úsek → voleno
J [$kg.m^2$] - setrvačný moment jednoho válečku → vztah (21)
ε [s^{-2}] - úhlové zrychlení válečku → vztah (22)
n_{u1}, v, i, $\eta_ř$, D - stejné jako v kapitole 5.2.3

5.2.7 Moment od stálých odporů

$$M_o = \frac{P}{\omega_m} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad (24)$$

$$M_o = \frac{60 \cdot 163,7}{2 \cdot 3,14 \cdot 1295}$$

$$M_o = 1,2 \text{ N.m}$$

5.2.8 Moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_m = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P_m}{\omega_m} \quad (25)$$

$$M_m = 1,8 \cdot \frac{60 \cdot 250}{2 \cdot 3,14 \cdot 1295}$$

$$M_m = 3,32 \text{ N.m}$$

kde:

P [W]	- celkový potřebný výkon na jeden poháněný úsek	→ vztah (13)
n_m [ot.min^{-1}]	- otáčky motoru	→ kapitola 5.1
M_z [N.m]	- záběrný moment motoru	
M_n [N.m]	- jmenovitý moment motoru	
P_m [W]	- výkon zvoleného elektromotoru	→ kapitola 5.1
ω_m [s^{-1}]	- úhlová rychlost hřídele motoru	

5.2.9 Rozběhový moment redukovaný na hřídel motoru

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zv} + M_o \quad (26)$$

$$M_{roz} = 1,28 + 0,55 + 0,12 + 1,2$$

$$M_{roz} = 3,15 \text{ N.m}$$

Závěr: $M_m > M_{roz}$ (27)

$3,32 > 3,15 \Rightarrow$ **ZVOLENÝ POHON VYHOVUJE**

6 Návrh řetězového převodu

6.1 Otáčky válečku při zadané dopravní rychlosti

$$n_2 = \frac{v}{\pi \cdot D} \tag{28}$$

$$n_2 = \frac{0{,}3}{3{,}14 \cdot 0{,}087}$$

$$n_2 = 1{,}1 \text{ s}^{-1} = 66 \text{ min}^{-1}$$

kde:
v, D - stejné jako v kapitole 5.2.3

6.2 Převodové číslo

$$i = \frac{n_1}{n_2} \tag{29}$$

$$i = \frac{51}{66}$$

$$i = 0{,}77$$

kde:
n_1 [ot.min^{-1}] - výstupní otáčky převodovky → kapitola 5.1
n_2 [ot.min^{-1}] - otáčky válečku → vztah (28)

6.3 počet zubů hnacího řetězového kola

$$z_1 = \frac{z_2}{u} \tag{30}$$

$$z_1 = \frac{13}{0{,}77}$$

$$z_1 = 16{,}9 \Rightarrow \text{volím } \mathbf{17 \text{ zubů}}$$

kde:
z_2 [-] - počet zubů hnaného řetězového kola na válečku → kapitola 4.1
u [-] - převodové číslo → vztah (29)

Bude použito řetězové kolo s nábojem pro řetěz 10b se 17 zuby o roztečném průměru 86,39 mm, průměr náboje 60 mm.

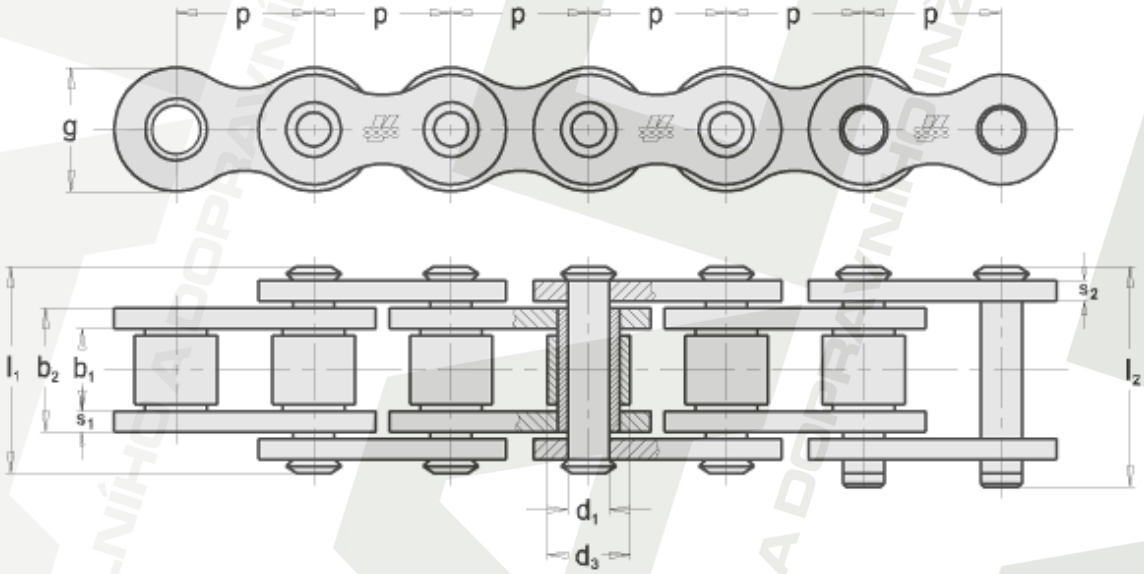
7 Válečkový řetěz

7.1 Volba řetězu

Zvolen jednořadý válečkový řetěz 10b dle ČSN 02 3311.
Typ B $\Rightarrow$ pro $v \leq 8 m \cdot s^{-1}$.

Parametry řetězu:

Rozteč: P = 15,875 mm
Hmotnost 1 metru: m = 0,93 kg/m
Pevnost při přetržení: $F_{PŘ}$ = 22,4 kN
Plocha kloubu: A = 67 mm^2

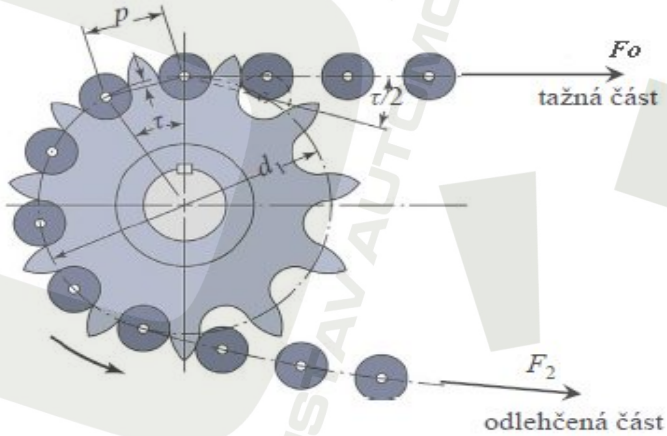


Obr. 14 Jednořadý válečkový řetěz – zdroj [13]

7.2 Pevnostní kontrola řetězu

Ze zdroje [15].

7.2.1 Obvodová síla



Obr. 15 Působení sil – zdroj [14]

$$F_o = \frac{2 \cdot M_k}{d_1} \qquad (31)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot 37}{0{,}08639}$$

$$F_o = 857\,\text{N}$$

kde:
M_k [N.m] - kroutící moment na výstupu z převodovky → kapitola 5.1
d_1 [m] - roztečný průměr hnacího řetězového kola → zdroj [19]

7.2.2 Výsledná tahová síla v řetězu

$$F_c = F_o = 857\ \text{N} \qquad (32)$$

7.2.3 Bezpečnost proti přetržení při statickém namáhání

$$k_{stat} = \frac{F_{př.}}{F_c} \geq 7 \qquad (33)$$

$$k_{stat} = \frac{22400}{857} \geq 7$$

$k_{stat} = 26{,}1 \geq 7$ ⇒ statická bezpečnost **VYHOVUJE**

7.2.4 Bezpečnost proti přetržení při dynamickém namáhání

$$k_{dyn} = \frac{F_{př.}}{F_c \cdot Y} \geq 5 \qquad (34)$$

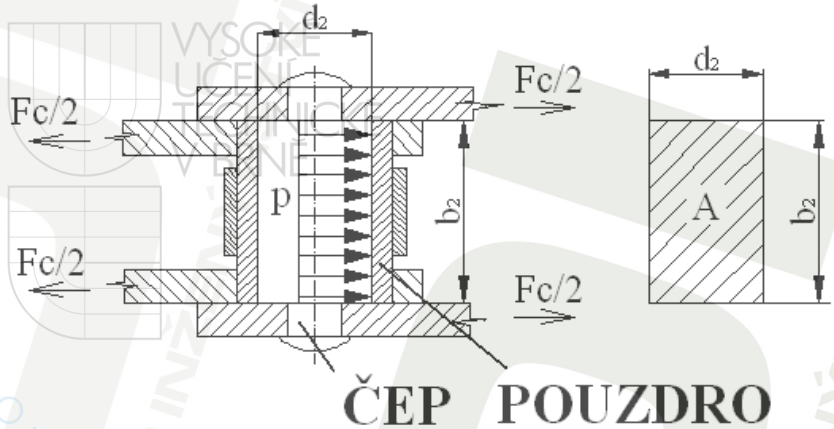
$$k_{dyn} = \frac{22400}{857 \cdot 2} \geq 5$$

$k_{dyn} = 13 \geq 5$ ⇒ dynamická bezpečnost **VYHOVUJE**

kde:
$F_{PŘ}$ [N] - pevnost při přetržení → kapitola 7.1
F_c [N] - výsledná tahová síla v řetězu → vztah (32)
Y [-] - součinitel rázů (dopravník pro kusový materiál ⇒ Y=2) → zdroj [15]

7.2.5 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Výsledná tahová síla v řetězu se přenáší v kloubu kontaktní plochou A čepu a pouzdra, na které působí měrný tlak a nastává vzájemný pohyb čepu a pouzdra. Mezi čepem a pouzdrem tak dochází ke tření, nežádoucímu opotřebení a prodlužování řetězu.



Obr. 16 Působení měrného tlaku v kloubu řetězu – zdroj [15]

7.2.6 Výpočtový tlak

$$p_v = \frac{F_c}{A} \qquad (35)$$

$$p_v = \frac{857}{67}$$

$$p_v = 12{,}8 \text{ MPa}$$

kde:

F_c [N]	- výsledná tahová síla v řetězu	→ vztah (32)
A [mm^2]	- plocha kloubu v řetězu	→ kapitola 7.1

7.2.7 Dovolený tlak

$$p_D = p \cdot \lambda \qquad (36)$$

$$p_D = 30{,}2 \cdot 0{,}65$$

$$p_D = 19{,}6 \text{ MPa}$$

kde:

p [MPa]	- měrný tlak v kloubu řetězu	→ zdroj [15]
λ [-]	- součinitel tření	→ zdroj [15]

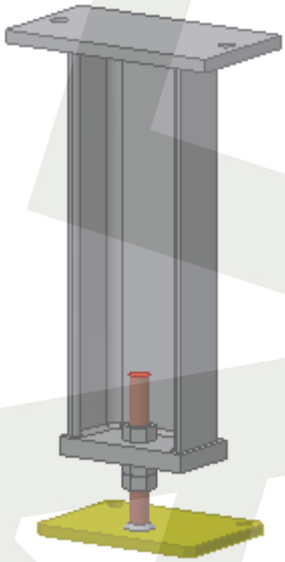
Podmínka: $p_v \leq p_D$ **(37)**

$12{,}8 \leq 19{,}6 \Rightarrow$ měrný tlak v kloubu řetězu **VYHOVUJE**

8 Konstrukční řešení

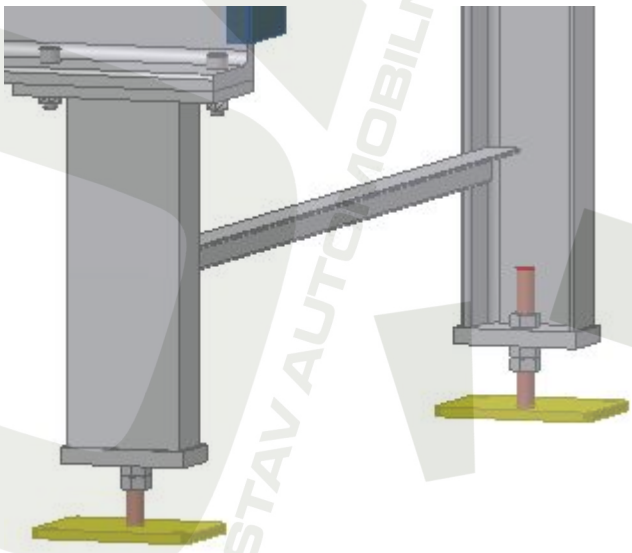
8.1 Základna

Základna je tvořena U-profilem dle ČSN 42 5570. K tomuto profilu jsou navařeny desky z obou stran. Horní deska slouží k upevnění bočnic maticovým spojem, spodní k uchycení stavitelných noh. Stavitelné nohy jsou tvořeny závitovou tyčí pevnosti ocele 4.6, která je povrchovou úpravou galvanicky pozinkována (vrstva 3-8 μm). Polohu výšky zajišťují matice, kterými můžeme výšku měnit v rozmezí cca 80 mm. Závitová tyč je svařena koutovým svarem po obvodu k základové desce, která bude připevněna dvěmi šrouby z vnější strany pevně k podlaze.



Obr. 17 Základna se stavitelnými nohami

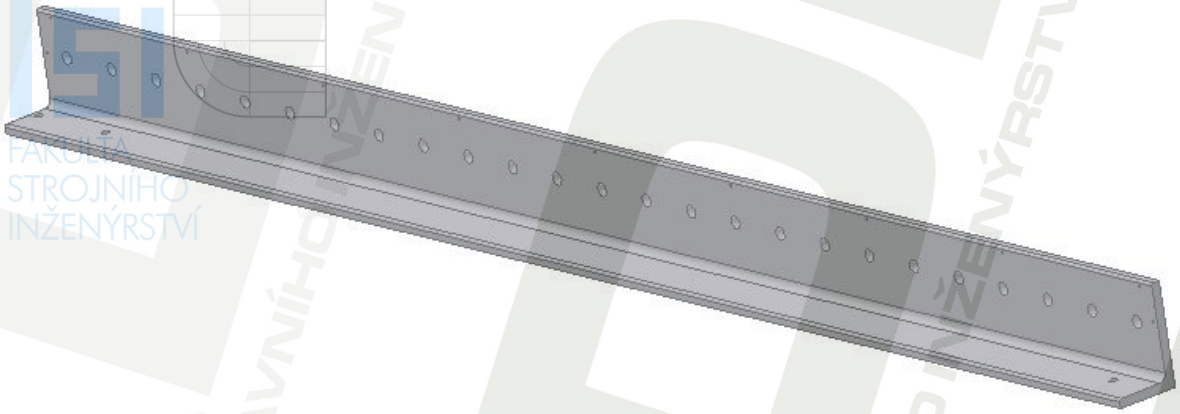
Mezi základnami je navařen příčně L-profil dle ČSN 42 5541 pro zajištění větší tuhosti.



Obr. 18 Základna se zpevněním

8.2 Bočnice

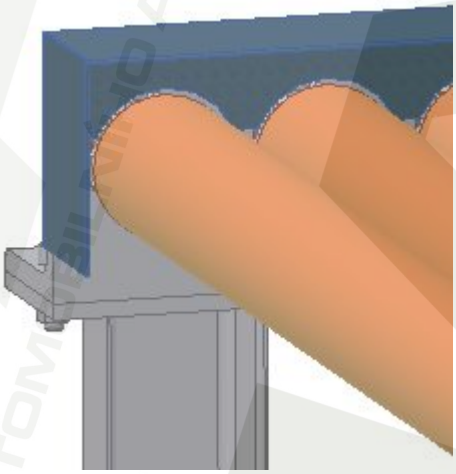
Bočnici tvoří L-profil dle ČSN 42 5545. V bočnici se nacházejí otvory pro uložení válečků, otvory pro uchycení základny a taktéž otvory pro uchycení krytu řetězu a bočního vedení (jen na straně, kde se nachází kryt s bočním vedením).



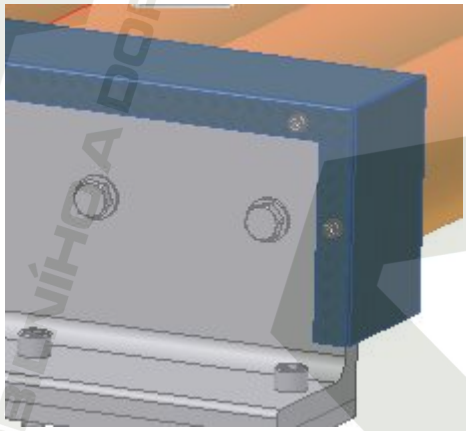
Obr. 19 Bočnice

8.3 Kryt řetězu

Plech s tloušťkou stěny 2 mm délky 2500 mm (tzn. délka jednoho úseku) s výřezy pro válečky, uchycen šrouby dle ČSN 02 1143 s podložkami ČSN 02 1702 B k bočnici.

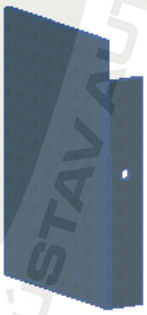


Obr. 20 výřezy pro válečky



Obr. 21 Uchycení krytu

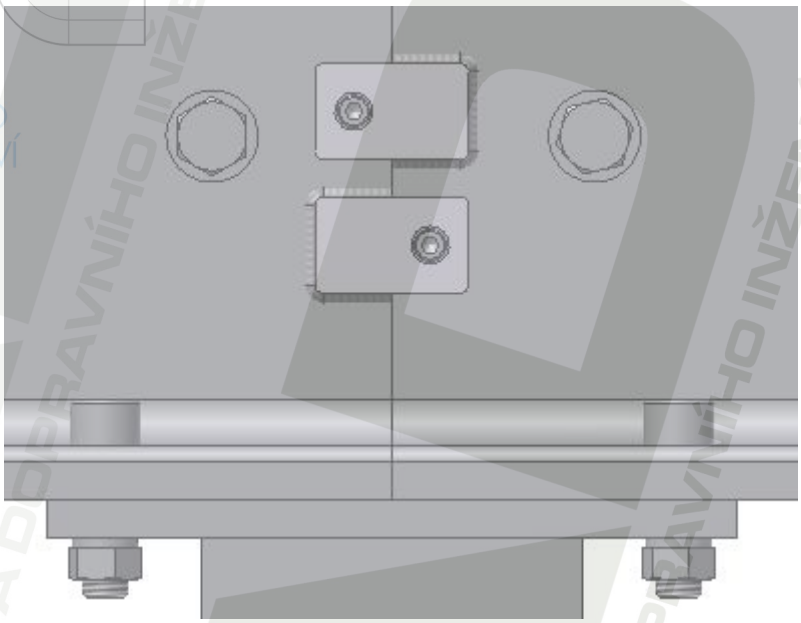
Postraní plech je zkrácen na délku 130 mm a taktéž uchycen šroubem s podložkou k bočnici.



Obr. 22 Postraní plech

8.4 Zpevnění bočnic

Zpevnění bočnic a horizontální vyosení os válečků je provedeno přes dvě desky, které jsou nad sebou. Každá deska je z půlky svařena koutovým svarem k bočnici a z druhé strany přišroubována k bočnici šroubem s podložkou. Tím pádem dochází k přesnosti vyosení děr válečků i dokonalému zpevnění bočnic. U konstrukce by se mělo udělat to, aby nedocházelo k dotyku bočnic, ale aby se vymezila malá vůle pro tento druh upevnění.

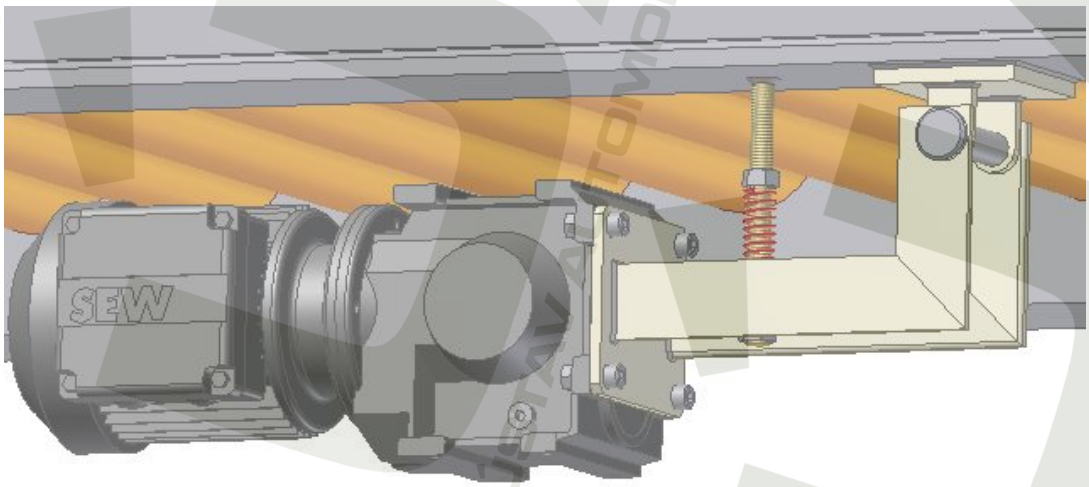


Obr. 23 Zpevnění bočnic, vyosení os válečků

8.5 Napínání řetězu

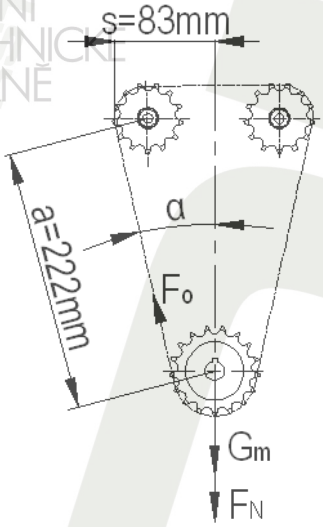
Celá konstrukce sestává z desky přivařené ze spodní strany k bočnici, na desku jsou přivařeny 2 oka pro uložení čepu s hlavou, který je proti posunutí zajištěn z druhé strany závlačkou. K čepu je otočné uchycen U-profil, ke kterému je na jeho konci opět přivařená deska, která slouží k připevnění převodového motoru maticovým šroubem.

Napínání řetězu je způsobeno vlastní vahou převodového motoru a tlačnou pružinou, která vyvozuje potřebnou sílu předpětí, kterou můžeme regulovat polohou matice.



Obr. 24 Napínání řetězu

8.5.1 Výpočet potřebné síly předpětí od pružiny



Obr. 25 Schéma působení sil napínání řetězu

Úhel α

$$\sin\alpha = \frac{s}{a} = \frac{83}{222} = 0{,}37 \Rightarrow \alpha = 22° \qquad \textbf{(38)}$$

Vypočtu sílu potřebnou k napínání řetězu. Vycházím ze **statické rovnováhy sil**. F_o znám ze vztahu **(31)**.

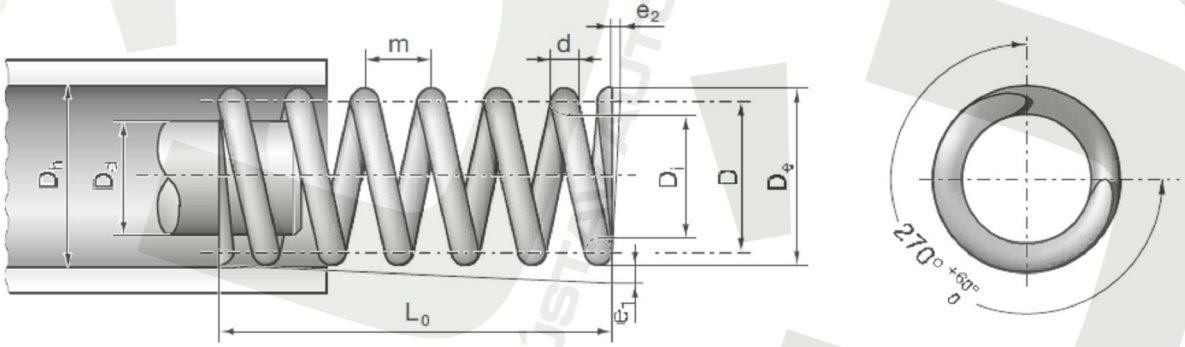
Rovnice SR

$$\sum F_y = Ø$$
$$- G_m - F_N + F_o \cdot \cos\alpha = Ø \qquad \textbf{(39)}$$

Tíha motoru

$$G_m = m_m \cdot g \qquad \textbf{(40)}$$
$$G_m = 11 \cdot 9{,}81$$
$$G_m = 108\,\mathrm{N}$$

Z rovnice **(39)** $\Rightarrow F_N = F_o \cdot \cos\alpha - G_m = 857 \cdot \cos 22 - 108 = 687\,\mathrm{N}$ **(41)**

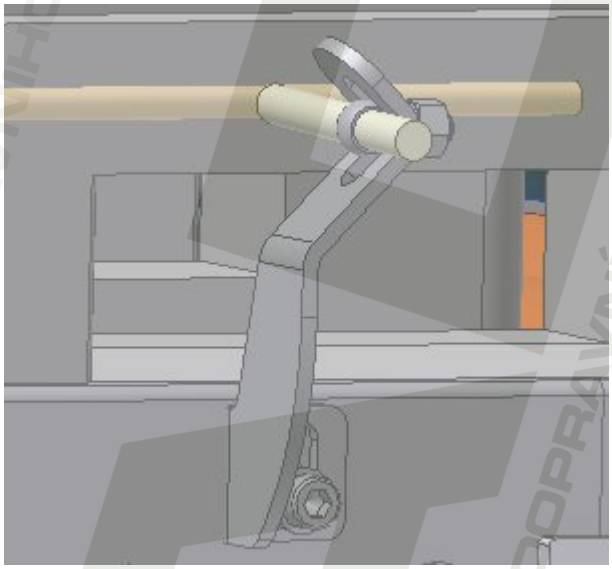


Obr. 26 šroubovitá tlačná pružina – zdroj [16]

Volím šroubovitou pružinu tlačnou ze zdroje [16] průměru drátu d = 4 mm, síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém F_N = 897,2 N, tuhost k = 91,43 N/mm, délka pružiny ve stavu volném L_0 = 33,5 mm, počet činných závitů 3,5, vnější průměr pružiny D_e = 24 mm, střední průměr D = 20 mm, vnitřní průměr D_i = 16 mm.

8.6 Boční vedení

Vyrobeno z ohýbaného plechu tloušťky 5 mm, upevněného k bočnici šroubem s podložkou s nastavitelnou výškou dle uchycení v drážce. Tyč uchycena v oku šroubu a zajištěna proti axiálnímu posunutí maticí s podložkou, taktéž s možností nastavení požadované horizontální vzdálenosti vedení.



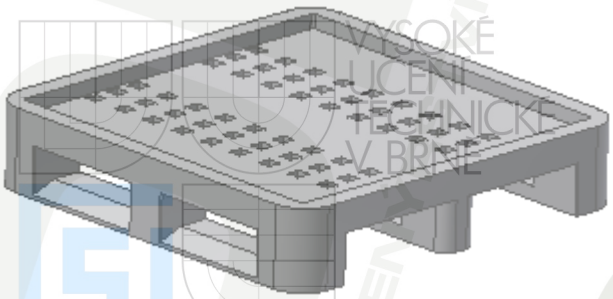
Obr. 27 Boční vedení

8.7 Paleta pro uložení odlitku

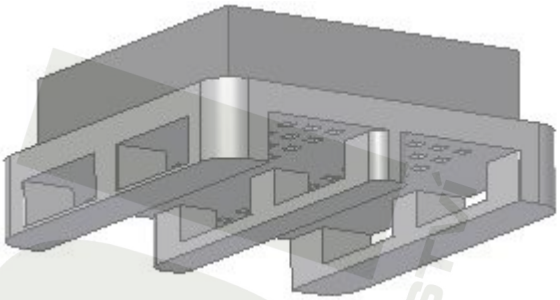
Vyrobena na zakázku dle požadovaných rozměrů od firmy K.O.S.- plastic, spol. s r.o. Z odolných surovin PPC (kopolymer polypropylénu) - recyklovaný materiál. Nemá žádné kovové výztuhy, děrovaná. Stěny a plocha jsou dostatečně silné s dlouhou životností. Zakulacené rohy a dvojitá stěna. Paleta extrémně silná. Opatřena vrchní drážkou proti skluzu dopravovaného materiálu (odlitku).

POPIS:

- Rozměry: šířka 600, délka 600, výška 120
- Nosnosti: statická 3500 kg, dynamická 750 kg
- Váha: 8 kg
- Barva: černá
- S lyžinami: Ano
- Teplotní stálost: při -20° až +60°C
- Odolnost: UV stabilní, povětrnostním podmínkám
- Zarážky: Ano



Obr. 28 paleta



Obr. 29 Uložení odlitku na paletě

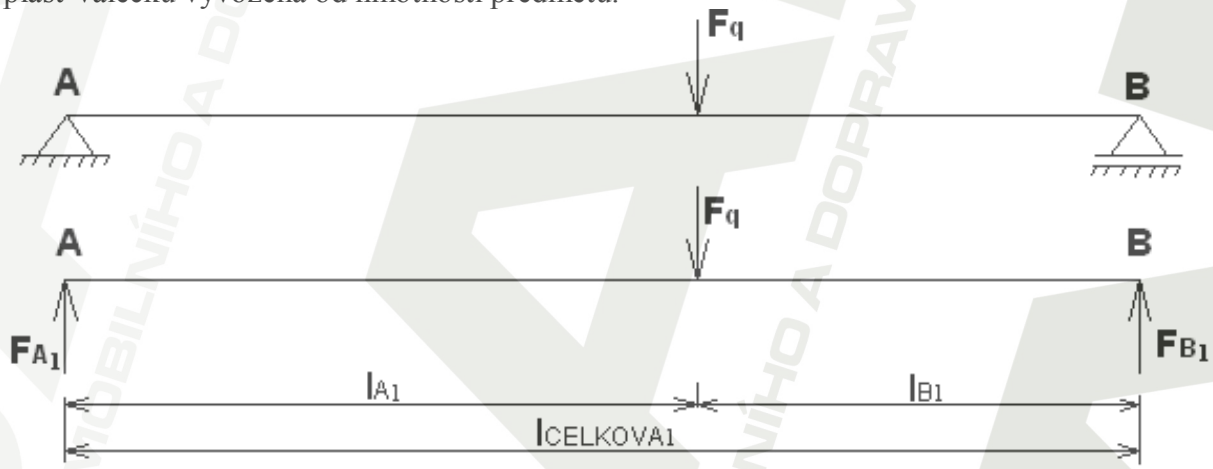
9 Pevnostní kontrola válečku

Osa válečku je zatížena tíhou předmětu a obvodovou silou na řetězu. Tato zatížení vyvozují pouze ohybový moment, na který se vztahuje pevnostní kontrola.

9.1 Výpočet od tíhy předmětu

9.1.1 Výpočet reakcí působících v ložiscích válečku ze zatížení pláště

Ve výpočtu nebudu uvažovat spojité zatížení. Uvažuji sílu F_q, což je síla působící na plášť válečku vyvozena od hmotnosti předmětu.



Obr. 30 Úplné uvolnění 1

Z výpočtu **(8)** víme, že hmotnost předmětu připadající na jeden váleček q = 43 kg.

Přepočet hmotnosti předmětu na působící sílu

$$F_q = q \cdot g \qquad \textbf{(42)}$$
$$F_q = 43 \cdot 9{,}81$$
$$F_q = 422 \text{ N}$$

Známé parametry:

Předpokládám pohyb palety v polovině šířky tratě, tudíž jednotlivé vzdálenosti síly k ložiskům A a B jsou:

l_{A1} = 423 mm
l_{B1} = 360 mm
$l_{CELKOVA1}$ = 783 mm

Hledané parametry:

Reakce v ložiscích F_{A1}, F_{B1} = ?

Vycházím z rovnic SR:

$\sum F_x = Ø$

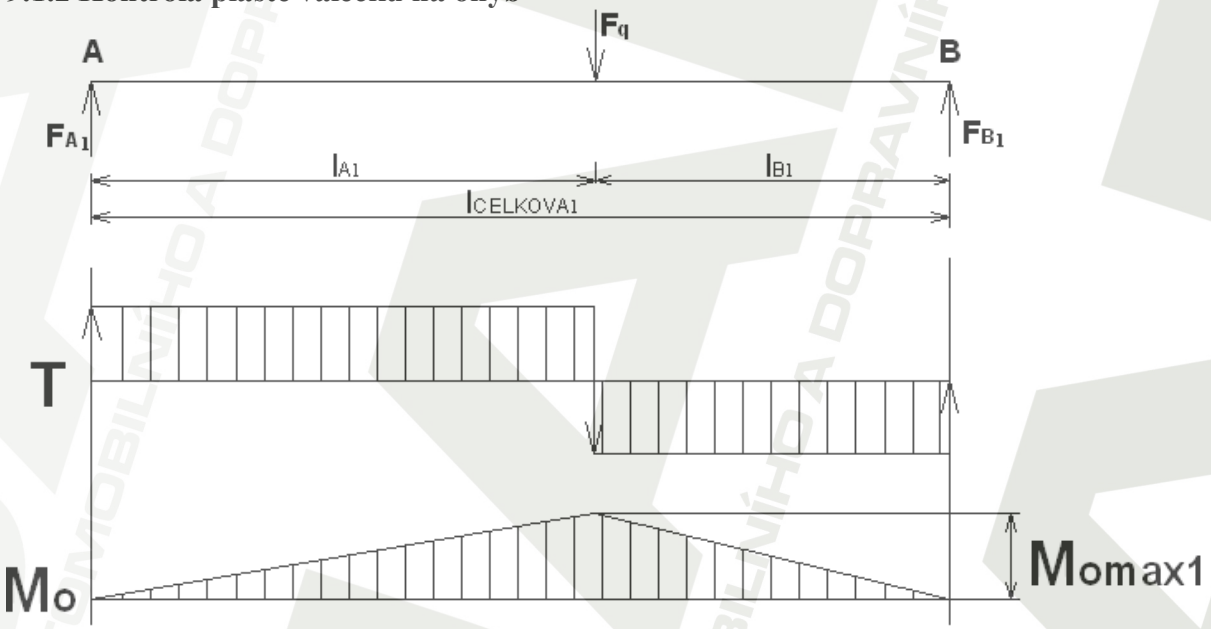
$\sum F_y = Ø$

$$F_{A1} + F_{B1} - F_q = Ø \qquad \Rightarrow F_{A1} = F_q - F_{B1} = 422 - 228 = 194 \text{ N} \qquad \textbf{(43)}$$

$\sum M_{zA} = Ø$

$$-F_q \cdot l_{A1} + F_{B1} \cdot l_{CELKOVA1} = Ø \qquad \Rightarrow F_{B1} = \frac{F_q \cdot l_{A1}}{l_{CELKOVA1}} = \frac{422 \cdot 423}{783} = 228 \text{ N} \qquad \textbf{(44)}$$

9.1.2 Kontrola pláště válečku na ohyb



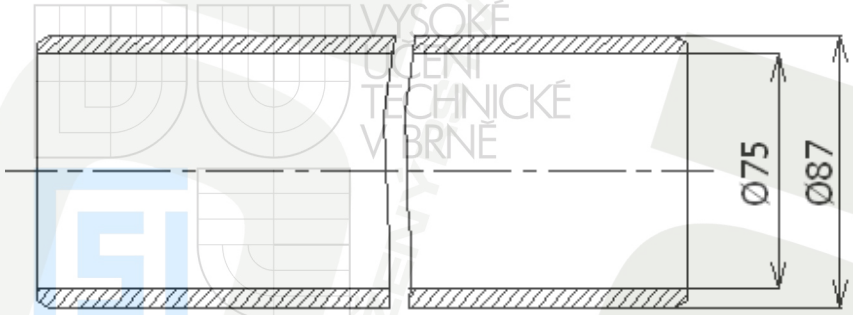
Obr. 31 VVÚ pláště válečku 1

Maximální ohybový moment pláště válečku

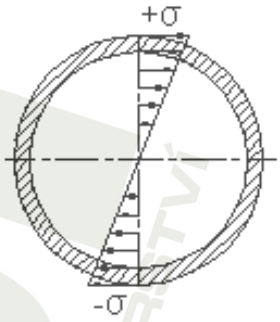
$$M_{o\max 1} = F_{A1} \cdot l_{A1} = 194 \cdot 0{,}423 = 82 \text{ N.m} \qquad \textbf{(45)}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 - d_s^{\,4}}{D} \right) = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{0{,}087^4 - 0{,}075^4}{0{,}087} \right) = 2{,}9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \qquad \textbf{(46)}$$



Obr. 32 Plášť válečku - rozměry



Obr. 33 Průběh napětí

Ohybové napětí na plášti válečku

$M_{o\max 1}$, W_{o1} … vztahy **(45)**, **(46)**

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o\max 1}}{W_{o1}} \qquad \textbf{(47)}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{82}{2{,}9 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{o1} = 2{,}83\ \text{MPa}$$

Plášť válečku bude vyroben z materiálu 11 373, který má mez kluzu R_e = 180 MPa.

Bezpečnost pláště válečku

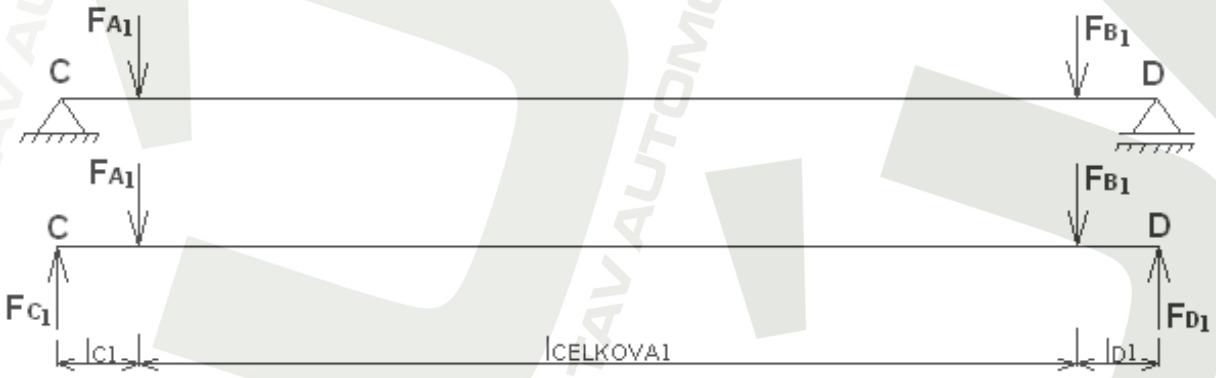
$$k_{k1} = \frac{R_e}{\sigma_{o1}} \qquad \textbf{(48)}$$

$$k_{k1} = \frac{180}{2{,}83}$$

$$k_{k1} = 63{,}6$$

Plášť válečku je dostatečně dimenzován.

9.1.3 Výpočet reakcí působících v bočnici tratě ze zatížení osy od reakcí ložisek



Obr. 34 Úplné uvolnění 2

Známé parametry:

F_{A1} = 194 N … vztah **(43)**
F_{B1} = 228 N … vztah **(44)**
$L_{C1} = L_{D1}$ = 50 mm
$l_{CELKOVA1}$ = 783 mm

Hledané parametry:

Reakce v bočnici tratě F_{C1}, F_{D1} = ?

Vycházím z rovnic SR:

$\sum F_x = Ø$

$\sum F_y = Ø$

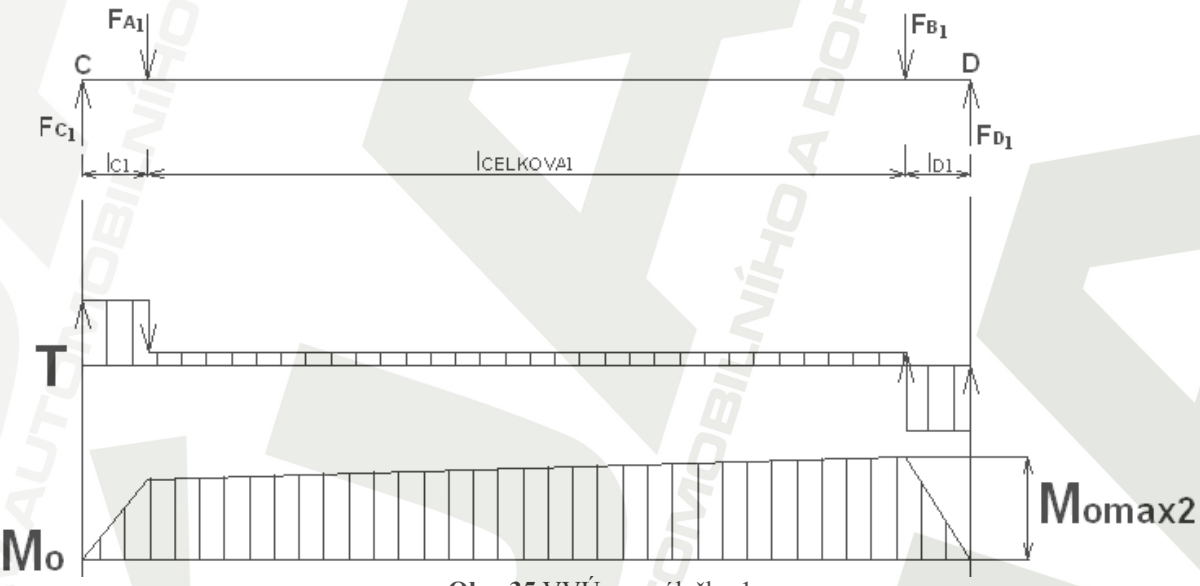
$$F_{C1} - F_{A1} + F_{D1} - F_{B1} = Ø \quad \Rightarrow F_{C1} = F_{B1} + F_{A1} - F_{D1} = 228 + 194 - 226 = 196 \text{ N} \quad \textbf{(49)}$$

$\sum M_{zC} = Ø$

$$- F_{A1} \cdot l_{C1} - F_{B1} \cdot (l_{CELKOVA1} + l_{C1}) + F_{D1} \cdot (l_{CELKOVA1} + l_{C1} + l_{D1}) = Ø$$

$$\Rightarrow F_{D1} = \frac{F_{A1} \cdot l_{C1} + F_{B1} \cdot (l_{CELKOVA1} + l_{C1})}{(l_{CELKOVA1} + l_{C1} + l_{D1})} = \frac{194 \cdot 50 + 228 \cdot (783 + 50)}{(783 + 50 + 50)} = 226 \text{ N} \quad \textbf{(50)}$$

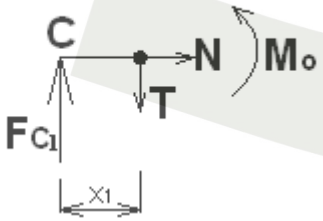
9.1.4 VVÚ osy válečku



Obr. 35 VVÚ osy válečku 1

ÚSEK č. 1: **Obr. 35.1** Řez I.

I.



$N = Ø$

$F_{C1} - T = Ø \Rightarrow T = F_{C1}$

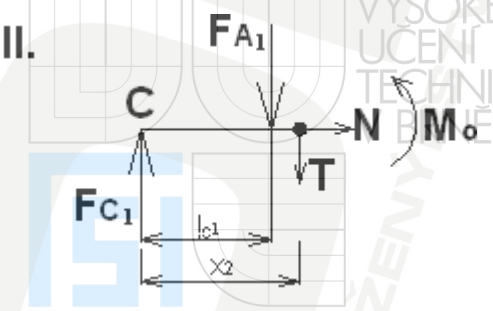
$M_o - F_{C1} \cdot x_1 = Ø \Rightarrow M_o = F_{C1} \cdot x_1$

$T = 196$ N **(51)**

$M_o = 196.0{,}05 = 9{,}8$ N.m **(52)**

ÚSEK č. 2: **Obr. 35.2** Řez II.

II.



$N = Ø$

$F_{C1} - F_{A1} - T = Ø \Rightarrow T = F_{C1} - F_{A1}$

$M_o - F_{C1} \cdot x_2 + F_{A1} \cdot (x_2 - l_{C1}) = Ø$

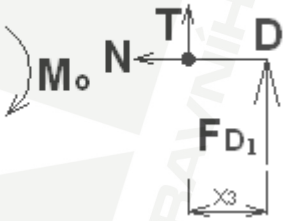
$\Rightarrow M_o = F_{C1} \cdot x_2 - F_{A1} \cdot (x_2 - l_{C1})$

$T = 196 - 194 = 2$ N **(53)**

$M_o = 196 \cdot 0{,}833 - 194 \cdot (0{,}833 - 0{,}05) = 11{,}4$ N.m **(54)**

ÚSEK č. 3: **Obr. 35.3** Řez III.

III.



$N = Ø$

$T + F_{D1} = Ø \Rightarrow T = -F_{D1}$

$-M_o + F_{D1} \cdot x_3 = Ø \Rightarrow M_o = F_{D1} \cdot x_3$

$T = -226$ N **(55)**

$M_o = 226 \cdot 0{,}05 = 11{,}4$ N.m **(56)**

Výsledné ohybové momenty v místech reakcí F_{A1}, F_{B1}

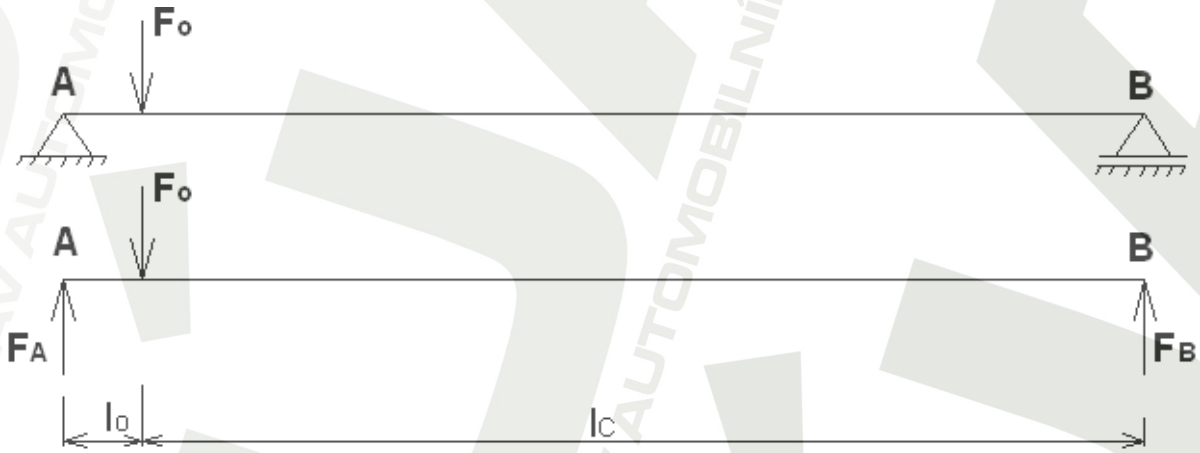
$M_{oA1} = 9{,}8$ N.m **(57)**

$M_{oB1} = 11{,}4$ N.m **(58)**

9.2 Výpočet od obvodové síly řetězu

Jelikož přesně neznám konstrukci válečku, tudíž budu předpokládat, že obvodová síla působí v blízké oblasti ložiska.

9.2.1 Výpočet reakcí působících v ložiscích válečku ze zatížení obvodovou silou



Obr. 36 Úplné uvolnění 3

Z výpočtu **(31)** víme, že obvodová síla $F_o = 857$ N.

Známé parametry:

$l_o = 10$ mm
$l_c = 773$ mm

Hledané parametry:

Reakce v ložiscích F_A, F_B = ?

Vycházím z rovnic SR:

$\sum F_x = Ø$

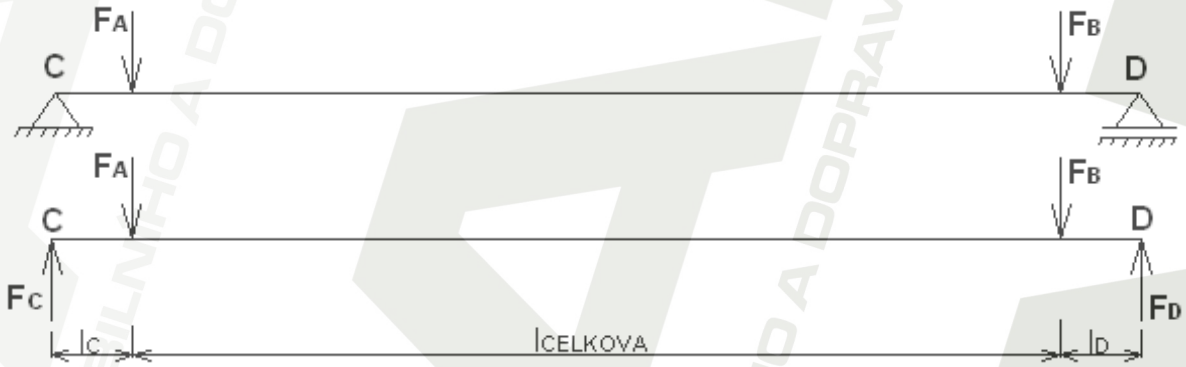
$\sum F_y = Ø$

$$F_A + F_B - F_o = Ø \qquad \Rightarrow F_A = F_o - F_B = 857 - 11 = 846 \text{ N} \qquad \textbf{(59)}$$

$\sum M_{zA} = Ø$

$$-F_o \cdot l_o + F_b \cdot (l_C + l_o] = Ø \qquad \Rightarrow F_B = \frac{F_o \cdot l_o}{(l_C + l_o)} = \frac{857 \cdot 10}{(773 + 10)} = 11 \text{ N} \qquad \textbf{(60)}$$

9.2.2 Výpočet reakcí působících v bočnici tratě ze zatížení obvodovou silou



Obr. 37 Úplné uvolnění 4

Známé parametry:

$F_A = 846$ N … vztah **(59)**
$F_B = 11$ N … vztah **(60)**
$L_C = L_D = 50$ mm
$l_{CELKOVA} = 783$ mm

Hledané parametry:

Reakce v bočnici F_C, F_D = ?

Vycházím z rovnic SR:

$\sum F_x = Ø$

$\sum F_y = Ø$

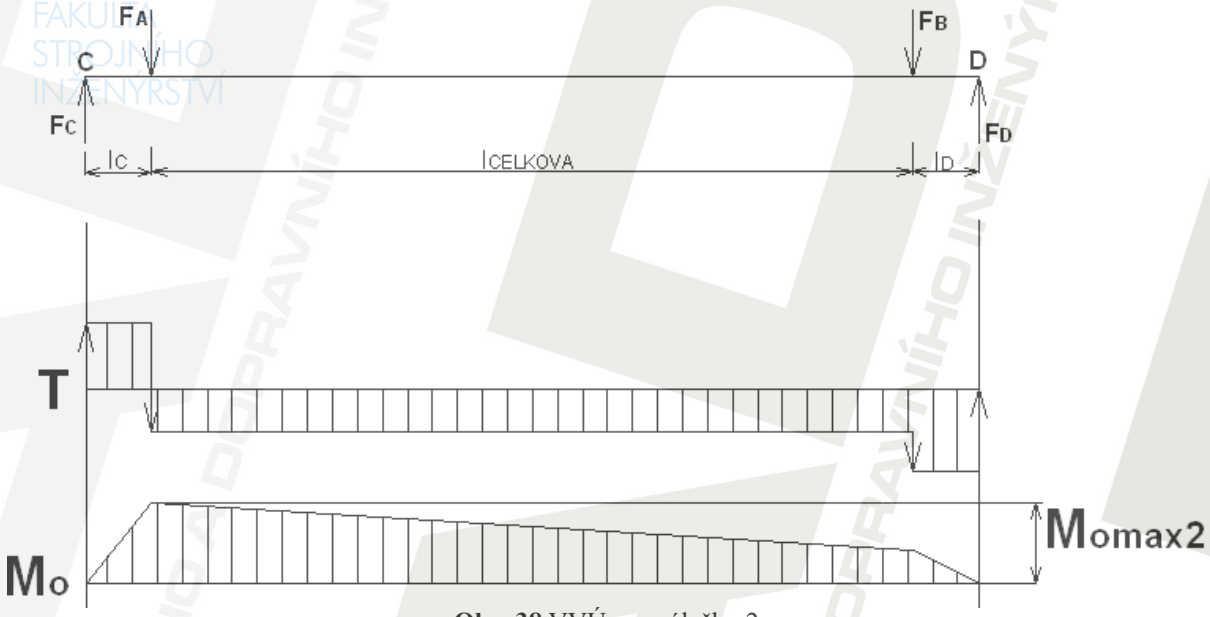
$$F_C - F_A + F_D - F_B = Ø \qquad \Rightarrow F_C = F_B + F_A - F_D = 11 + 846 - 58 = 799 \text{ N} \qquad \textbf{(61)}$$

$$\sum M_{zC} = Ø$$

$$-F_A \cdot l_C - F_B \cdot (l_{CELKOVA} + l_C) + F_D \cdot (l_{CELKOVA} + l_C + l_D) = Ø$$

$$\Rightarrow F_D = \frac{F_A \cdot l_C + F_B \cdot (l_{CELKOVA} + l_C)}{(l_{CELKOVA} + l_C + l_D)} = \frac{846 \cdot 50 + 11 \cdot (783 + 50)}{(783 + 50 + 50)} = 58 \text{ N} \quad \textbf{(62)}$$

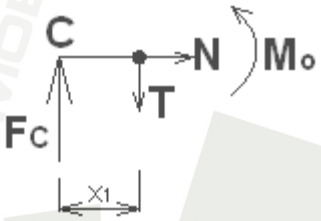
9.2.3 VVÚ osy válečku



Obr. 38 VVÚ osy válečku 2

ÚSEK č. 1: **Obr. 38.1** Řez I.

I.



$N = Ø$

$F_C - T = Ø \Rightarrow T = F_C$

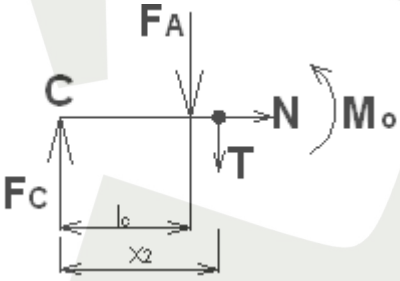
$M_o - F_C \cdot x_1 = Ø \Rightarrow M_o = F_C \cdot x_1$

$T = 799 \text{ N}$ **(63)**

$M_o = 799.0{,}05 = 40 \text{ N.m}$ **(64)**

ÚSEK č. 2: **Obr. 38.2** Řez II.

II.



$N = Ø$

$F_C - F_A - T = Ø \Rightarrow T = F_C - F_A$

$M_o - F_C \cdot x_2 + F_A \cdot (x_2 - l_C) = Ø$

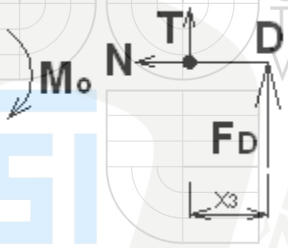
$\Rightarrow M_o = F_C \cdot x_2 - F_A \cdot (x_2 - l_C)$

$T = 799 - 846 = -47 \text{ N}$ **(65)**

$M_o = 799 \cdot 0{,}833 - 846 \cdot (0{,}833 - 0{,}05) = 3{,}1 \text{ N.m}$ **(66)**

ÚSEK č. 3: **Obr. 38.3** Řez III.

III.



$N = Ø$

$T + F_D = Ø \Rightarrow T = -F_D$

$-M_o + F_D \cdot x_3 = Ø \Rightarrow M_o = F_D \cdot x_3$

$T = -F_D = -58\ N$ **(67)**

$M_o = F_D \cdot x_3 = 58 \cdot 0{,}05 = 3{,}1\ N.m$ **(68)**

Výsledné ohybové momenty v místech reakcí F_A, F_B

$M_{oA} = 40\ N.m$ **(69)**

$M_{oB} = 3{,}1\ N.m$ **(70)**

Celkové ohybové momenty v místě A

Zde je největší ohybový moment.

$$M_{ocA} = \sqrt{(M_{oa1})^2 + (M_{oa})^2} = \sqrt{(9{,}8)^2 + (40)^2} = 41 N.m \quad \textbf{(71)}$$

Modul průřezu v ohybu v kritickém místě

Kritické místo je v místě vnitřního závitu osy.

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 - d_s^{\,4}}{D} \right) = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{0{,}02^4 - 0{,}012^4}{0{,}02} \right) = 6{,}8 \cdot 10^{-7}\ m^3 \quad \textbf{(72)}$$

Ohybové napětí v kritickém průřezu

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oca}}{W_o} \quad \textbf{(73)}$$

$$\sigma_{oA} = \frac{41}{6{,}8 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_{oA} = 60{,}3\ MPa$$

Bezpečnost osy válečku

Osa bude vyrobena z materiálu 11 500, který má mez kluzu $R_e = 250$ MPa.

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{oA}} \quad \textbf{(74)}$$

$$k_k = \frac{250}{60{,}3}$$

$$k_k = 4{,}1$$

Osa válečku je dostatečně dimenzována.

10 Závěr

V této práci jsem provedl návrh poháněné válečkové tratě, kterou jsem vymodeloval ve 3D programu. Dosáhl jsem zadaných cílů bakalářské práce, které byly předem určeny. Při konstrukci jsem se zaměřil hlavně na nízkou pořizovací cenu tohoto zařízení a jednoduchost. Konstrukční díly tratě sestávají z normalizovaných profilů. Jednořadý válečkový řetěz vyhovuje pevnostní kontrole. Pohon vyhovuje taktéž kontrole rozběhu motoru. Válečky jsou dostatečně nadimenzovány, což se potvrdilo výpočty bezpečností. Narýsoval jsem výkresovou dokumentaci, která obsahuje výkres sestavení tratě se seznamem položek, svařovací podsestavu základny tratě a výkresy modelů.

11 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] LEINVEBER, Jan, ŘASA, Jaroslav, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha 6: Scientia, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.

[3] DRAŽAN, František, et al. *Teorie a stavba dopravníků.* 1. vyd. Praha: ČVUT, 1983. 290 s.

[4] DRAŽAN, František, JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979. 454 s.

[5] JANOVSKÝ, Lubomír, PODIVÍNSKÝ, Vítězslav. *Výpočty transportních zařízení*. 1. vyd. Praha, 1972. 329 s.

[6] MALÍK, Vratislav. *Válečkové tratě v teorii a praxi*. Praha, 1963. 275 s.

[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] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*.. Elektronická skripta. FSI VUT Brno, 2002. Dostupné z: http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory

[9] TRANZA a.s.. *Dopravní komponenty*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z: http://www.tranza.cz/cs/dopravni-komponenty/valecky/

[10] BUREŠ, Jiří. *Valivé tření (valivý odpor)*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z: http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm

[11] POUZADA, A.S. *Friction properties of moulding thermoplastics*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z:
http://www.sciencedirect.com/science?_ob=ArticleListURL&_method=list&_ArticleListID=881560619&_sort=d&view=c&_acct=C000032308&_version=1&_urlVersion=0&_userid=640830&md5=af83789a09a302f9284d6f980ed2626f

[12] SEW-EURODRIVE s.r.o.. *Standardní převodové motory*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z: http://www.sew-eurodrive.cz/download/pdf/11365110_G06.pdf

[13] KOVOS. *Jednořadé válečkové řetězy*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z: http://www.kovos-retezy.cz/retezy-valeckove-jednorade.asp

[14] HARTL, Martin. *Konstruování strojů-převody*. Elektronické přednášky. FSI VUT Brno, 2001. Dostupné z: http://www.fme.vutbr.cz/studium/opory1.html?iddm=347

[15] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet řetězového převodu. Vysokoškolská příručka*. [cit.2009-05-10]. Dostupné z: http://www.347.vsb.cz/Files/monografie/prirucka-retez.pdf

[16] HENNLICH INDUSTRIETECHNIK spol. s.r.o..*Tlačné pružiny*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z: http://www.hennlich.cz/index.php?f=1521

[17] LOŽISKA DRAŠAR s.r.o.. *Dopravníkové válečky*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z: http://www.drasar-tmt.cz/index.php/ke-stazeni/category/4-dopravnikove-valeky

[18] TMT spol. s r.o.. *Výrobní program*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z: http://www.tmt.cz/tmt/vyrobni-program/index.php

[19] TYMA CZ, s.r.o.. *Řetězová kola s nábojem*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z: http://www.tyma.cz/files/retezova-kola/KR-10BN.pdf

[20] SEW-EURODRIVE s.r.o.. *DriveGate*. [cit.2009-05-10].
Dostupné z: https://www.drivegate.biz/com/

12 Seznam použitých zkratek a symbolů

Označení	Jednotka	Název
n	[-]	maximální počet předmětů na trati
v	[m.s^{-1}]	rychlost předmětů
L	[m]	délka tratě
B	[m]	šířka tratě
H	[m]	výška tratě
b	[m]	šířka palety
N	[ks.hod^{-1}]	požadovaný celkový dopravní výkon
t	[m]	rozteč válečků
i	[-]	počet válečků na 1m délky
$m_{př}$	[kg]	hmotnost předmětu (tj. odlitek + paleta)
m_o	[kg]	hmotnost odlitku
m_p	[kg]	hmotnost palety
k_1	[-]	počet válečků pod předmětem
q	[kg]	hmotnost předmětu připadající na jeden váleček
n_u	[-]	počet poháněných úseků tratě
L_u	[m]	délky jednotlivých úseků tratě
z	[-]	celkový počet poháněných válečků na trati
z_u	[-]	počet poháněných válečků na jeden úsek
P	[W]	potřebný výkon na jeden poháněný úsek
n_{u1}	[-]	maximální počet předmětů na jeden úsek
g	[m.s^{-2}]	tíhové zrychlení
β	[°]	sklon trati
$\eta_ř$	[-]	účinnost řetězových převodů
$f_č$	[-]	součinitel čepového tření
$r_č$	[m]	poloměr čepu v ložiskách
R	[m]	poloměr válečku
e	[m]	součinitel valivého tření
m_v	[kg]	hmotnost rotující části válečku
W_1	[N]	složka vlastní tíhy předmětu
W_2	[N]	odpor vlivem valivého a čepového tření
W_3	[N]	odpor vlivem výrobních nepřesností
W_c	[N]	celkový odpor působící na jeden váleček
a	[m.s^{-2}]	zrychlení předmětu
k_p	[-]	počet poháněných válečků pod předmětem
k_1	[-]	počet válečků pod předmětem
μ	[-]	součinitel smykového tření
D	[m]	průměr válečku
t_s	[s]	doba rozběhu předmětu (čas smyku)
i	[-]	převodový poměr
M_t	[N.m]	moment třecí
M_{zp}	[N.m]	moment zrychlujících sil
J	[kg.m^2]	setrvačný moment jednoho válečku
R_s	[m]	poloměr středu pláště válečku
s	[m]	tloušťka stěny pláště válečku
ω_v	[s^{-1}]	úhlová rychlost válečku
ε	[s^{-2}]	úhlové zrychlení válečku

M_{zv}	[N.m]	moment zrychlujících sil rotujících hmot
ω_m	[s^{-1}]	úhlová rychlost hřídele motoru
n_m	[$ot.min^{-1}$]	otáčky motoru
M_o	[N.m]	moment od stálých odporů
M_z	[N.m]	záběrný moment motoru
M_n	[N.m]	jmenovitý moment motoru
P_m	[W]	výkon zvoleného elektromotoru
M_m	[N.m]	moment na hřídeli motoru při rozběhu
M_{roz}	[N.m]	rozběhový moment
n_2	[$ot.min^{-1}$]	otáčky válečku při zadané dopravní rychlosti
n_1	[$ot.min^{-1}$]	výstupní otáčky převodovky
z_2	[-]	počet zubů hnaného řetězového kola na válečku
z_1	[-]	počet zubů hnacího řetězového kola
M_k	[N.m]	kroutící moment na výstupu z převodovky
d_1	[m]	roztečný průměr hnacího řetězového kola
F_o	[N]	obvodová síla
m	[kg/m]	hmotnost jednoho metru řetězu
$v_ř$	[$m.s^{-1}$]	obvodová rychlost řetězu na hnací řetězce
F_t	[N]	tahová složka od odstředivé síly
F_c	[N]	výsledná tahová síla v řetězu
$F_{PŘ}$	[N]	pevnost při přetržení
k_{stat}	[-]	statická bezpečnost proti přetržení
k_{dyn}	[-]	dynamická bezpečnost proti přetržení
Y	[-]	součinitel rázů
A	[mm^2]	plocha kloubu v řetězu
p_v	[MPa]	výpočtový tlak
p_D	[MPa]	dovolený tlak
p	[MPa]	měrný tlak v kloubu řetězu
λ	[-]	součinitel tření
G_m	[N]	tíha motoru
m_m	[kg]	hmotnost motoru
d	[mm]	průměr drátu pružiny
F_N	[N]	síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém
k	[N/mm]	tuhost pružiny
L_0	[mm]	délka pružiny ve stavu volném
D_e	[mm]	vnější průměr pružiny
D	[mm]	střední průměr pružiny
D_i	[mm]	vnitřní průměr pružiny
F_q	[N]	působící síla na plášť válečku
F_A	[N]	reakce v místě A
F_B	[N]	reakce v místě B
M_{omax1}	[N.m]	maximální ohybový moment pláště válečku
M_{omax2}	[N.m]	maximální ohybový moment osy válečku
W_o	[m^3]	modul průřezu v ohybu
σ_o	[MPa]	ohybové napětí na plášti válečku
σ_{oA}	[MPa]	ohybové napětí v kritickém průřezu
k_k	[-]	bezpečnost
M_{oA}	[N.m]	výsledný ohybový moment v místě reakce F_A
M_{oB}	[N.m]	výsledný ohybový moment v místě reakce F_B
M_{oA1}	[N.m]	výsledný ohybový moment v místě reakce F_{A1}
M_{oB1}	[N.m]	výsledný ohybový moment v místě reakce F_{B1}

R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
F_A	[N]	reakce v místě A
F_B	[N]	reakce v místě B
F_C	[N]	reakce v místě C
F_D	[N]	reakce v místě D

13 Seznam příloh a výkresové dokumentace

Přílohy:

1) **Obr. P1** Poháněný váleček
2) **Obr. P2.1** Hlavní pohled
3) **Obr. P2.2** Izometrický pohled

Výkresová dokumentace:

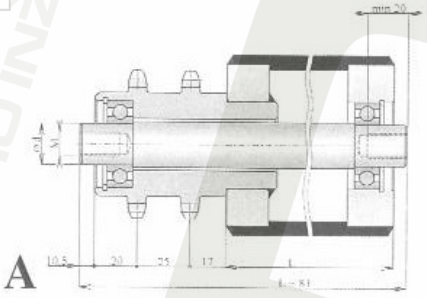
1) Výkres sestavení	0-BP-01/00
2) Seznam položek	K-4-BP-01/01-04
3) Výkres svařovací podsestavy	3-BP-01/05
4) Model základny	4-BP-01/06
5) Model napínání	4-BP-01/07
6) Model vedení	4-BP-01/08

14 Přílohy

tranza

TYP VÁLEČKU: 21-087/L-60F6-..-....

VÁLEČEK POHÁNĚNÝ ø 87
PRO VÁLEČKOVÉ TRATĚ



POPIS:
- ocelové čelo s kuličkovým ložiskem 6004 2RS
- ocelový plášť s tloušťkou stěny 6 mm
- ocelová hřídel se zakončením dle obrázku A
- dvě ocelová řetězová kola pro řetěz 10 B, počet zubů 13, roztečná kružnice průměr 66,33

DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ: viz graf 3/10

L	Katalogové číslo	Hmot.
200	21-087/L-60F6-x*-0200	5,5
250	21-087/L-60F6-x*-0250	6,3
300	21-087/L-60F6-x*-0300	7,0
350	21-087/L-60F6-x*-0350	7,8
400	21-087/L-60F6-x*-0400	8,5
450	21-087/L-60F6-x*-0450	9,3
500	21-087/L-60F6-x*-0500	10,0
550	21-087/L-60F6-x*-0550	10,8
600	21-087/L-60F6-x*-0600	11,5
650	21-087/L-60F6-x*-0650	12,3
700	21-087/L-60F6-x*-0700	13,0
750	21-087/L-60F6-x*-0750	13,8
800	21-087/L-60F6-x*-0800	14,5
850	21-087/L-60F6-x*-0850	15,3
900	21-087/L-60F6-x*-0900	16,0
950	21-087/L-60F6-x*-0950	16,8
1000	21-087/L-60F6-x*-1000	17,5
1100	21-087/L-60F6-x*-1100	19,0
1200	21-087/L-60F6-x*-1200	20,5
1300	21-087/L-60F6-x*-1300	22,0
1400	21-087/L-60F6-x*-1400	23,5
1500	21-087/L-60F6-x*-1500	25,0

x	d	M	-	-	-
A	20	M12	-	-	-

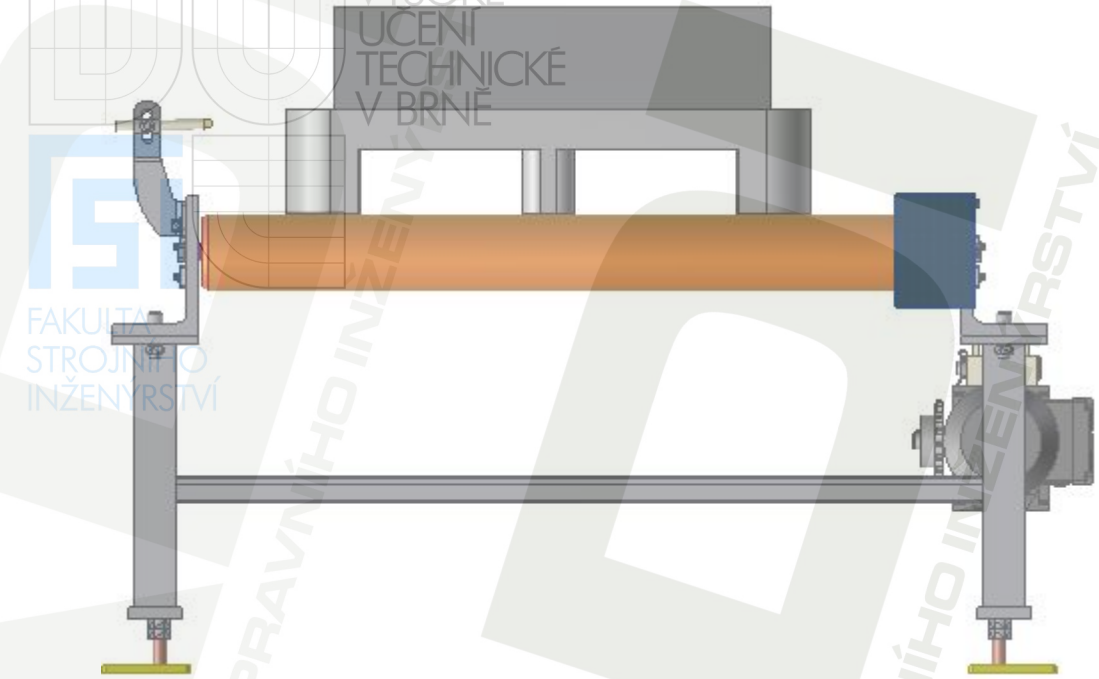
*	POVRCHOVÁ ÚPRAVA	
	plášť	hřídel
0	bez povrchové úpravy	konzervace olejem
1	základní nátěr	
2	základní nátěr + 1 vrchní nátěr	pozinkování
3	základní nátěr + 2 vrchní nátěry	
4	pozinkování	

☐ standardní provedení

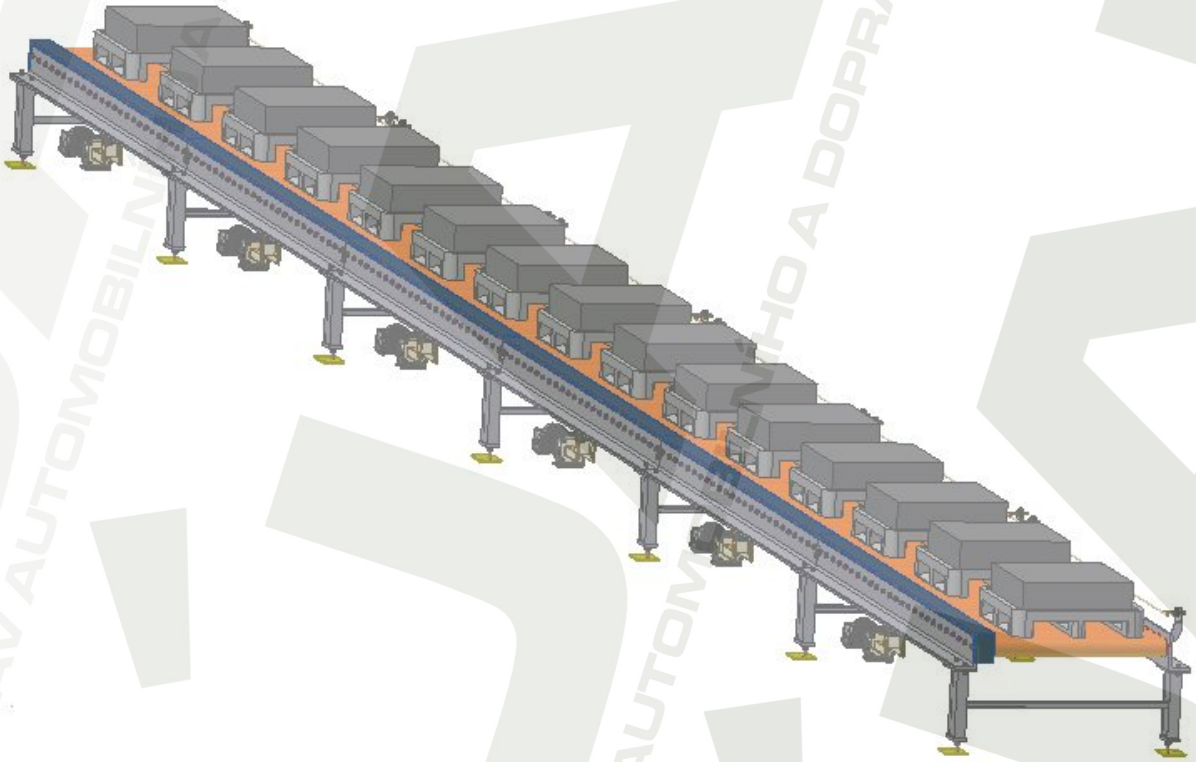
Váleček poháněný průměr 87 se dvěma ocelovými řetězovými koly, délka pláště 200 mm, hřídel průměr 20 mm, provedení A, povrchová úprava pláště a čel válečku základní nátěr, hřídel konzervovaná olejem.
Příklad objednávky: 100 ks válečků katalogové číslo 21-087/L-60F6-A1-0200

40

Obr. P1 Poháněný váleček



Obr. P2.1 Hlavní pohled



Obr. P2.2 Izometrický pohled