

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Stabilizace dopravního pásu v příčném směru v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků.

Stabilization of belt conveyor in transverse direction in real conditions of operations belt conveyors.

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

Bc. Radek Hýka

Praha 2015



Místo této stránky přijde vložit oficiální zadání



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Stabilizace dopravního pásu v příčném směru v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 19. 06. 2013

Bc. Radek Hýka



poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za odbornou pomoc, připomínky k práci a podporu, Ing. Martinu Dubovi, Ing. Pavlu Syrovátkovi a Ing. Františku Starému za odborné konzultace. Dále bych chtěl poděkovat Jiřímu Hýkovi za technické připomínky a pomoc při samotné výrobě konstrukce. Děkuji také Ing. Věře Hýkové, Josefu Chmelíčkově a Bc. Kláře Burianové za morální podporu. Mé díky také patří Bc. Janu Přibylovi za obrovskou motivaci a podporu.



Anotační list

Jméno autora: **Bc. Radek HÝKA**

Název DP: Stabilizace dopravního pásu v příčném směru v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků.

Anglický název: Stabilization of belt conveyor in transverse direction in real conditions of operations belt conveyors.

Rok: 2015

Studijní program: Strojní inženýrství

Obor studia: Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

Bibliografické údaje:	počet stran	85
	počet obrázků	77
	počet tabulek	2
	počet příloh	5

Klíčová slova: pásový dopravník, vybočování pásu, strážní válečky, samostavná stolice

Keywords: belt conveyor, yaw of belt, guard rollers, self-aligning idler

Anotace: V této diplomové práci jsem se zabýval návrhem konstrukce pro stabilizaci dopravníkového pásu. Dále pak úpravou měřicího stanoviště a samotným měřením provozních veličin konstrukce.

Abstract: This diploma thesis deals with design proposal for stabilization of belt conveyor, as well as the design and construction of measuring stand including laboratory testing and measuring.



Obsah

Seznam zkratk a symbolů	8
Úvod	13
1 Rešerše problematiky pásových dopravníků	14
1.1 Úvod do problematiky pásových dopravníků	15
1.2 Teoretické základy pásových dopravníků	16
1.3 Základní výpočtové vztahy a teoretická východiska pásových dopravníků	18
1.3.1 dopravované množství	18
1.3.2 průřez náplně pásu	18
1.3.3 Síly působící na dopravníkový pás	20
2 Rešerše problematiky příčného vybočování pásu	25
2.1 Minimalizace vzniku vybočování a jeho následků	26
2.2 Poškození dopravníků vlivem vybočování	29
3 Návrh konceptu stabilizace pásu v příčném směru	31
4 Konstrukční návrh měřicího stanoviště pro simulaci vybočování pásu	38
4.1 Kontrola šroubového svěrného spoje	44
4.1.1 Znamé hodnoty:	44
4.1.2 Výpočet montážního předpětí pro jeden šroub:	45
4.1.3 Výpočet jádra šroubu	48
4.1.4 Stanovení tuhostí přitěžovaných a odlehčovaných částí	49
4.1.5 Konstanta tuhosti šroubu:	50
4.1.6 Tuhost spojovaného materiálu	50
4.1.7 Výpočet montážního předpětí	51
4.1.8 Diagram předepjatého spoje	51
4.1.9 Výpočet amplitudového a mezního napětí v jádře šroubu	52
4.1.10 Napětí v krutu při dosažení předpětí	53
4.1.11 Dynamická bezpečnost	54
4.1.12 Sestavení smyčkového diagramu	56
4.1.13 Výpočet bezpečností	56



4.1.14 Celková dynamická bezpečnost	57
4.1.15 Celková statická bezpečnost	57
4.1.16 Výpočet utahovacího momentu na klíči	58
4.2 Analytický výpočet čepu	59
4.3 MKP analýza čepu	62
4.4 Porovnání výsledků	67
5 Koncepční uspořádání měřicího stanoviště pro simulaci vybočování pásu.....	68
6 Návrh metodiky měření provozních stavů při vybočování pásu	69
7 Experimentální simulace vybočování pásu a její stabilizace pomocí navržené konstrukce.....	70
8 Mapování provozních veličin navrženého konstrukčního řešení samostavné stolice	72
9 Závěr	79
Zdroje	80
Seznam obrázků	82
Seznam příloh	85



Seznam zkratk a symbolů

$Q_v [m^3/s]$	objemový průtok
$Q_m [kg/s]$	hmotnostní průtok
$\rho [kg \cdot m^{-3}]$	měrná hmotnost materiálu
$S_1 [m^2]$	plocha průřezu náplně vrchlíku
$S_2 [m^2]$	plocha průřezu náplně spodní části
$\mu [-]$	součiniteli tření mezi pásem a pláštěm bubnu
$T [N]$	obecný tah v pásu
$\alpha [rad]$	úhel opásání
$N [N]$	normálová síla působící z bubnu na pás
$T_1 [N]$	tahová síla v nabíhající větvi pásu
$T_2 [N]$	tahová síla ve sbíhající větvi pásu
$T_i [N]$	tahová síla v místě i dopravníku
$\sigma_{tgi} [MPa]$	tahové napětí pásu v místě i
$D [m]$	průměr bubnu
$h [m]$	tloušťka pásu
$\varepsilon_o [-]$	poměrná deformace pásu způsobená ohybem,
$\sigma_{og} [MPa]$	ohybové napětí v pásu
$d_o [N]$	odstředivá síla na element pásu



T_{od} [N]	tahová složka síly od odstředivých účinků
m_p [kg/m]	hmotnost pásu na metr délky
σ_{odg} [MPa]	odstředivé namáhání pásu
σ_g [MPa]	výsledné namáhání pásu
Q [N]	celkové předpětí
F_{max} [N]	maximální zatížení
Q_z [N]	zbytkové předpětí
S_3 [mm ²]	plocha průřezu jádra šroubu
σ_{Q_0} [N·mm ²]	napětí od předepnutí
d_3 [mm]	malý průměr šroubu
F_h [N]	míjivá síla působící na spoj
S_3 [mm ²]	plocha průřezu jádra šroubu
ν [–]	míra využití meze kluzu
σ_{Kt} [N·mm ²]	mez kluzu
q_z [–]	součinitel provozního předpětí
k_χ [–]	bezpečnost od krutu vneseného do spoje
l_a [mm]	délka přitěžovaných částí
l_b [mm]	délka přitěžovaných částí
l_1 [mm]	délka šroubu + 0,1 násobek výšky matice
E [Nmm ⁻²]	Youngův modul pružnosti



$S_1 [mm^2]$	plocha průřezu šroubu
$S_T [mm^2]$	plocha průřezu mezikružím náhradní trubky
$D [mm]$	průměr díry náhradní trubky
$D_2 [mm]$	vnější průměr náhradní trubky
$C_{Ta} [Nmm^{-1}]$	tuhost přitěžovaných částí náhradní trubky
$C_{Tb} [Nmm^{-1}]$	tuhost odlehčovaných částí náhradní trubky
$C_s [Nmm^{-1}]$	tuhost šroubu
$C_1 [Nmm^{-1}]$	tuhost přitěžovaných součástí
$C_2 [Nmm^{-1}]$	tuhost odlehčovaných součástí
$Q_0 [N]$	montážní předpětí
$Q_m [N]$	střední zatížení
$Q_a [N]$	amplitudové zatížení
$\sigma_m [Nmm^{-2}]$	střední napjatost
$\sigma_a [Nmm^{-2}]$	amplitudová napjatost
$\sigma_{max} [Nmm^{-2}]$	maximální napjatost
$M_k [N \cdot mm]$	krouticí moment
$W_k [mm^3]$	průřezový modul ve smyku
$\tau [Nmm^{-2}]$	smykové napětí
$\gamma [^\circ]$	úhel stoupání závitu
$\varphi [^\circ]$	třecí úhel



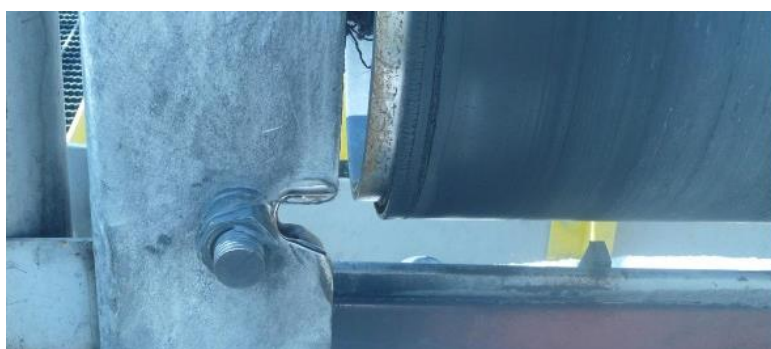
P [mm]	rozteč závitu
$\sigma_{red_{max}}$ [Nmm ⁻²]	maximální redukované napětí
σ_{pt} [Nmm ⁻²]	mez pevnosti
σ_{kt} [Nmm ⁻²]	mez kluzu
$\sigma_{c(0)}$ [Nmm ⁻²]	mez únavy pro zkušební těleso
σ_{c0}^* [Nmm ⁻²]	je snížená mez únavy pro konkrétní součást
η_p [-]	součinitel jakosti povrchu
ε_v [-]	součinitel vlivu velikosti
β [-]	součinitel vrubu
Φ [-]	je výsledný součinitel snížení meze únavy
k_τ [-]	bezpečnost pro namáhání od krutu
k_σ [-]	součinitel dynamické bezpečnosti
M_{kl} [Nmm]	utahovací moment na klíči
M_k [Nmm]	moment odporu v závitech při utahování
M_{TM} [Nmm]	moment třecího odporu v dosedací ploše
a [mm]	střední příčka šestihranu matice
ρ_M [mm]	třecí poloměr
σ_o [N. mm ⁻²]	ohybové napětí
M_o [N. mm]	ohybový moment
W_o [mm ³]	průřezový modul v ohybu



$F [N]$	síla
$a [m]$	šířka součásti a
$b [m]$	šířka součásti b
$d_{\xi} [m]$	průměr čepu
$P_D [Mpa]$	dovolený kontaktní tlak
$P_a [Mpa]$	kontaktní tlak na součásti a
$P_b [Mpa]$	kontaktní tlak na součásti b
$\tau [N \cdot mm^{-2}]$	smykové napětí
$\tau_d [N \cdot mm^{-2}]$	dovolené smykové napětí
$x [mm]$	vzdálenost okraje pásu od rámu
$\Delta v [mm]$	výchylka dopravníkového pásu

Úvod

Tato diplomová práce se zabývá řešením nežádoucího provozního stavu, kterým je vybočování dopravního pásu. Toto je nejčastější nežádoucí provozní stav dopravníku, který má za následek nadměrné opotřebování dopravníkového pásu a poškození nosné konstrukce, což může vyústit k přerušení kontinuální dopravy materiálu a zastavení na ní závislých provozů.



Obr. 1: Opotřebení nosné konstrukce [1]

Cílem mé diplomové práce je navrhnout zařízení na ustalování dopravníkového pásu v žádané středové poloze a tím zabránit příčnému vybočování dopravníkového pásu. Dále se ve své diplomové práci zabývám návrhem zkušebního standu, který umožní měřit provozní veličiny a simulovat vznik náhlého vybočení pásu. Díky tomuto standu bude možné najít výhodné nastavení geometrie samostavné stolice, jež bude efektivně ustalovat dopravníkový pás a zároveň do dopravníku vnese co nejnižší pasivní odpory. Běžně se pro ustalování pásu používají zařízení, které ustalují pás v žádané poloze, ale zvyšují tím pasivní odpory dopravníků. Proto se tato práce zabývá řešením méně energeticky náročného způsobu středění dopravníkového pásu, které bude snižovat energetickou náročnost dopravníků. Toto řešení by mohlo být velice užitečné při pásové dopravě na velké vzdálenosti, například v povrchových dolech. Zde by úprava na dopravnících mohla snížit energetickou náročnost v řádech desítek až stovek kilowatt. Hlavní výhodou použití samostavitelné stolice bude zajištěné provozní spolehlivosti pásových dopravníků.

Stabilizace dopravníkového pásu v příčném směru v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků



1 Rešerše problematiky pásových dopravníků

Manipulace s materiálem, jehož významnou částí je právě doprava, je neoddelitelnou součástí prakticky každého technologického procesu. Výrazně ovlivňuje kvalitu, ekonomiku i bezpečnost práce ve strojírenství, stavebnictví těžebním průmyslu, ale i v jiných aktivitách lidské činnosti. [2]

K manipulaci s materiálem jsou využívány prostředky a zařízení přehledně uvedeny v normě ČSN 26 002 a zahrnují:

Zdvihací zařízení (jeřáby, zdvihadla, výtahy apod.)

Dopravní zařízení (Dopravníky, lanovky, prostředky hydraulické a pneumatické dopravy apod.)

Zařízení pro operační a mezioperační manipulaci (roboty a manipulátory)

Zařízení pro ložné operace (rýpadla, zakladače, zemní a stavební práce)

Přepravní prostředky (obaly, palety, kontejnery)

Skladovací zařízení (zařízení pro sklady kus. zboží, zařízení pro ložné operace)

Zařízení pro úpravu materiálu k manipulaci (váhy, plnicí a balící stroje, transportní zařízení)

Dopravní prostředky (vozíky, přívěsy, návěsy, automobily, kolejová vozidla, lodě, letadla) [2]

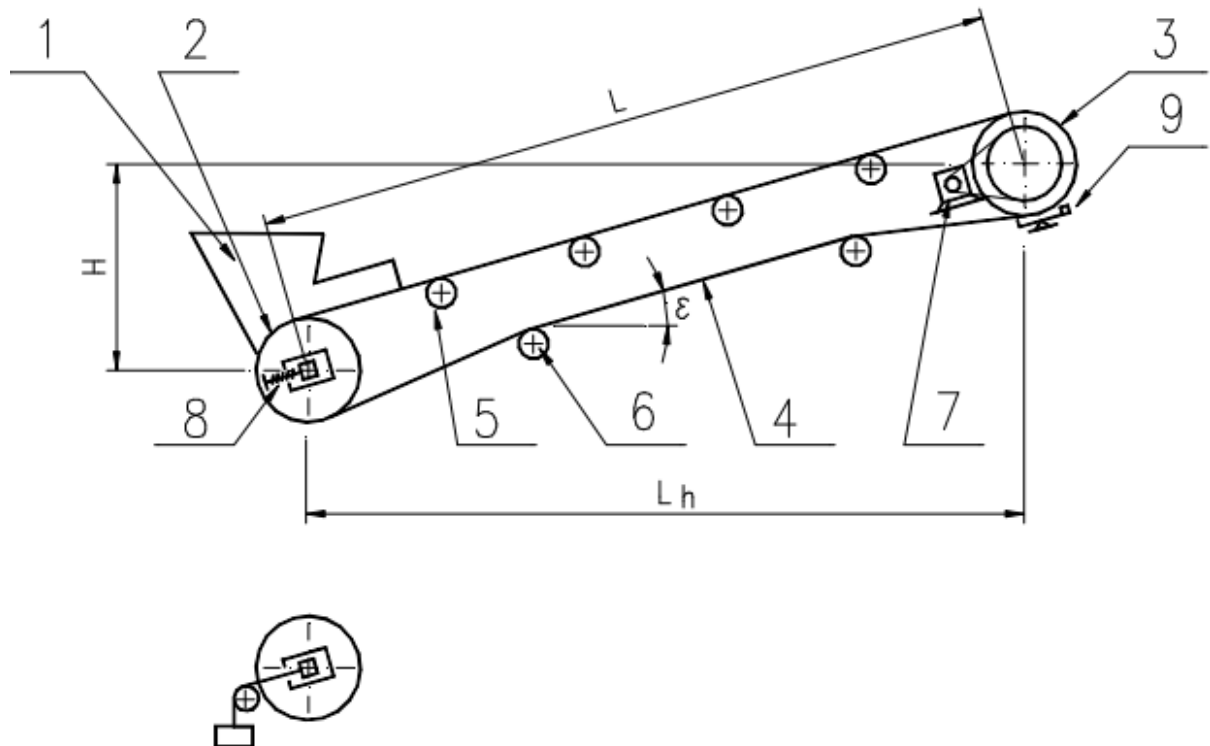


1.1 Úvod do problematiky pásových dopravníků

Pásová doprava se využívá zejména k dopravě sypkých, a v omezené míře také kusových materiálů. Pásovou dopravu lze dále rozdělit na tzv. „těžkou“ tedy dálkovou pásovou dopravu (DPD) velkých objemů materiálu (zejména v dolech) a tzv. „lehkou“ technologickou pásovou dopravu (TPD) na kratší vzdálenosti (pro dopravu mezi technologickými pracovišti). Z globálního hlediska se jedná o velmi rozšířený způsob dopravy materiálů. Pásové dopravníky jsou využívány k dopravě nerostného bohatství z místa těžby do zpracovatelských technologických celků, a dále uvnitř těchto celků mezi jednotlivými pracovišti. Provozní parametry pásových dopravníků, zejména pak provozní spolehlivost a energetická náročnost dopravy se přímo promítají do nákladů dopravy materiálů, a přímo tak ovlivňují ceny surovin, polotovarů, i konečných výrobků. [3]

1.2 Teoretické základy pásových dopravníků

Pásové dopravníky jsou mechanické dopravníky s tažným a nosným orgánem v podobě nekonečného pásu vedeného a poháněného bubny a podpíraného válečky nebo rovinnou plochou. Jsou vhodné zejména pro dopravu sypkých hmot, ale i kusových materiálů a to ve směru vodorovném, šikmém a ve zvláštních případech i ve směru strmém. Dopravní vzdálenost, kterou lze překlenout jedním dopravníkem, může být podle tvaru terénu řádově několik km. Delší dopravníky se skládají ze sekcí. Rychlost dopravního pásu může být až 7 m/s. Normalizované šířky pásů jsou v rozmezí 400 až 2500 mm. [2]



Obr. 2. Pásový dopravník [2]



Na obr. 2 je zobrazen pásový dopravník. Tažným i nosným orgánem je pás 4. Ten je ovinut kolem napínacího bubnu 2, hnacího bubnu 3 a přes sady válečků nosných 5 a spodních válečků 6, které podpírají pás tak, aby nedocházelo k jeho průhybu, případně mohou ovlivnit úhel opásání viz obr. Hnací buben je poháněn pohonem 7, který je realizován nejčastěji převodovkou s elektromotorem. Buben 8 se napíná pomocí tlačného, tažného napínání, napínací smyčky nebo napínacího vozíku (napínání šroubem nebo gravitační). Materiál se násypkou 1 přemísťuje po délce L , ve směru horizontálním v délce L_h a ve směru vertikálním do výšky H . K čištění pásu slouží stěrač (spodní, čelní) 9. Materiál po převýšení opouští pás. Nosné válečky mohou být k sobě různě orientovány, nejčastěji se používá tříválečkové nebo dvouválečkové stolice.

1.3 Základní výpočtové vztahy a teoretická východiska pásových dopravníků

V následující kapitole jsou uvedeny výpočtové vztahy a teorie užívané v navazujícím řešení samostavitelné tříválečkové stolice.

1.3.1 dopravované množství

Hlavními parametry dopravníku jsou dopravované množství specifikované dále jako objemový průtok Q_v s rozměrem [m^3/s], nebo hmotnostní průtok Q_m s rozměrem [kg/s]. Rychlost pásu v bývá nejčastěji 0,25 až 5 m/s. Pro oba průtoky platí rovnice kontinuity,

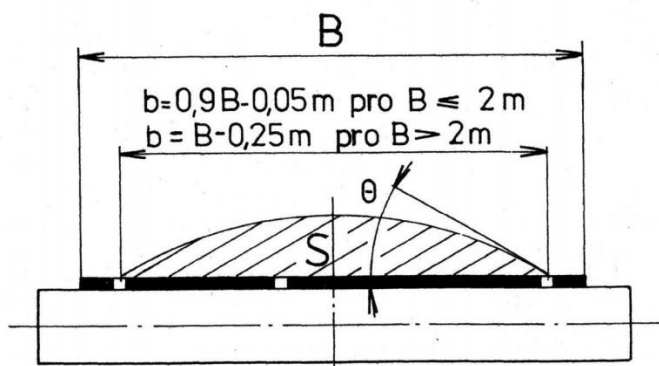
$$Q_v = S \cdot v \quad (1.3.1.1)$$

$$Q_m = Q_v \cdot \rho \quad (1.3.1.2)$$

kde ρ je měrná hmotnost materiálu. [3]

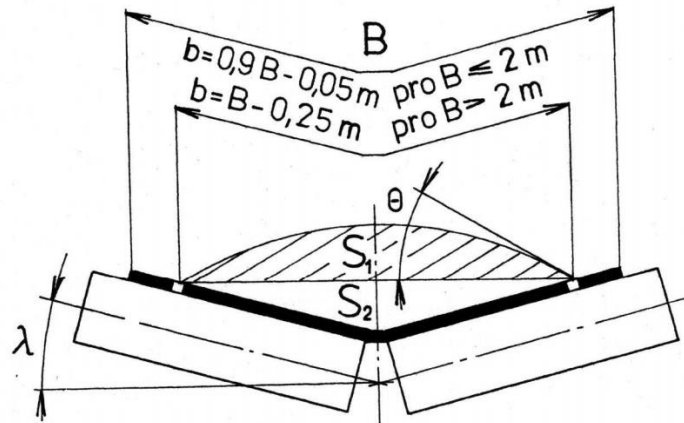
1.3.2 průřez náplně pásu

Průřez náplně pásu určující šířku pásu závisí zejména na tvaru profilu (rovný, korýtkový), na ložné šířce a na sypaném úhlu materiálu. Tvar ložného profilu je dán uspořádáním válečků ve válečkových stolicích [4]



Obr. 3: Jednoválečková stolice [7]

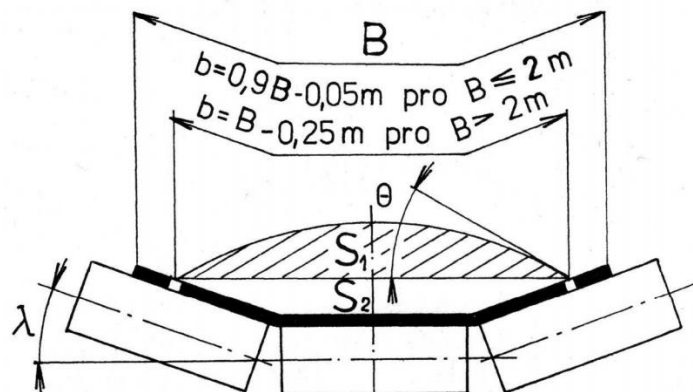
$$S = \frac{2}{3} b \cdot h_1 \cdot 10^{-6} = \frac{1}{6} b^2 \tan \theta \cdot 10^{-6} \quad (1.3.2.1)$$



Obr. 4: Dvouválečková stolice [7]

$$S_1 = \frac{1}{6} b^2 \tan \theta \cdot 10^{-6} \quad (1.3.2.2)$$

$$S_2 = \frac{1}{4} b^2 \sin \lambda \cos \lambda \cdot 10^{-6} = \frac{10^{-6} \cdot b^2}{8} \cdot \sin 2\lambda \quad (1.3.2.3)$$



Obr. 5: Tříválečková stolice [7]

$$S_1 = \frac{1}{6} b^2 \tan \theta \cdot 10^{-6} \quad (1.3.2.4)$$

$$S_2 = 2,5(b_1^2 - l_3^2) \cdot \tan \lambda \cdot 10^{-7} \quad (1.3.2.5)$$

Kde je

S_1 [m^2] plocha průřezu náplně vrchlíku

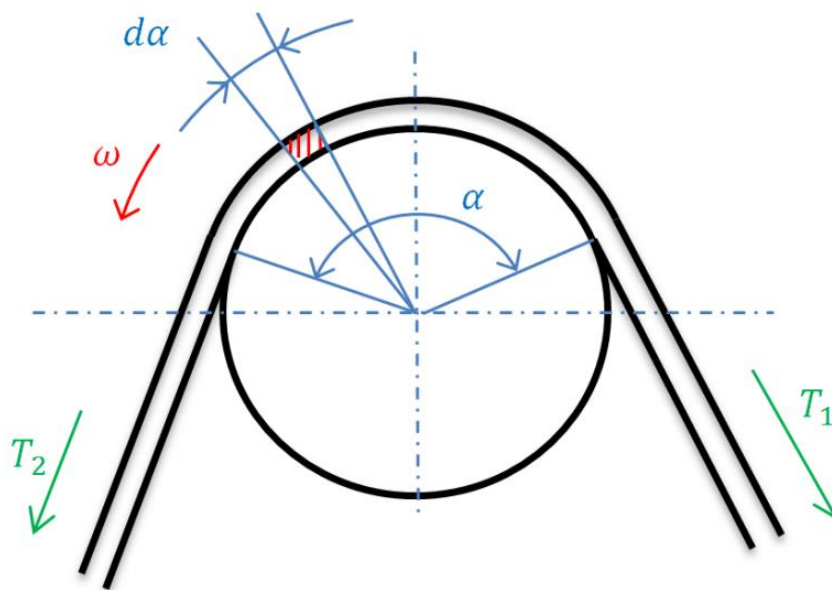
S_2 [m^2] plocha průřezu náplně spodní části

1.3.3 Síly působící na dopravníkový pás

Eulerův vztah pro vláknové tření

Hnací síla se z hnacího bubnu přenáší na pás, při přenosu sil platí Eulerův vztah pro vláknové tření. Podle obr. 6 platí:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \alpha} \quad (1.3.3.1)$$



Obr. 6: Silové poměry na bubnu [3]



kde

$\mu [-]$ součiniteli tření mezi pásem a pláštěm bubnu,

$T [N]$ obecný tah v pásu,

$\alpha [rad]$ úhel opásání,

$N [N]$ normálová síla působící z bubnu na pás,

$T_1 [N]$ tahová síla v nabíhající větvi pásu,

$T_2 [N]$ tahová síla ve sbíhající větvi pásu. [3]

Tahová síla

Pás je namáhán především tahem. Hodnota tahové síly se podél celého dopravníku mění, mění se tedy i tahové napětí, které lze vyjádřit jako:

$$\sigma_{tgi} = \frac{T_i}{S_g} \quad (1.3.3.1.)$$

Při dimenzování pásu je třeba uvažovat největší možné namáhání.

$T_i [N]$ tahová síla v místě idopravníku,

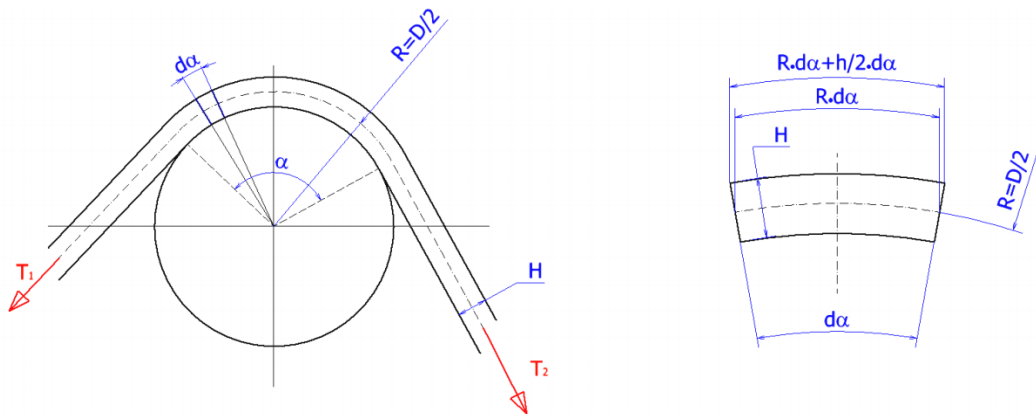
$\sigma_{tgi} [MPa]$ tahové napětí pásu v místě i. [3]

Ohyb

Na obr. 7: je uvedeno schéma pro zjednodušený výpočet na ohybové namáhání. Vychází z Hookeova zákona: [3]

$$\varepsilon_0 = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{\frac{h}{2} \cdot d\alpha}{R \cdot d\alpha} = \frac{h}{2 \cdot R} = \frac{h}{D} \quad (1.3.3.2.)$$

$\sigma_{og} = E_g \cdot \varepsilon_g = E_g \cdot \frac{h}{D}$	(1.3.3.3.)
---	------------

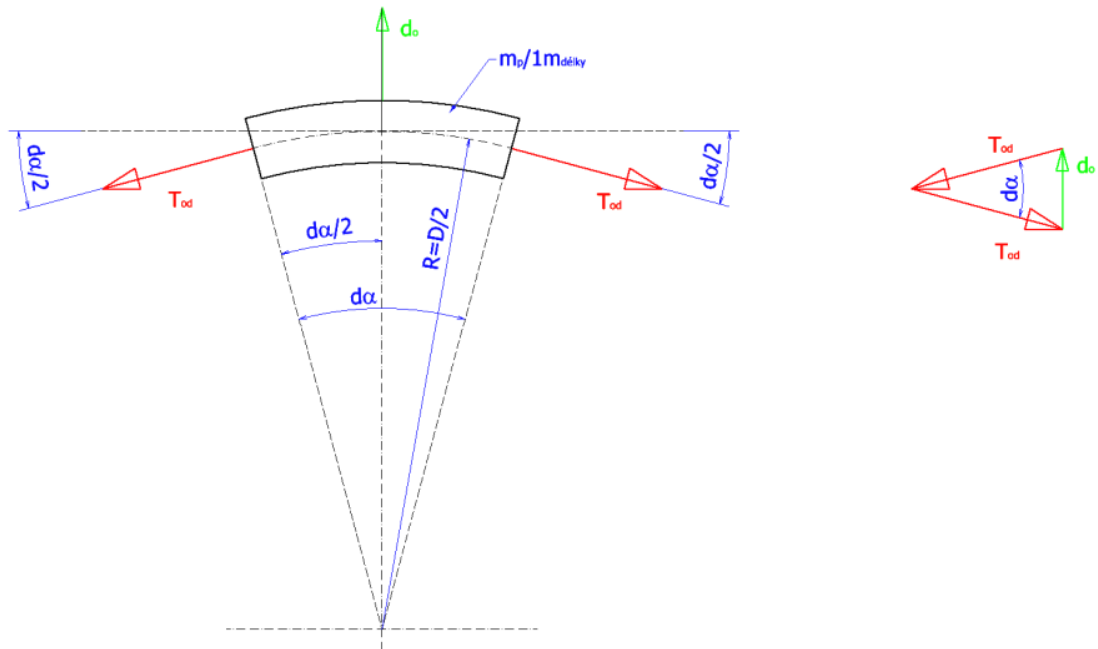


Obr. 7: Ohybové namáhání pásu

- D [m] průměr bubnu,
- h [m] tloušťka pásu,
- ε_0 [-] poměrná deformace pásu způsobená ohybem,
- σ_{og} [MPa] ohybové napětí v pásu.

Odstředivá síla

Odstředivá síla způsobuje přidavné namáhání pásu (zvyšuje tahovou složku) při přechodu přes buben. Na element pásu působí podle obr. 8: odstředivé zrychlení a způsobuje vznik síly d_0 , která způsobuje vznik tahových složek T_{od} [3]



Obr. 8: Silový rozbor na elementu pásu [3]

$$dm = m_p \cdot R \cdot d\alpha \quad (1.3.3.2)$$

$$d_0 = T_{od} \cdot d\alpha \quad (1.3.3.3)$$

$$T_{od} = \frac{d_0}{d\alpha} \quad (1.3.3.4)$$

$$\omega = 2\pi \cdot n \quad (1.3.3.5)$$

$$v = \pi \cdot D \cdot n = 2\pi \cdot R \cdot n \quad (1.3.3.6)$$

$$d_0 = dm \cdot \frac{v^2}{R} = dm \cdot \omega^2 \cdot R = dm \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot R = dm \cdot \frac{v^2}{R} = m_p \cdot d\alpha \cdot v^2 \quad (1.3.3.7)$$

$$T_{od} = m_p \cdot v^2 \quad (1.3.3.8)$$



$$\sigma_{odg} = \frac{T_{od}}{S_g} = \frac{m_p \cdot v^2}{S_g} \quad (1.3.3.9)$$

kde

d_o [N] odstředivá síla na element pásu,

T_{od} [N] tahová složka síly od odstředivých účinků,

m_p [kg/m] hmotnost pásu na metr délky,

σ_{odg} [MPa] odstředivé namáhání pásu.

Výsledné namáhání pásu

Výsledné namáhání pásu je dáno algebraickým součtem všech tří uvedených složek namáhání [3]:

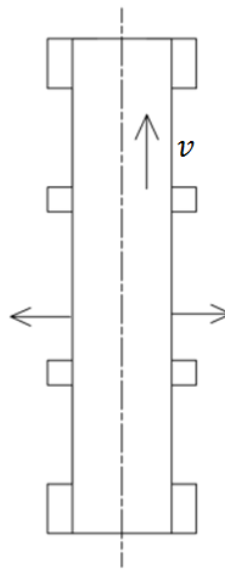
$$\sigma_g = \sigma_{tgi} + \sigma_{og} + \sigma_{odg} \quad (1.3.3.10.)$$

kde je

σ_g [MPa] výsledné namáhání pásu.

2 Rešerše problematiky příčného vybočování pásu

Příčné vybočování pásu je nežádoucí jev pohybu dopravníkového pásu ve směru kolmém na podélnou osu dopravníku jak je znázorněno na obr. 9. Kde v značí rychlost pohybu dopravníkového pásu a šipky kolmé na osu možné směry příčného vybočování.

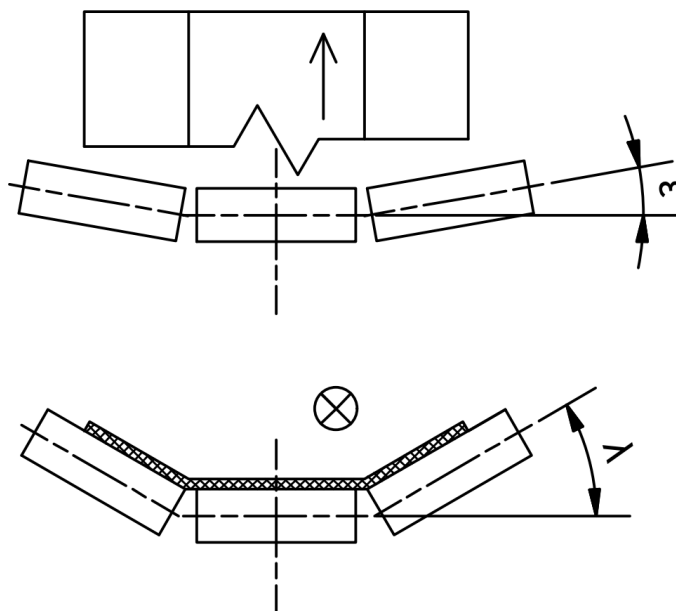


Obr. 9: Příčné vybočení pásu

Vybočování pásu je nežádoucí z důvodu snižování životnosti pásu, zvyšování odporu pásu, opotřebení nosné konstrukce, snížení kapacity vlivem vybočení pásu pod násypkou nebo vysypávání materiálu. V krajních případech může dojít k přetržení pásu a zničení dopravníku. Snahou výrobců dopravníku je těmto jevům předcházet, nejen z hlediska bezpečnosti, ale z důvodu ekonomičnosti a stálosti provozu.

2.1 Minimalizace vzniku vybočování a jeho následků

Nejjednodušší ochranou proti vybočování jsou jednoduché mechanické zarážky, které třením o bok dopravníkový pás navracely do výchozí pozice. Tyto zarážky ovšem zkracovaly životnost pásu a nebyly vodné pro větší dopravníky, u nichž byly působící síly mnohem vyšší. Středění dopravníkového pásu je také dosahováno stabilizací pomocí sbíhavosti (naklopení) bočních válečků o určitý úhel od roviny kolmé ke směru pohybu pásu. Doporučená hodnota tohoto úhlu ε je $1,5^\circ$. Na obr. 10 je tento úhel znázorněn spolu se směrem pohybu dopravníkového pásu. Naklopení bočních válečků na každé stoličce, nebo jen ve stoličcích po určité rozteči, sice stabilizuje dopravníkový pás, ale vlivem tření narůstá i hodnota pasivních odporů. Při použití všech stolic se sbíhavým uspořádáním potom dochází k nutnosti značného navýšení výkonu pohonu, který je mařen třením pásu o sbíhavé stolice v celé délce dopravníku. Dopravní pás i válečky jsou pak poškozovány otěrem.

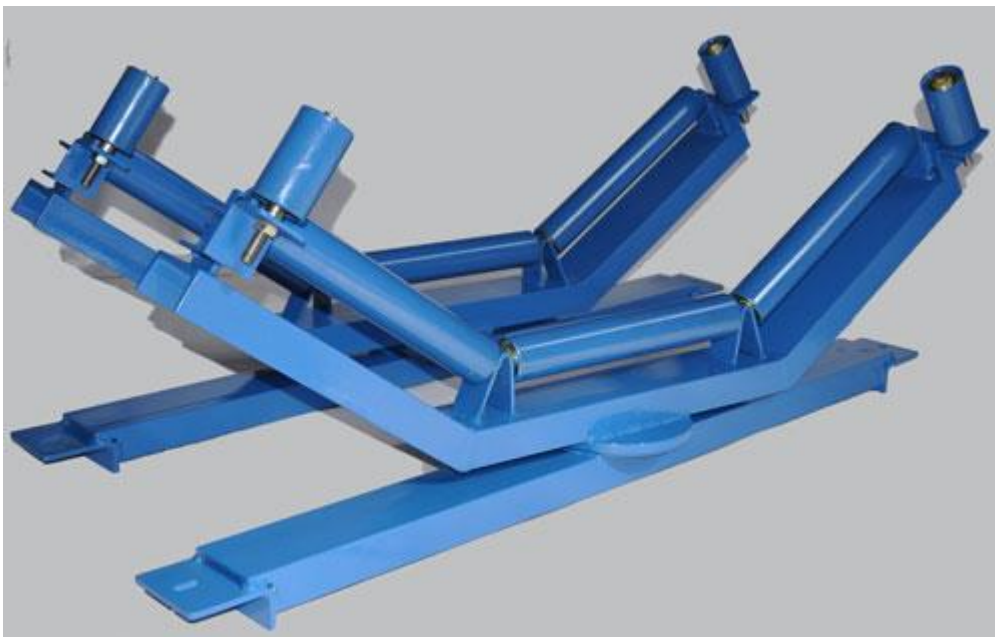


Obr. 10: Naklopení bočních válečků

Další možnou variantou zabránění pásu ve vybočení jsou strážní válečky. Tyto válečky jsou menší než válečky nosné a jsou v poloze kolmo na okraj pásu,

Stabilizace dopravníkového pásu v příčném směru v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků

aby se při případném vychýlení pás o tyto válečky opřel. Strážní válečky bývají použity v kombinaci se samostavnou stolicí, která se díky kontaktu strážního válečku a pásu pootočí kolem své osy, a tím dojde k eliminaci vychýlení dopravníkového pásu. Tyto samostavné naklápěcí stolice (obr. 11) jsou již běžným sortimentem v katalogích firem, které se zabývají pásovými dopravníky. Žádný výrobce však nikde veřejně neuvádí přesné informace o geometrickém uspořádání samostavitelné stolice. Tyto informace jsou vždy chráněny. Zároveň jsou buď vůbec, nebo neúplně uvedeny informace o rychlosti stabilizace a velikosti ztrát. Proto se touto problematikou zabývá tato práce.



Obr. 11: Dvojice samostavných stolic se strážními válečky [13]

Některé dopravníky také využívají snímače vybočení. (obr. 12) Tyto snímače jsou v principu strážní válečky, které jsou výklopné. Při vybočení pásu dojde k sepnutí respektive rozepnutí kontaktu ve snímači vybočení pásu.



Obr. 12: Spínače typu LHPE-10/2-L50V - ukázka montáže [5]

Spínače typu LHPE-10/2-L50V jsou určeny pro nasazení podél dopravního pásu. Rozmísťují se v párech na pravé a levé straně. V případě vychýlení pásu z jeho předpokládané dráhy působí okraj pásu na válcovou páku tohoto spínače a tlačí proti vratné síle vnitřní pružiny. Tento typ spínače se nepoužívá pro obvody nouzového zastavení. Obvyklé zapojení tohoto typu je v obvodech řídicího systému, který zaznamenává částečné vyjetí pásu ze své dráhy (15° spínací úhel), ale dopravník nevypne. Pokud však přepne i další kontakt (25° spínací úhel), tak následuje okamžité zastavení dopravníku. Pohyby prvního spínače slouží k upozornění obsluhy a následné regulaci dopravovaného množství materiálu na dopravníku. Podle četnosti sepnutí prvního kontaktu lze také vyhodnotit, kdy je nutný zásah strojní údržby pro seřízení dopravníku. [5]

2.2 Poškození dopravníků vlivem vybočování

Vybočování dopravníků je především způsobeno nerovnoměrně zatěžovaným pásem, špatnou konstrukcí nosného rámu, nepřesným spojením dopravníkového pásu atd. Při vybočení na vratném nebo hnacím bubnu dochází ke tření pásu o nosnou konstrukci. Zde dochází k vydírání nosných částí dopravníků a také k opotřebovávání pásu.



Obr. 13: důsledky vybočení na vratném bubnu [1]

Na obr. 13. je patrné, jakým způsobem k takovému opotřebení nosné konstrukce dochází. Vychýlený dopravníkový pás se tře na hnacím bubnu hranou o nosnou konstrukci. K poškození nosné konstrukce dojde i přes skutečnost, že je dopravníkový pás tvořen vrstvami gumy a tkaniny a nosná konstrukce je ocelová.



Obr. 14 vybočení pásu na hnacím bubnu [6]

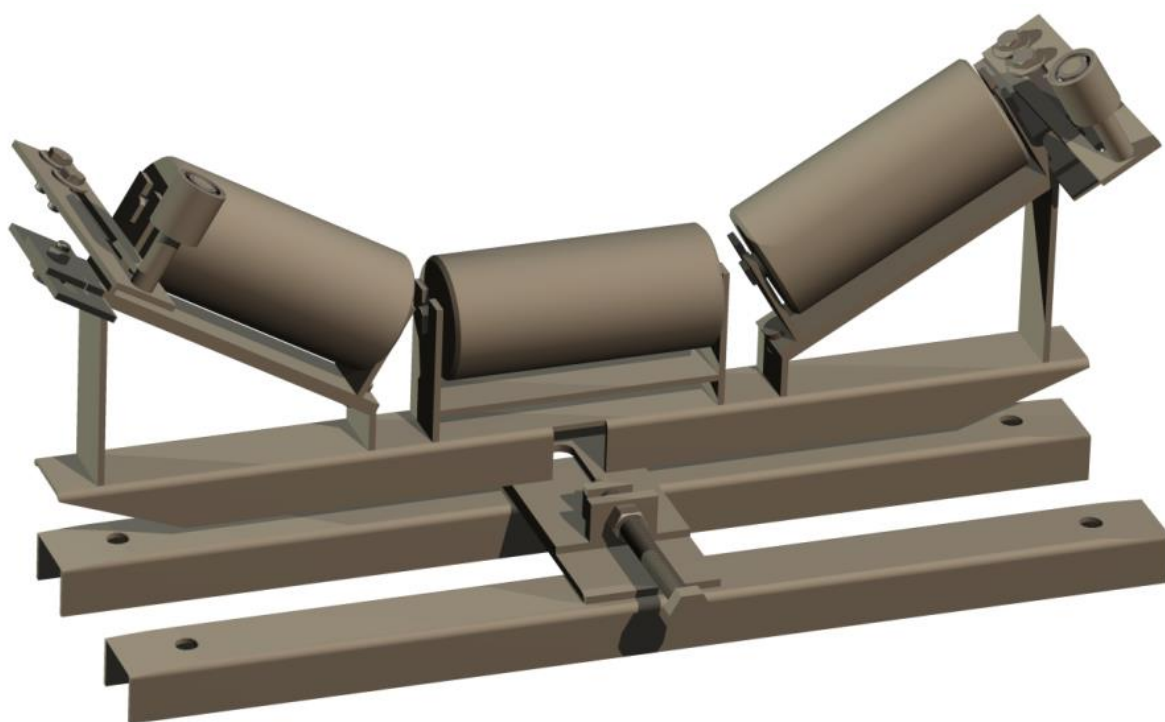
Vybočování způsobuje problémy podél celého dopravníku nejen na vratném a hnacím bubnu. Na obr. 15. je poškození způsobené vybočením na vratné větvi dopravníku.



Obr. 15: Poškození na vratné větvi [1]

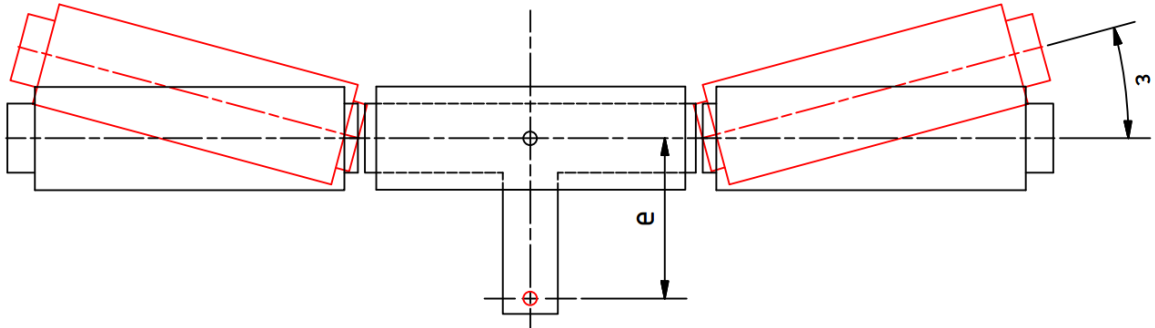
3 Návrh konceptu stabilizace pásu v příčném směru

Při návrhu konceptu na stabilizaci pásu jsem vycházel z principu fungování samostavných stolic (Obr. 11). Tato varianta je ale uzpůsobena jako laboratorní tříválečková samostavitelná stolice, která umožňuje nastavení některých geometrických parametrů. Její instalaci do laboratorního dopravníku bude možné sledovat vliv nastavení její geometrie na provozní veličiny pásového dopravníku.

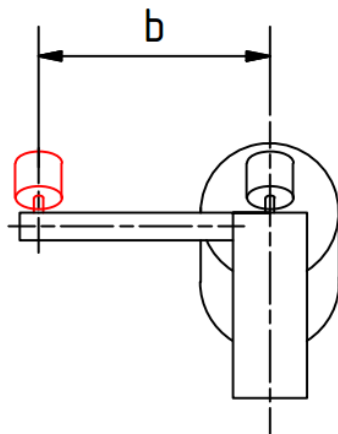


Obr. 16 Samostavná tříválečková stolice

Je možné nastavit parametr e vzdálenost osy rotace od osy stolice (obr. 17), dále pak ε úhel sbíhavosti či rozbíhavosti bočních válečků a vzdálenost b strážních válečků od osy spodního válečku (obr. 18). Tuto tříválečkovou stolicí jsem navrhl tak, aby bylo možné experimentálním měřením zjistit optimální nastavení těchto stolic jak z hlediska ustalování dopravníkového pásu, tak z hlediska minimalizace pasivních odporů.

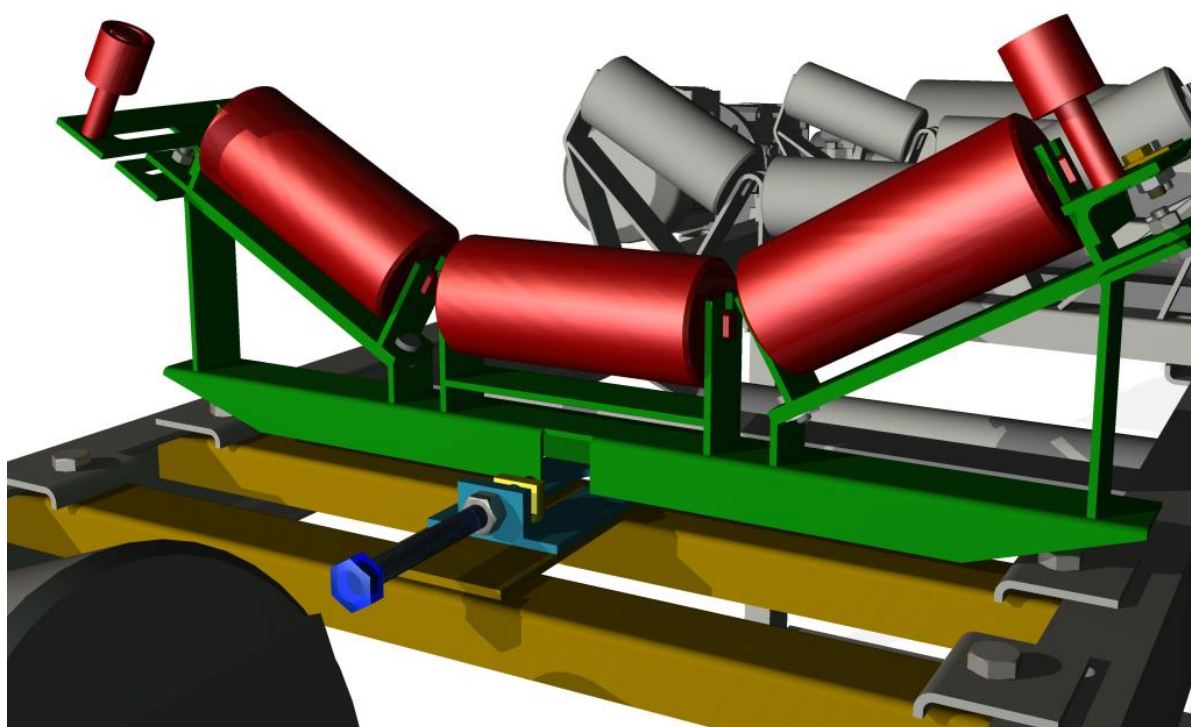


Obr. 17: Schéma nastavitelných parametrů



Obr. 18: Schéma nastavitelného parametru b

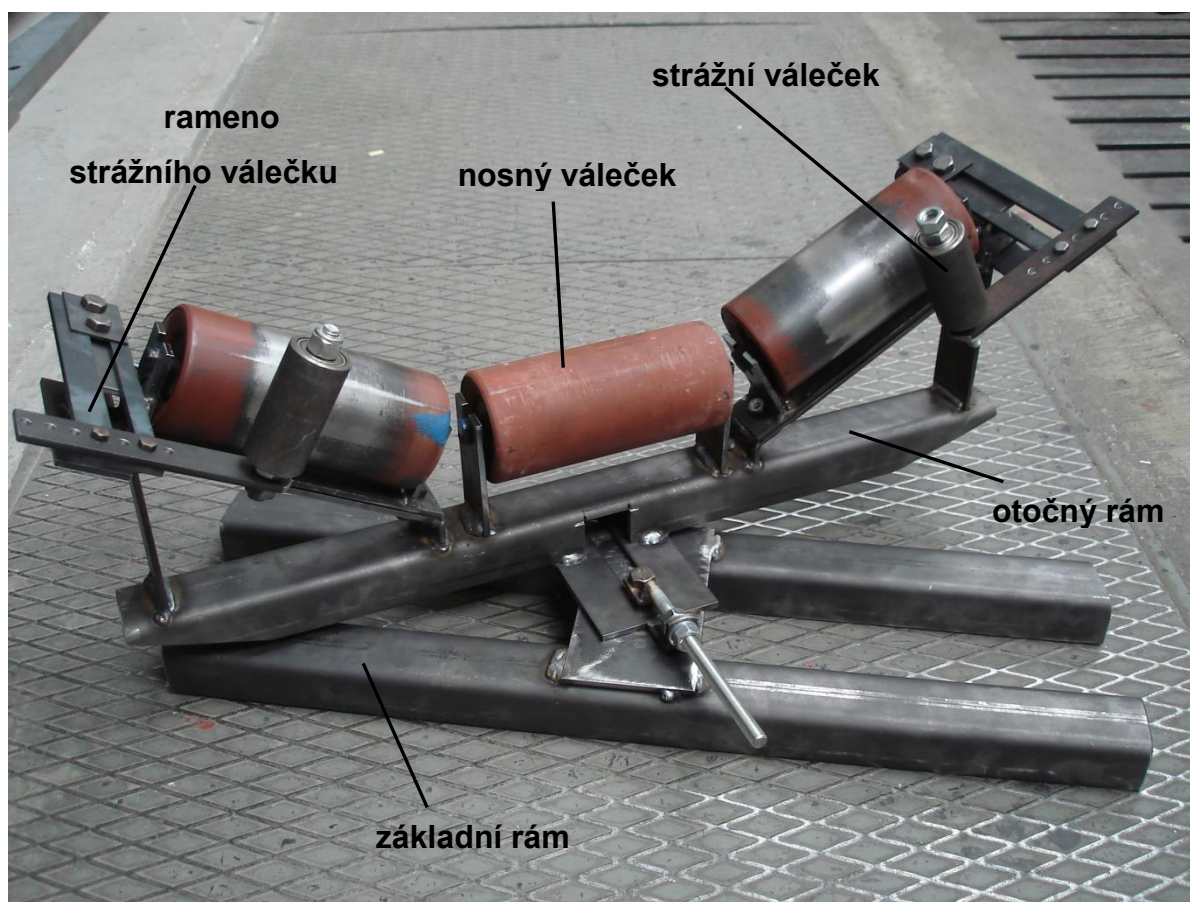
Základem je spodní konstrukce tvořená dvěma U profily, která je pevně spojena s rámem dopravníku. Ke spodnímu rámu je přes bronzové pouzdro a čep otočně uložena vrchní tříválečková stolice. Její rám tvoří U profil, ke kterému jsou přivařeny koníky, které nesou válečky. Boční válečky jsou díky čepu ve spodní části a drážce se svěrným spojením v horní části nastavitelné.



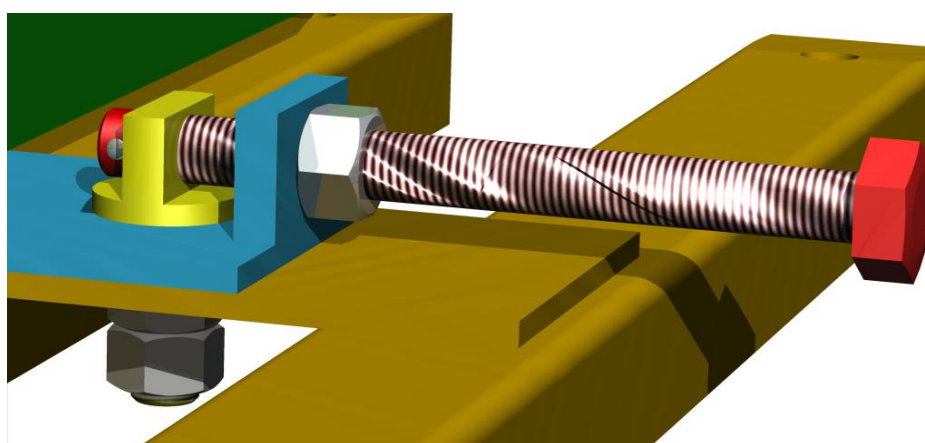
Obr. 19: Detail konstrukce v sestavě dopravníku

Maximální úhlový rozsah nastavení je -5° až 5° . Dále jsou pak na koníky bočních válečků připevněny dvojicí šroubů strážní válečky. Ty je možné díky drážce nastavit libovolně ve vzdálenosti 0 až 140 mm od osy stolice. Všechny tři podpěrné válečky na samostavné stolici jsou vsuvně umístěny tak, že je možné válečky pouhým nadzvednutím vyjmout. Válečky mají na každém konci čep, který má na konci obrobene dvě rovnoběžné plochy, které zapadají do drážek na tříválečkové stolici. Válečky jsou přitlačovány pásem, proto nedojde k samovolnému vypadnutí válečku.

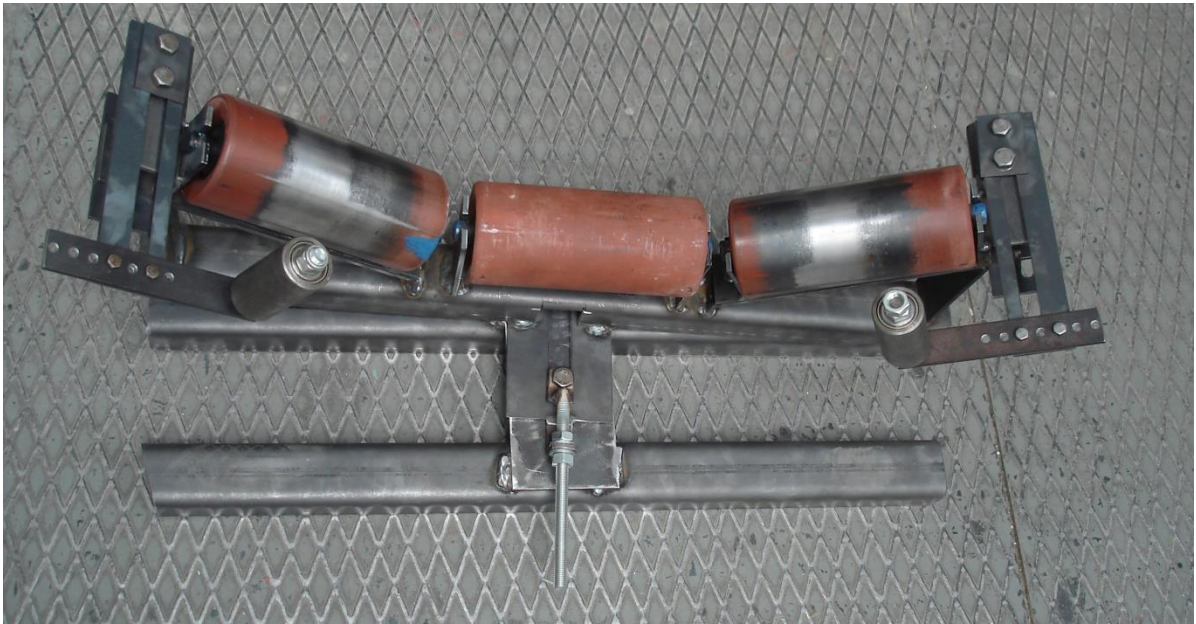
Stabilizace dopravníkového pásu v příčném směru v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků



Obr. 20: Svařenec samostavné stolice osazen válečky

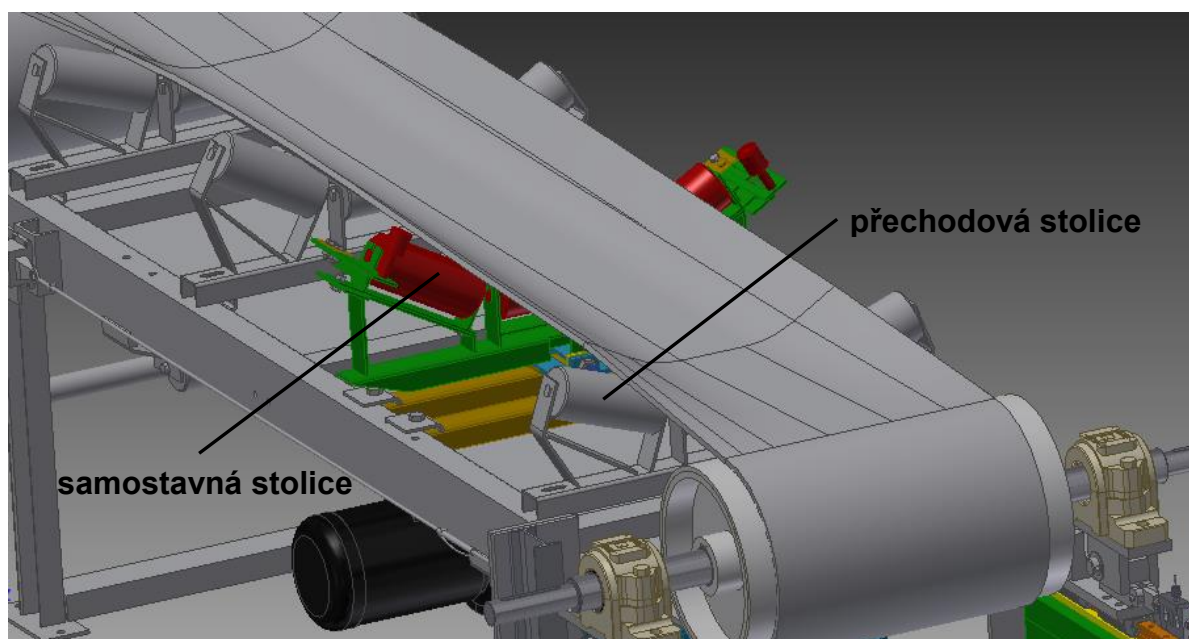


Obr. 21: Detail hlavního čepu



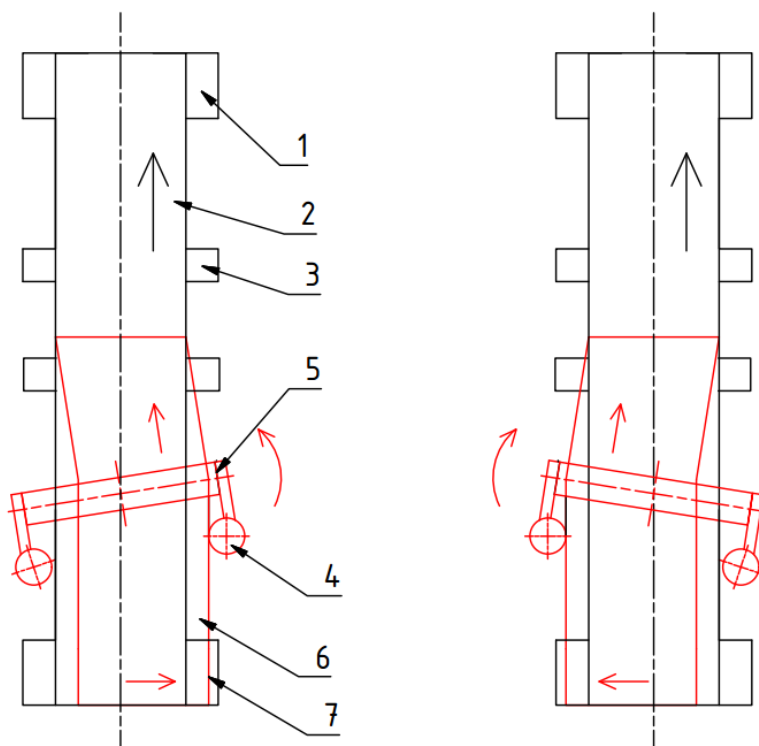
Obr. 22: Svařenec samostavné stolice se strážními válečky

Na obr. 23 je patrné umístění samostavné tříválečkové stolice v sestavě dopravníku. Tato stolice se nachází jako druhá za vratným bubnem. Mezi samostavnou stolicí a vratným bubnem je totiž umístěna stolice přechodová. Tímto umístěním jsme chtěli dosáhnout co možná nejpodobnějšího umístění samostavných tříválečkových stolic v reálném provozu.



Obr. 23: Dopravník osazen samostavnou tříválečkovou stolicí

Tříválečková stolice bude reagovat na vybočení dopravníkového pásu a bude jej středit do výchozí pozice (obr. 24). Toto ustalování bude probíhat díky natočení nosných válečků kolem svislé osy po směru vybočení pásu. Při kontaktu pásu a nosných válečků bude docházet k vystředování pásu (2). Otočení celé konstrukce (5) bude zajišťovat dvojice strážních válečků (4). Při vybočování (6) bude na strážní váleček působit pás silou, tato síla bude díky ramenu strážního válečku vyvolávat klopný moment.



Obr. 24: Princip funkce samostavné stolice

1 hnací buben

2 dopravníkový pás

3 standardní tříválečková stolice

4 strážní váleček

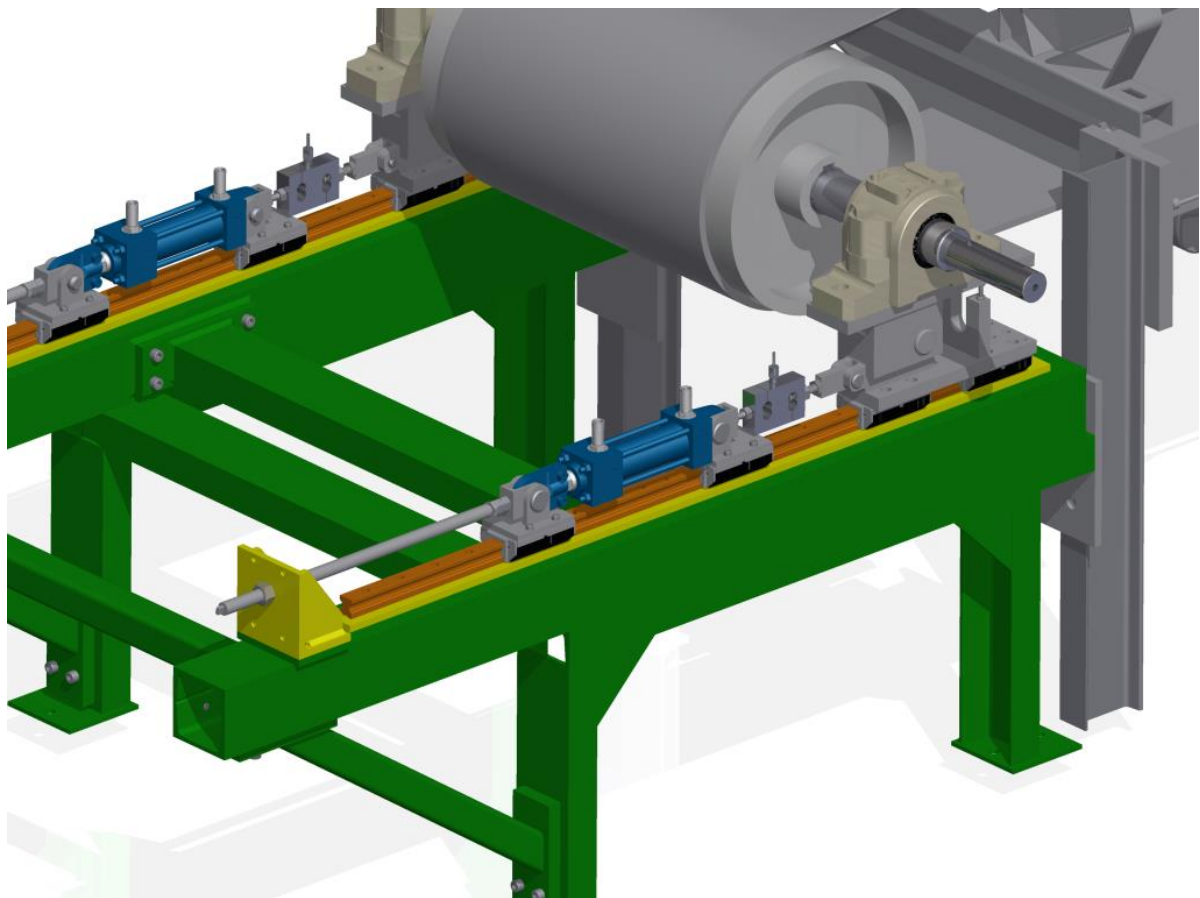
5 samostavná stolice

6 vychýlený dopravníkový pás

7 vratný buben

4 Konstrukční návrh měřicího stanoviště pro simulaci vybočování pásu

Pro měření provozních veličin bude použit laboratorní dopravník, na kterém bude zapotřebí udělat několik konstrukčních úprav.

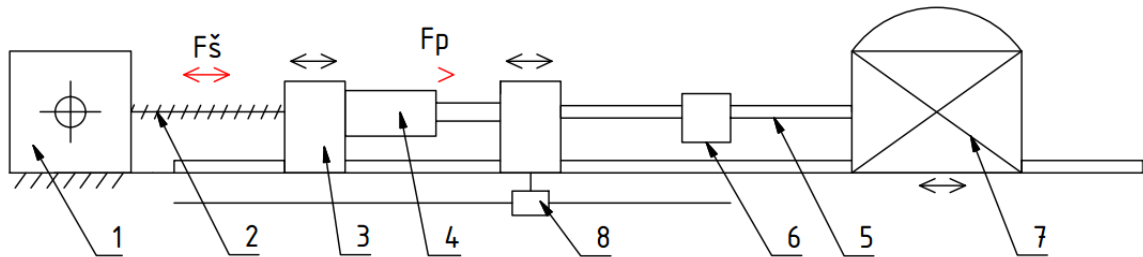


Obr. 25 Konstrukční úprava rámu standu

Konstrukční změny se budou týkat rámu, který bude upraven tak, aby bylo možné na vratném bubnu dopravníku vyvozovat vychýlení pásu. Za tímto účelem byl nově vybaven hydraulickým systémem. Dále bylo prodlouženo lineární kluzné vedení, kde jsou uchycena naklápěcí kuželíková ložiska vratného bubnu a vozíky s lineárními hydromotory. Předepnutí pásu bude možné vyvodit jak hydraulickými

Stabilizace dopravníkového pásu v příčném směru v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků

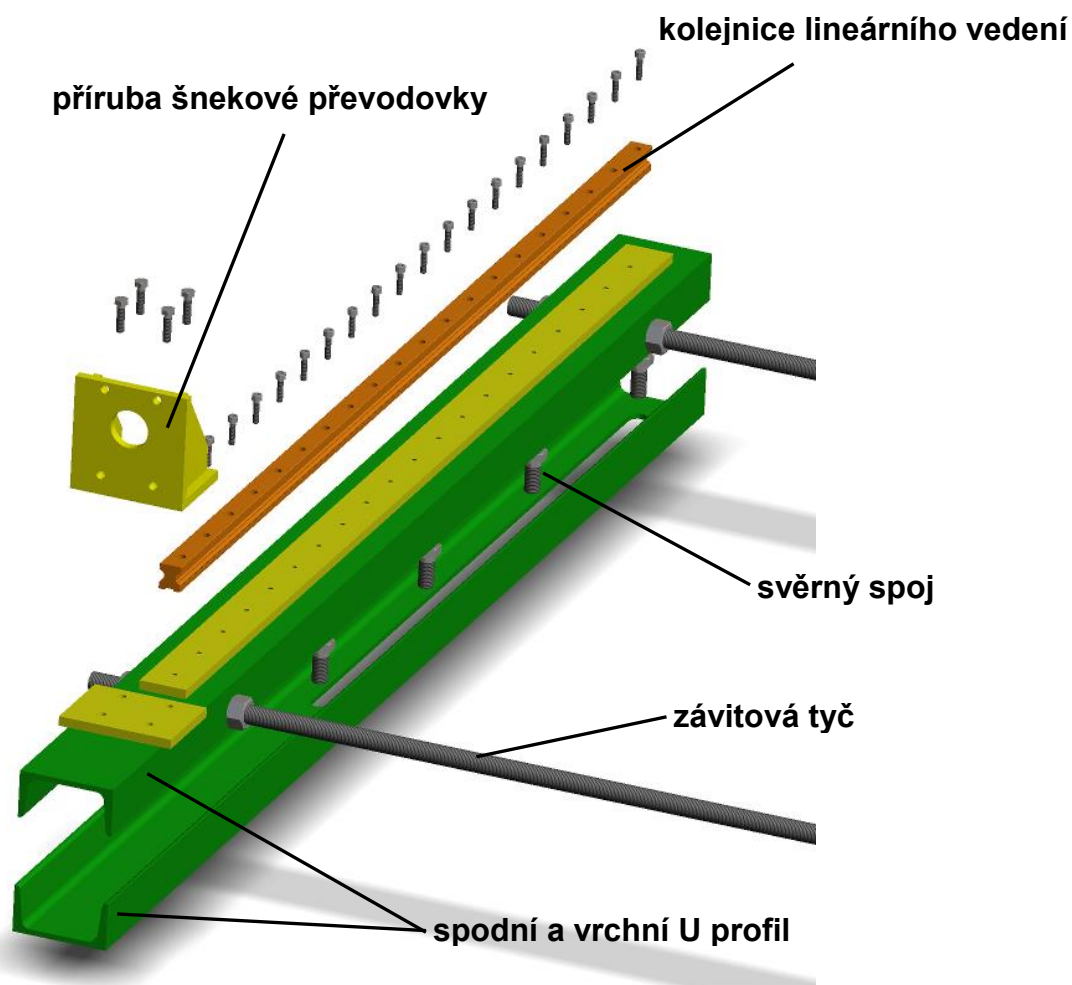
válci, tak dvojicí trapézových závitových tyčí se šnekovými převodovkami poháněných servomotorem (obr. 26).



Obr. 26: kinematické schéma kluzného vedení

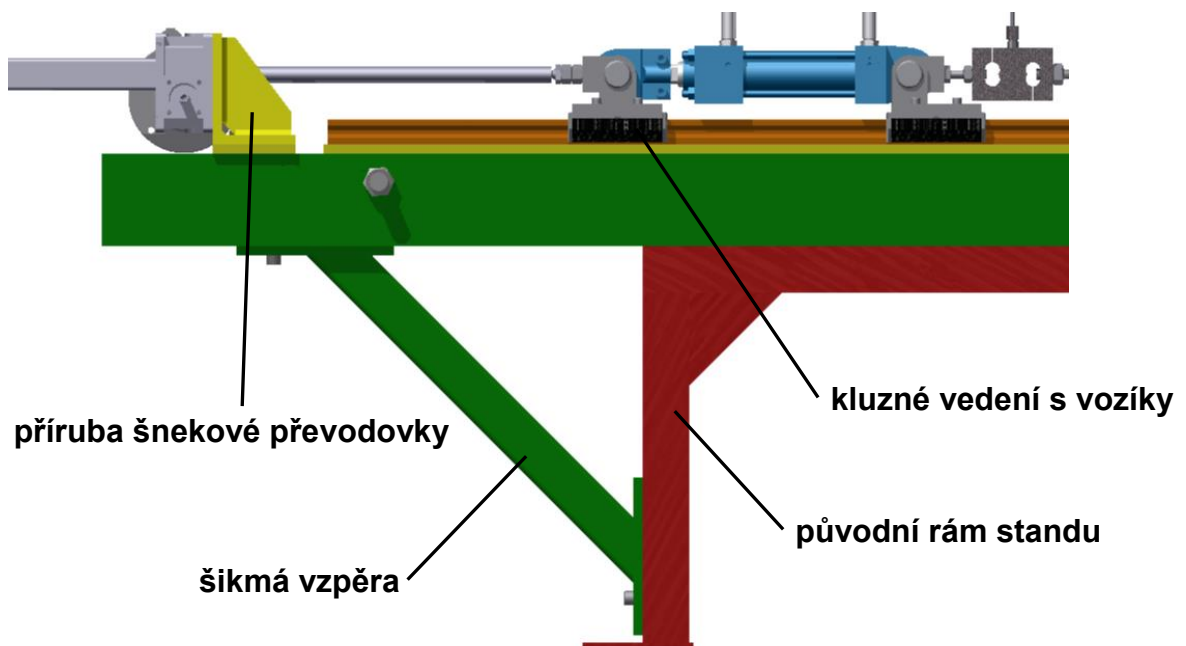
- 1 šneková převodovka
- 2 trapézová závitová tyč
- 3 kluzně uložený vozík
- 4 hydraulický válec
- 5 táhla
- 6 snímač síly
- 7 ložiskový domek vratného bubnu
- 8 lineární snímač polohy

Kvůli prodloužení lineárního kluzného vedení bylo nutné prodloužit i rám standu. Upravený rám (obr. 25) je tvořen dvěma U profily velikosti 100mm svařených k sobě tak, že tvoří uzavřený profil.



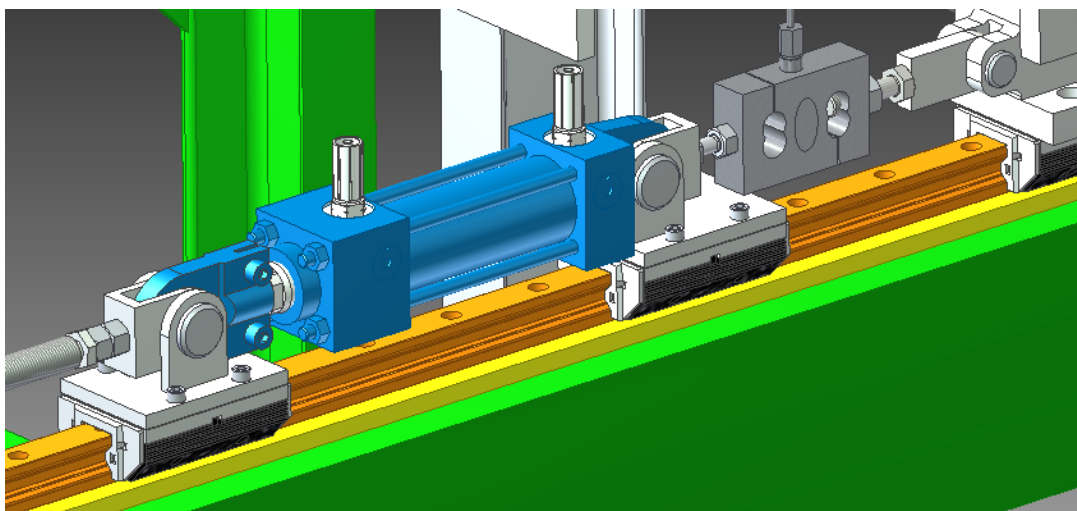
Obr. 27 detail rámu

Na spodní části tohoto profilu jsou vyfrézované drážky, které slouží k upevnění šrouby k původnímu rámu s možností posuvu v ose dopravníku. Pro dodržení přesné rozteče levé a pravé strany jsou na obou koncích dvě závitové tyče. Při montáži můžeme nastavit závitovými tyčemi přesnou vzdálenost mezi levou a pravou polovinou rámu a poté upevnit na tuto pozici svěrným spojem ve spodní části U profilů. Tento svěrný spoj udrží novou konstrukci na požadovaném místě.



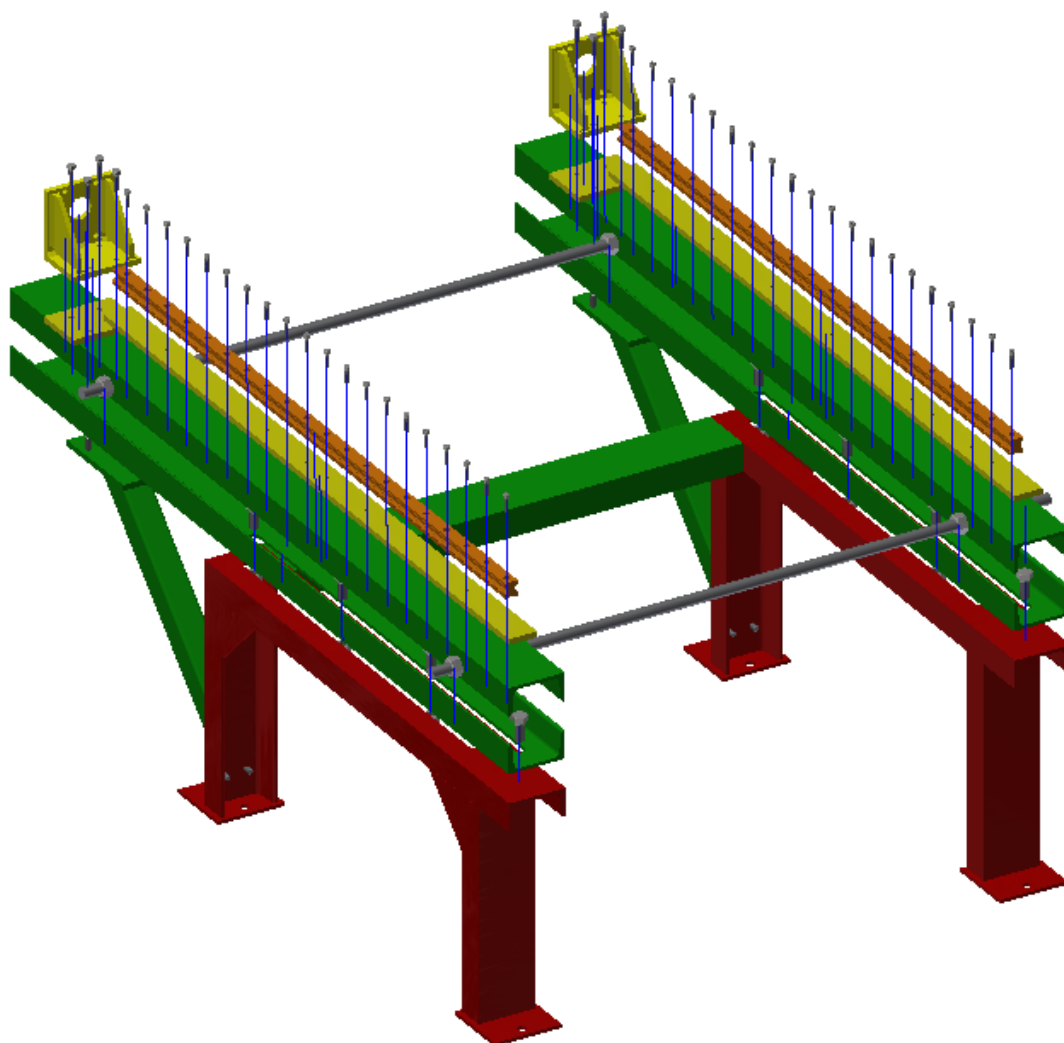
Obr. 28: boční pohled

Dále je zde vzpěra (obr. 28) pod úhlem 45° , která zabrání ohýbání koncové převislé části rámové konstrukce. Tyto vzpěry se budou montovat až po ustavení vrchní části na svou pozici, tím dosáhneme přesného upevnění rámu pro lineární kluzné vedení.



Obr. 29: Detail hydromotoru

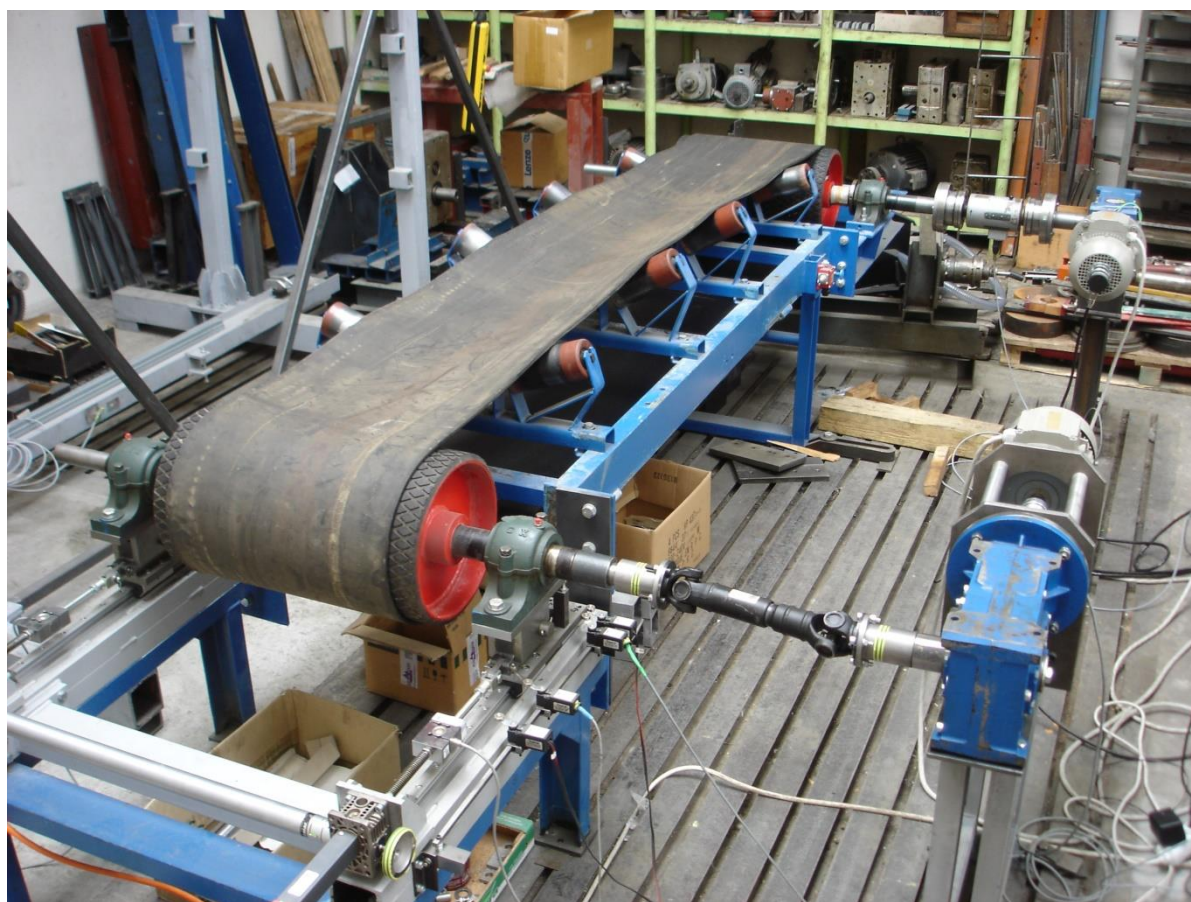
Stabilizace dopravníkového pásu v příčném směru v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků



Obr. 30: Součásti rámu

Za vratným bubnem se nachází přechodová pevná tříválečková stolice po níž následuje samostavná nastavitelná tříválečková stolice (obr. 16). Tato stolice bude eliminovat vychýlení dopravníkového pásu, které bude vyvozeno na vratném bubnu. Dále za touto stolicí by měl být pás stabilizován a v optimální poloze veden k hnacímu bubnu. Stand je vybaven pohonem, který se skládá s asynchronního motoru, dvoustupňové převodovky. Mezi hnacím bubnem a pohonnou jednotkou je umístěn snímač krouticího momentu. Hnací buben je osazen tenzometry s možností zapojení na bezdrátový přenos signálu. Vratný buben je uložen na

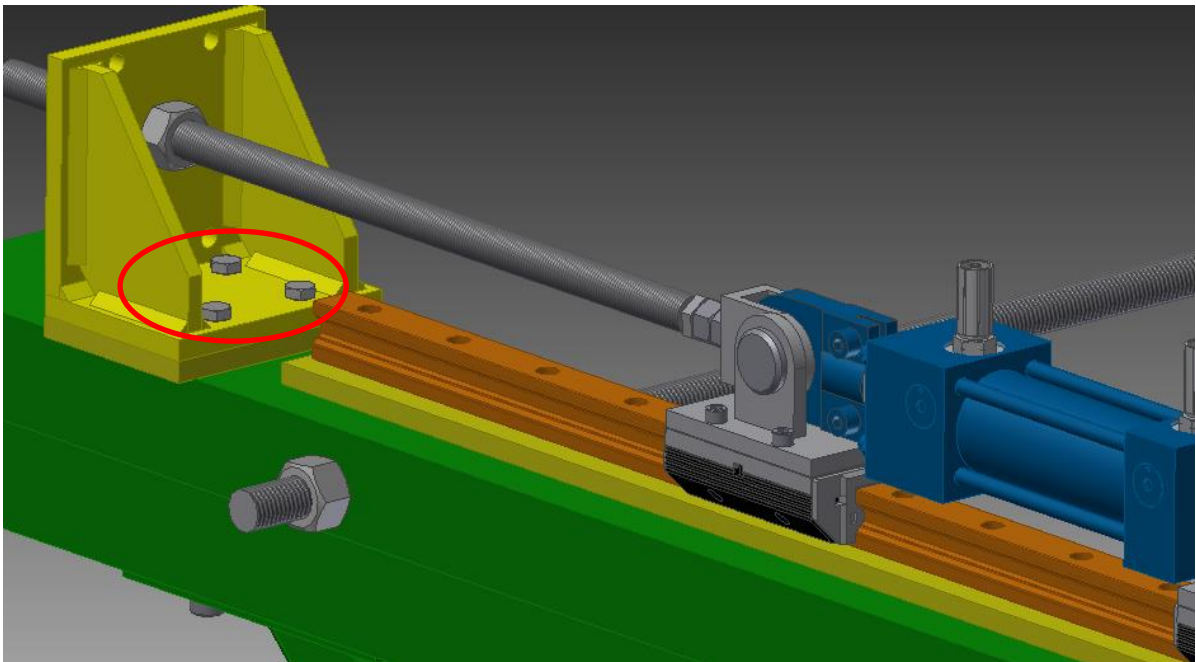
naklápěcích soudečkových ložiscích. A hřídel vycházející z bubnu je spojena kardanovým hřídelem s dvoustupňovou kuželočelní převodovkou. Mezi touto převodovkou a brzdícím motorem je také umístěn snímač krouticího momentu. Prodloužený rám standu je za vratným bubnem osazen delším lineárním kluzným vedením, kde jsou uchyceny vozíky. Soudečková naklápěcí ložiska jsou umístěna na dvou párech těchto lineárních vozíků. Tyto vozíky jsou přes tenzometrický snímač síly spojeny s dalším vozíkem, kde je uložen začátek hydraulického válce. V čtvrtém vozíku je upnut konec pístnice na jedné straně a trapézová závitová tyč. Na závitové tyči je umístěna pohybová matice, která se díky šnekovým převodovkám hnaných servomotorem otáčí, to způsobuje pohyb vozíku v ose lineárního vedení.



Obr. 31: Laboratorní měřicí stand

4.1 Kontrola šroubového svěrného spoje

Vzhledem k novým úpravám prováděných na měřícím standu je nutné provést analytickou kontrolu. Kontrola šroubových spojů na svařenci pod šnekovými převodovkami je velice důležitá. Zde dochází k převedení síly od dopínání dopravníkového pásu do rámu standu. Tato čtveřice šroubů musí vyvolat takové předpětí ve svěrném spoji, aby působící síla nenamáhala šrouby na stříh, ale aby šrouby byly namáhány na tah. Je důležité zamezit zatěžování šroubů na stříh, jelikož tyto šrouby nejsou lícované.



Obr. 32: Kontrolované svěrné spojení

4.1.1 Známé hodnoty:

Maximální síla působící kolmo k osám šroubů $F_{max} = 5000\text{N}$, počet šroubů $i=4$, součinitel tření $f=0,2$, minimální bezpečnost proti posunutí $k=2$.



4.1.2 Výpočet montážního předpětí pro jeden šroub:

Na standu jsou použité 4 šrouby M8

$$Q = \frac{2 \cdot F_{max}}{f} = \frac{2 \cdot 5000}{0,2} = 50\,000\,N \quad (4.1.2.1)$$

$Q_z \geq \frac{Q}{i} = \frac{50\,000}{4} = 12\,500\,N$	(4.1.2.2)
$\sigma_{Q_0} = \frac{Q_z}{S_3} = \frac{4 \cdot Q_z}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 12\,500}{\pi \cdot 6,466^2} = 381\,MPa$	(4.1.2.3)

Z důvodu vyššího zatížení je nutné použít šrouby s vyšší třídou pevnosti a to 10.9. Hodnota meze kluzu R_e je 900MPa. Pro jednoduché zatížení se vypočítá σ_D dle vzorce:

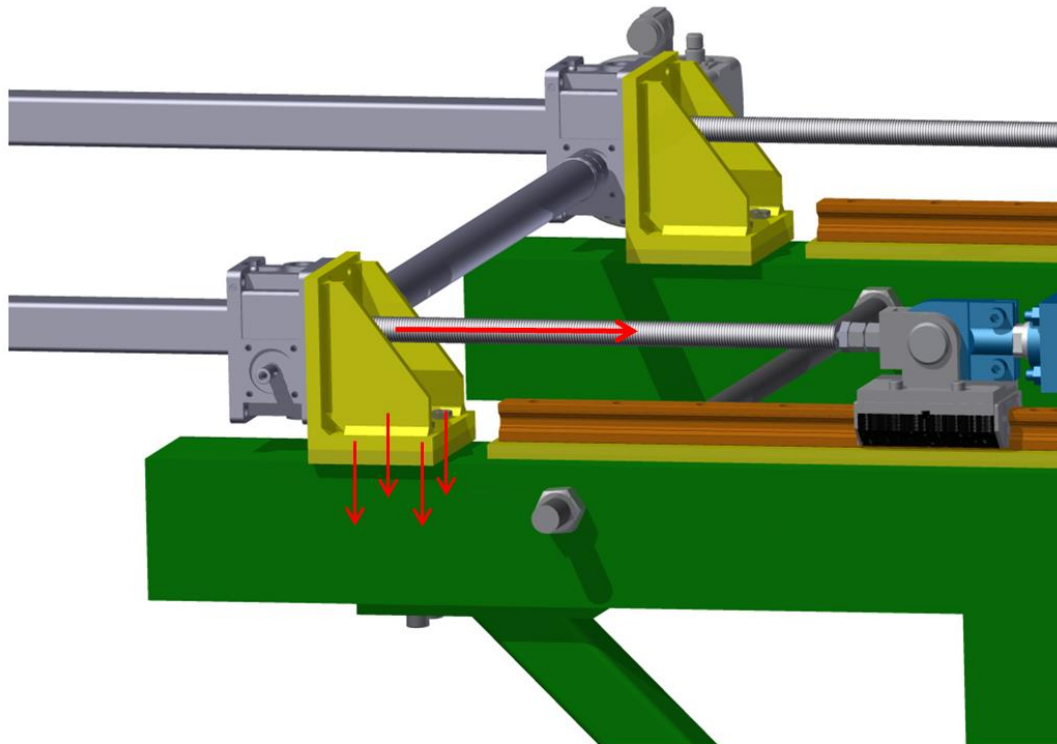
$$\sigma_D = 0,8 \cdot R_e = 0,8 \cdot 900 = 720\,MPa \quad (4.1.2.4)$$

$$\sigma_{Q_0} < \sigma_D \quad (4.1.2.5)$$

Výpočet bezpečnosti šroubů zatížených tahovou silou k_t

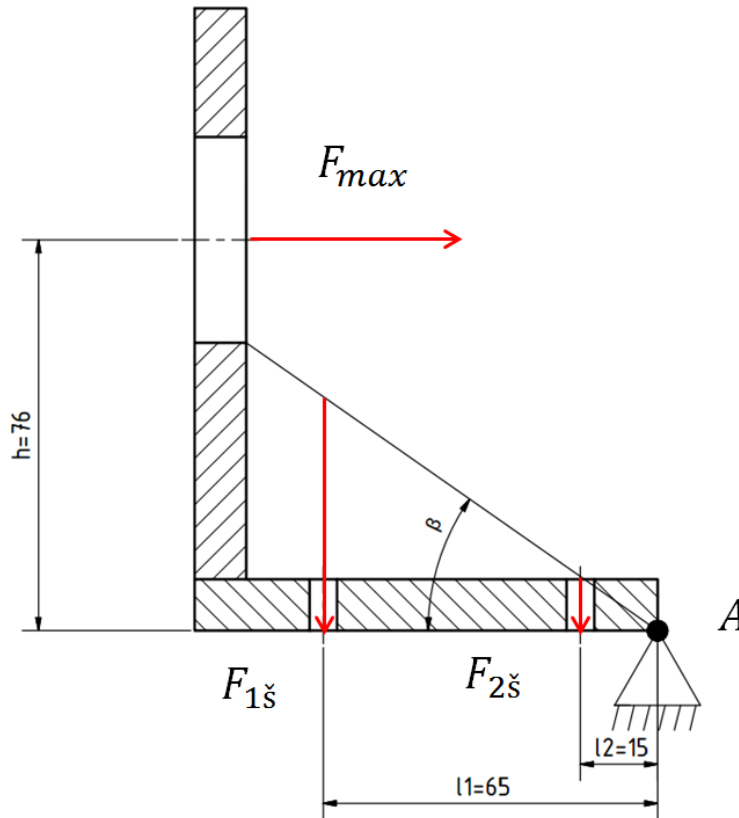
$$k_t = \frac{\sigma_D}{\sigma_{Q_0}} = \frac{720}{381} = 1,89 \quad (4.1.2.6)$$

Q [N]	celková předepínací síla
F_{max} [N]	maximální zatížení
Q_z [N]	zbytkové předpětí
S_3 [mm ²]	plocha průřezu jádra šroubu
σ_{Q_0} [N · mm ²]	napětí od předepnutí
d_3 [mm]	malý průměr šroubu



Obr. 33: Silové působení na přírubu

Šrouby jsou míjivě namáhány od síly F vyvozené závitovou tyčí. Uvažujeme, že tato síla nabývá hodnot $F_{max}=5000\text{N}$. Předpokládané chování příruby pro šnekovou převodovku je ekvivalentní k nosníku, který je na pravé straně uložen v rotační vazbě a podle momentové rovnice přitěžuje síla F_{max} první řadu šroubů silou F_{1s} a druhou řadu šroubů silou F_{2s} . Tato úvaha se liší od skutečného stavu, ale díky této hypotéze se přikláníme ke straně bezpečnosti. Jelikož pro výpočet přesných hodnot sil potřebujeme zavést další hypotézu, předpokládal jsem tangenciální rozdělení síly F_{max} mezi F_{1s} a F_{2s} .



Obr. 34: Tangenciální rozklad zátěžné síly

$$M_a: -F_{max} \cdot h + F_{1š} \cdot l_1 + F_{2š} \cdot l_2 = 0 \quad (4.1.2.7)$$

$$\tan \beta = \frac{F_{1š}}{l_1} = \frac{F_{2š}}{l_2} \quad (4.1.2.8)$$

$$F_{2š} = \frac{F_{max} \cdot h - F_{1š} \cdot l_1}{l_2} \quad (4.1.2.9)$$

$$F_{2š} = \frac{F_{1š} \cdot l_2}{l_1} \quad (4.1.2.10)$$

Po dosazení rovnice (4.1.2.9) do rovnice 21 platí:

$$\frac{F_{1š} \cdot l_2}{l_1} = \frac{F_{max} \cdot h - F_{1š} \cdot l_1}{l_2} \quad (4.1.2.11)$$



Po úpravě rovnice (4.1.2.11) a převedení neznámé na levou stranu dostáváme rovnici.

$$F_{1\check{s}} = \frac{F_{max} \cdot h \cdot l_1}{(l_2^2 + l_1^2)} = \frac{5000 \cdot 76 \cdot 65}{(65^2 + 15^2)} = 5551 \text{ N} \quad (4.1.2.12)$$

Dosazením síly $F_{1\check{s}}$ zpět do rovnice (4.1.2.10) vypočteme sílu $F_{2\check{s}}$ jako

$$F_{2\check{s}} = \frac{F_{1\check{s}} \cdot l_2}{l_1} = \frac{5551 \cdot 15}{65} = 1281 \text{ N} \quad (4.1.2.13)$$

Pro další výpočet a návrh šroubového spoje budu dále uvažovat jeden typ šroubů, a tento typ šroubů bude dimenzován na sílu $F_{1\check{s}}$ neboť je větší. V druhé řadě šroubů jsou šrouby zatíženy silou $F_{2\check{s}}$ která je více než 4x menší. Díky této skutečnosti se při dimenzování šroubového spoje přikláníme ke straně bezpečnosti. Navíc není vhodné pro jednu součást používat více typů spojovacího materiálu.

4.1.3 Výpočet jádra šroubu

$$F_h = F_{1\check{s}1} = 5\,551 \text{ N} \quad (4.1.3.1)$$

$$Q_z = 12\,500 \text{ N} \quad (4.1.3.2)$$

$$\frac{F_h}{S_3'} \leq \frac{v \cdot \sigma_{Kt}}{k_\chi \cdot (1 + q_z)} \quad (4.1.3.3)$$

kde

F_h [N] je míjivá síla působící na spoj

S_3 [mm²] je plocha průřezu jádra šroubu

v [–] je míra využití meze kluzu



$\sigma_{Kt} [N \cdot mm^2]$ je mez kluzu

$q_z [-]$ je součinitel provozního předpětí

$k_\chi [-]$ je bezpečnost od krutu vneseného do spoje = 1,2

$$q_z = \frac{Q_z}{F_h} = \frac{12\,500}{5\,551} = 2,25 \quad (4.1.3.4)$$

$$S'_3 = \frac{\pi \cdot d_3'^2}{4} \quad (4.1.3.5)$$

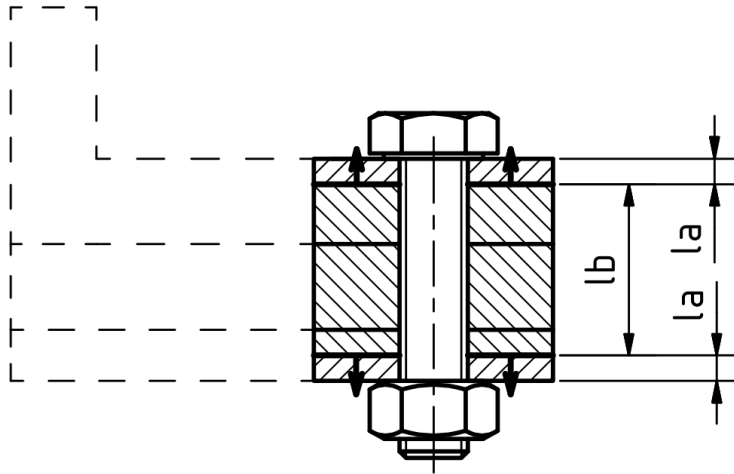
$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_h \cdot k_\chi \cdot (1 + q_z)}{\pi \cdot \nu \cdot \sigma_{Kt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5\,551 \cdot 1,2 \cdot (1 + 2,25)}{\pi \cdot 0,85 \cdot 880}} = 6,25 \text{ mm} \quad (4.1.3.6)$$

Vyhovuje šroub M8 pevnostní třídy 10.9. s průměrem $d_3 = 6,466 \text{ mm}$.

Při výpočtu celkové přitlačné síly vyvozené předepnutím 4 šroubů jsem také volil šroub M8 pevnostní třídy 10.9. s průměrem jádra závitu $d_3 = 6,466 \text{ mm}$.

4.1.4 Stanovení tuhostí přitěžovaných a odlehčovaných částí

Při výpočtu namáhání uvažuji rozdělení části příruby a rámu na přitěžované a odlehčované dle obr. 35. Volbu parametrů jsem provedl na základě znalostí konstrukce příruby a rámu.



Obr. 35: Detail přitěžovaných a odlehčovaných částí svěrného spoje

4.1.5 Konstanta tuhosti šroubu:

$$C_s = \frac{E \cdot S_1}{l_1} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 32,84}{26 + 0,1 \cdot (11,3 + 6,5)} = 248\,251 \quad (4.1.5.1)$$

4.1.6 Tuhost spojovaného materiálu

Pro výpočet tuhosti příruby jsem volil zjednodušující model, který přírubu nahrazuje trubkou o průměru dvojnásobku průměru šroubu.

$$S_T = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - D_2^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (16^2 - 8^2) = 150 \text{ mm}^2 \quad (4.1.6.1)$$

$$C_{Ta} = \frac{E \cdot S_T}{l_a} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 150}{3} = 1\,050\,000 \quad (4.1.6.2)$$

$$C_{Tb} = \frac{E \cdot S_T}{l_b} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 150}{20} = 1\,575\,000 \quad (4.1.6.3)$$

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_s} + 2 \cdot \frac{1}{C_{Ta}} = \frac{1}{248\,251} + 2 \cdot \frac{1}{1\,050\,000} = 5,934 \cdot 10^{-6} \quad (4.1.6.4)$$

$$C_1 = 168\,550 \text{ Nmm}^{-1} \quad (4.1.6.5)$$



$$C_2 = C_{Tb} = 1\,575\,000 \text{ Nmm}^{-1} \quad (4.1.6.6)$$

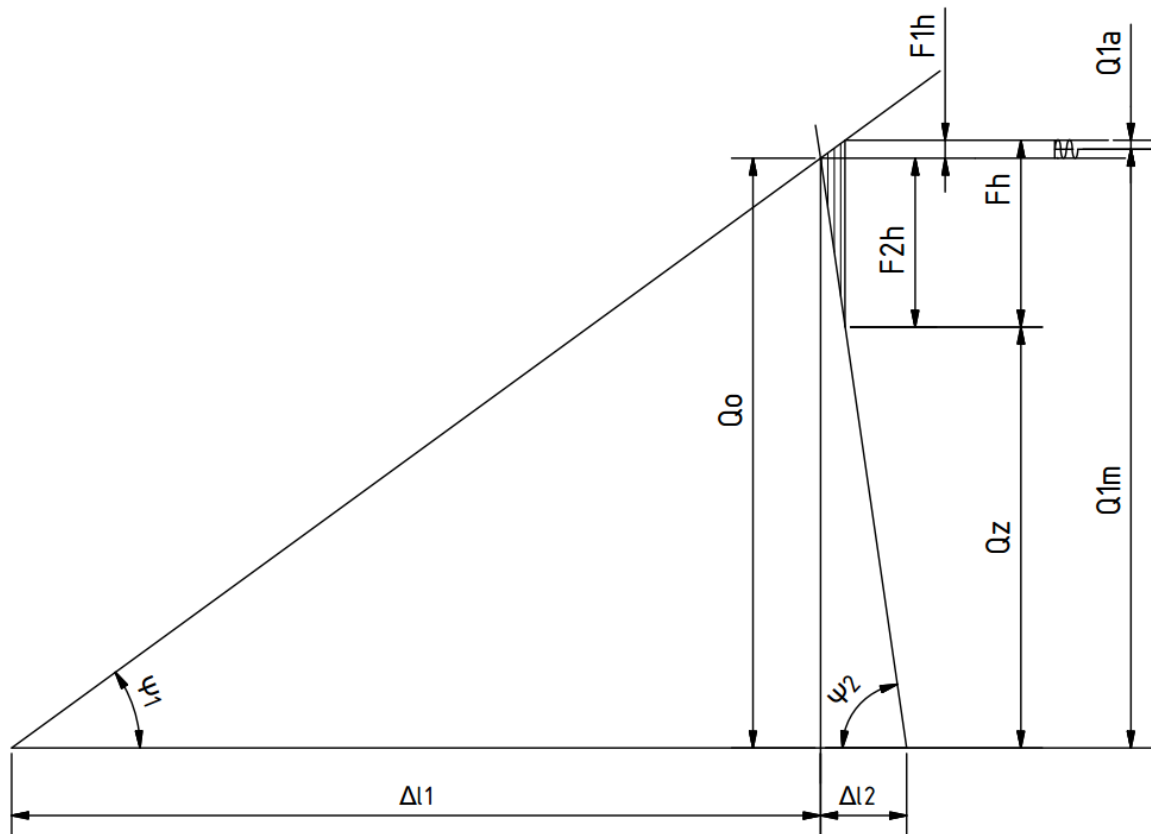
kde je:

l_a [mm]	délka přitěžovaných částí
l_b [mm]	délka přitěžovaných částí
l_1 [mm]	délka šroubu + 0,1 násobek výšky matice
E [Nmm ⁻²]	Youngův modul pružnosti
S_1 [mm ²]	plocha průřezu šroubu
S_T [mm ²]	plocha průřezu mezikružím náhradní trubky
D [mm]	průměr díry náhradní trubky
D_2 [mm]	vnější průměr náhradní trubky
C_{Ta} [Nmm ⁻¹]	tuhost přitěžovaných částí náhradní trubky
C_{Tb} [Nmm ⁻¹]	tuhost odlehčovaných částí náhradní trubky
C_s [Nmm ⁻¹]	tuhost šroubu
C_1 [Nmm ⁻¹]	tuhost přitěžovaných součástí
C_2 [Nmm ⁻¹]	tuhost odlehčovaných součástí

4.1.7 Výpočet montážního předpětí

$$Q_0 = Q_z + \frac{c_2}{c_1 + c_2} \cdot F_h = 12\,500 + \frac{1\,575\,000}{168\,550 + 1\,575\,000} \cdot 5\,551 = 17\,514 \text{ N} \quad (4.1.7.1)$$

4.1.8 Diagram předepjatého spoje



Obr. 36: Diagram prodloužení - síla

4.1.9 Výpočet amplitudového a mezního napětí v jádře šroubu

Měřítka použité při konstrukci diagramů předepjatého šroubového spoje (prodloužení - síla) je 200N odpovídá 1dítku.

$$Q_a = 1,337.200 = 267 \text{ N} \quad (4.1.9.1)$$

$$Q_m = 88,907.200 = 17\,781 \text{ N} \quad (4.1.9.2)$$

$$Q_0 = 17\,514 \text{ N} \quad (4.1.9.3)$$



$$\sigma_a = \frac{Q_{1a}}{S_3} = \frac{267}{32,84} = 8,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.9.4)$$

$$\sigma_m = \frac{Q_{1m}}{S_3} = \frac{17\,781}{32,84} = 541 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.9.5)$$

$$\sigma_0 = \frac{Q_0}{S_3} = \frac{17\,514}{32,84} = 533 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.9.6)$$

$$\sigma_{1max} = \sigma_m + \sigma_a = 541 + 8,1 = 549,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.9.7)$$

$Q_0 [N]$	montážní předpětí
$Q_m [N]$	střední zatížení
$Q_a [N]$	amplitudové zatížení
$\sigma_m [Nmm^{-2}]$	střední napjatost
$\sigma_a [Nmm^{-2}]$	amplitudová napjatost
$\sigma_{max} [Nmm^{-2}]$	maximální napjatost

4.1.10 Napětí v krutu při dosažení předpětí

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (4.1.10.1)$$

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 0,0554 \quad (4.1.10.2)$$

Odborná literatura uvádí interval třecího úhlu φ , pro tento výpočet volím střední hodnotu z tohoto intervalu.



$$\tan \varphi' = f' = 0,15 \quad (4.1.10.1)$$

$$\tau = \frac{17\,514 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \tan(3,17 + 8,53)}{\frac{\pi \cdot 6,446^3}{16}} = 248 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.10.2)$$

$$\sigma_{red\,max} = \sqrt{\sigma_{1\,max}^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{549,1^2 + 3 \cdot 248^2} = 740 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.10.3)$$

M_k [N . mm]	kroučící moment
τ [Nmm ⁻²]	smykové napětí
γ [°]	úhel stoupání závitu
φ [°]	třecí úhel
P [mm]	rozteč závitu
$\sigma_{red\,max}$ [Nmm ⁻²]	maximální redukované napětí

4.1.11 Dynamická bezpečnost

Parametry materiálu jakosti 10.9 odpovídají tyto hodnoty:

$$\sigma_{c(0)} = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.11.1)$$

$$\sigma_{kt} = 880 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.11.2)$$

$$\sigma_{pt} = 980 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.11.3)$$

$$(4.1.11.4)$$

$$\sigma_{c(0)}^* = \sigma_{c(0)} \cdot \frac{\eta_p \cdot \varepsilon_v}{\beta}$$



kde je

$$\sigma_{pt} [Nmm^{-2}]$$

mez pevnosti

$$\sigma_{kt} [Nmm^{-2}]$$

mez kluzu

$$\sigma_{c(0)} [Nmm^{-2}]$$

mez únavy pro zkušební těleso

$$\sigma_{c0}^* [Nmm^{-2}]$$

je snížená mez únavy pro konkrétní součást

$$\eta_p [-]$$

součinitel jakosti povrchu

$$\varepsilon_v [-]$$

součinitel vlivu velikosti

$$\beta [-]$$

součinitel vrubu

$$\frac{\eta_p \cdot \varepsilon_v}{\beta} = \frac{1}{\Phi}$$

(4.1.11.5)

$$\Phi [-]$$

je výsledný součinitel snížení meze únavy

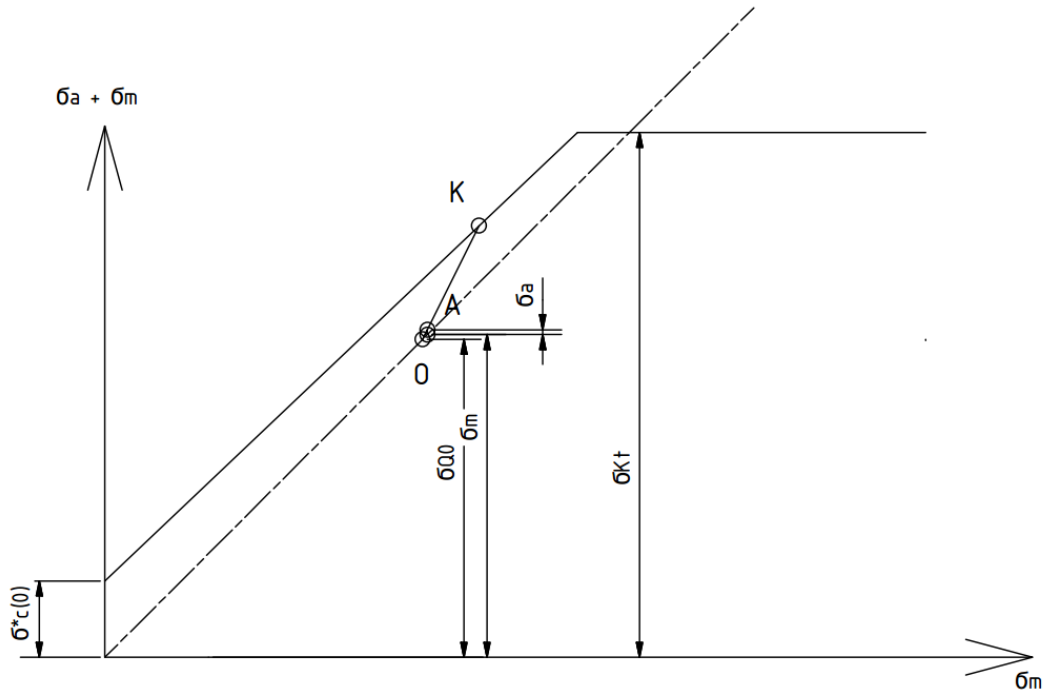
$$\Phi = (4 - 5)$$

(4.1.11.6)

$$\sigma_{c(0)}^* = \sigma_{c(0)} \cdot \frac{1}{5} = 640 \cdot \frac{1}{5} = 128 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

(4.1.11.7)

4.1.12 Sestavení smyčkového diagramu



Obr. 37: Smyčkový diagram

4.1.13 Výpočet bezpečností

$$k_{\sigma} = \frac{\overline{OK}}{\overline{OA}} = \frac{21,278}{1,798} = 11,8 \quad (4.1.12.1)$$

$$\tau_k = \frac{\sigma_{kt}}{\sqrt{3}} = \frac{880}{\sqrt{3}} = 508 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.12.2)$$

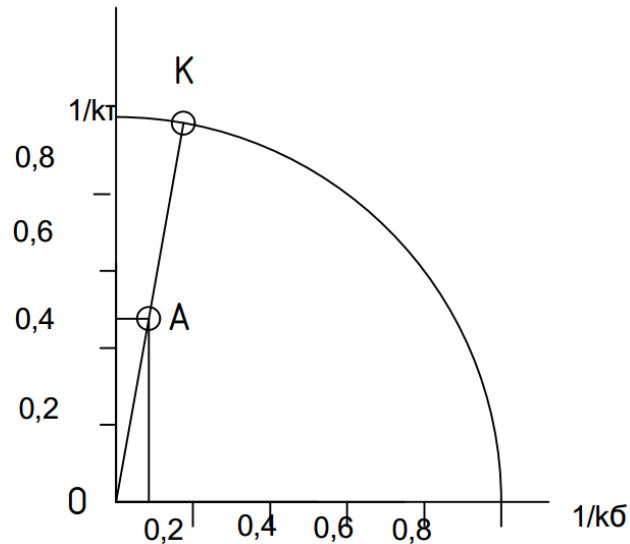
$$\tau = 248 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.1.12.3)$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{508}{248} = 2,1 \quad (4.1.12.4)$$

k_{τ} [–] bezpečnost pro namáhání od krutu

k_{σ} [–] součinitel dynamické bezpečnosti

4.1.14 Celková dynamická bezpečnost



Obr. 38: Jednotkový diagram výsledné bezpečnosti

$$k_{\sigma} = \frac{\overline{OK}}{\overline{OA}} = \frac{21,278}{1,798} = 11,8 \quad (4.1.14.1)$$

$$k = \frac{\overline{OK}}{\overline{OA}} = \frac{50}{24,18} = 2,1 \quad (4.1.14.2)$$

4.1.15 Celková statická bezpečnost

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red_{max}}} = \frac{880}{740} = 1,2 \quad (4.1.14.3)$$

Čtveřice šroubů M8, která bude zajišťovat uchycení příruby k rámu standu pomocí předpětí vyhovuje všem kontrolám. Tyto šrouby vydrží namáhání od zátěžné síly i od předpětí s celkovou statickou bezpečností $k = 1,2$ a celkovou



dynamickou bezpečností $k = 2,1$. Bezpečnost k proti posunutí desek o sebe jsem zvolil 2.

4.1.16 Výpočet utahovacího momentu na klíči

$$M_{kl} = M_k + M_{TM} \quad (4.1.16.1)$$

$$M_k = Q_0 \frac{d_2}{2} \tan(\gamma + \varphi') = 17\,514 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \tan(3,17 + 8,53) = 13\,035 \text{ Nmm} \quad (4.1.16.2)$$

$$\rho_M = \frac{a + d + 1}{4} = \frac{12,8 + 9}{4} = 5,45 \quad (4.1.16.3)$$

$$M_{TM} = Q_0 \cdot \rho_M \cdot f_M = 17\,514 \cdot 5,45 \cdot 0,2 = 19\,090 \text{ Nmm} \quad (4.1.16.4)$$

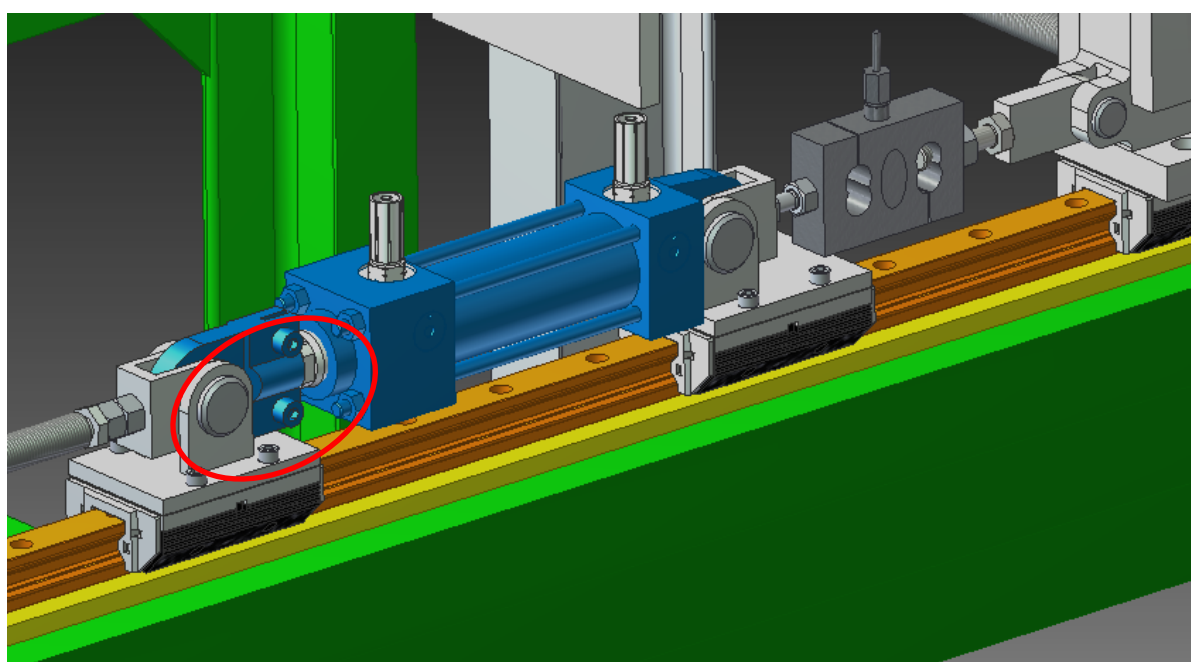
$$M_{kl} = 13\,035 + 19\,090 = 32\,125 \text{ Nmm} \quad (4.1.16.5)$$

$M_{kl} \text{ [Nmm]}$	utahovací moment na klíči
$M_k \text{ [Nmm]}$	moment odporu v závitech při utahování
$M_{TM} \text{ [Nmm]}$	moment třecího odporu v dosedací ploše
$a \text{ [mm]}$	střední příčka šestihranu matice
$\rho_M \text{ [mm]}$	třecí poloměr

Minimální utahovací moment na klíči při montáži musí být v 32,2 Nm.

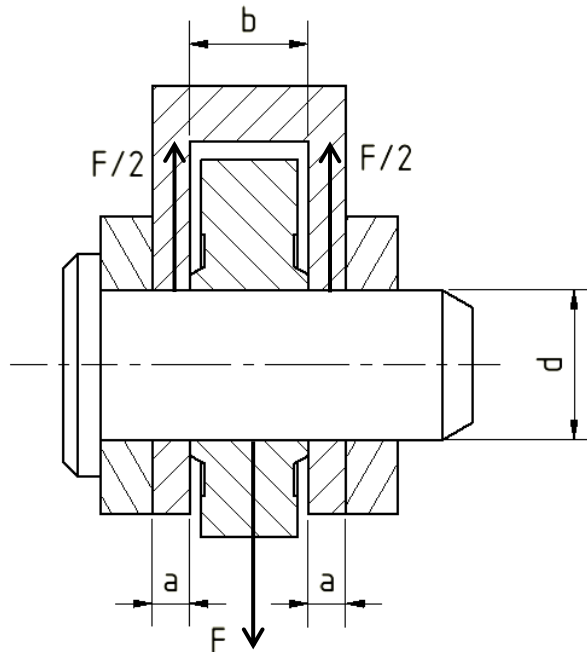
4.2 Analytický výpočet čepu

Dopínání vratného bubnu bude realizováno soustavou dvou lineárních hydromotorů a soustavou trapézových tyčí šnekovou převodovkou a servomotorem. Tyto díly budou spojeny vyráběnými součástmi, které budou přenášet síly vznikající při dopínání a vychylování bubnu. Pro kontrolu MKP jsem vybral čep spojující závitovou tyč a pístnici hydromotoru.



Obr. 39: Detail čepu

Pro ověření a pro porovnání s výsledky z MKP analýzy ověřím čepový spoj analytickým výpočtem. Kontroly čepu se nejčastěji provádí na otláčení, na ohyb a na smyk. Síla přenášená čepem je 5kN. A geometrické parametry jsou: průměr čepu $d_{\check{c}}$ = 20mm, šířka oka pístnice b 16mm a šířka táhla a = 5mm.



Obr. 40: Řez čepovým spojem

Kontrola čepu při zatížení na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (4.2.1)$$

$$M_o \doteq \frac{F}{2} \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{4} \right) \quad (4.2.2)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (4.2.3)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{4} \right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{5000}{2} \left(\frac{0,005}{2} + \frac{0,016}{4} \right) \frac{32}{\pi \cdot 0,02^3} = 20,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.2.4)$$

σ_o [N · mm⁻²]

ohybové napětí

M_o [N · mm]

ohybový moment

W_o [mm³]

průřezový modul v ohybu



$F [N]$	síla
$a [m]$	šířka součásti a
$b[m]$	šířka součásti b
$d_{\xi} [m]$	průměr čepu

Kontrola čepu na otláčení:

$$P_D = (10 - 60MPa) \quad (4.2.5)$$

$$P_a = \frac{F}{2 \cdot d \cdot a} = \frac{5000}{2 \cdot 0,02 \cdot 0,005} = 25MPa \quad (4.2.6)$$

$$P_b = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{5000}{0,02 \cdot 0,016} = 15,6MPa \quad (4.2.7)$$

$$P_a; P_b < P_D \quad (4.2.8)$$

$P_D [Mpa]$	dovolený kontaktní tlak
$P_a [Mpa]$	kontaktní tlak na součásti a
$P_b [Mpa]$	kontaktní tlak na součásti b

Kontrola čepu při zatížení ve stříhu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{redmax}} = \frac{880}{740} = 1,2 \quad (4.2.9)$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{5000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}} = 8Mpa \quad (4.2.10)$$

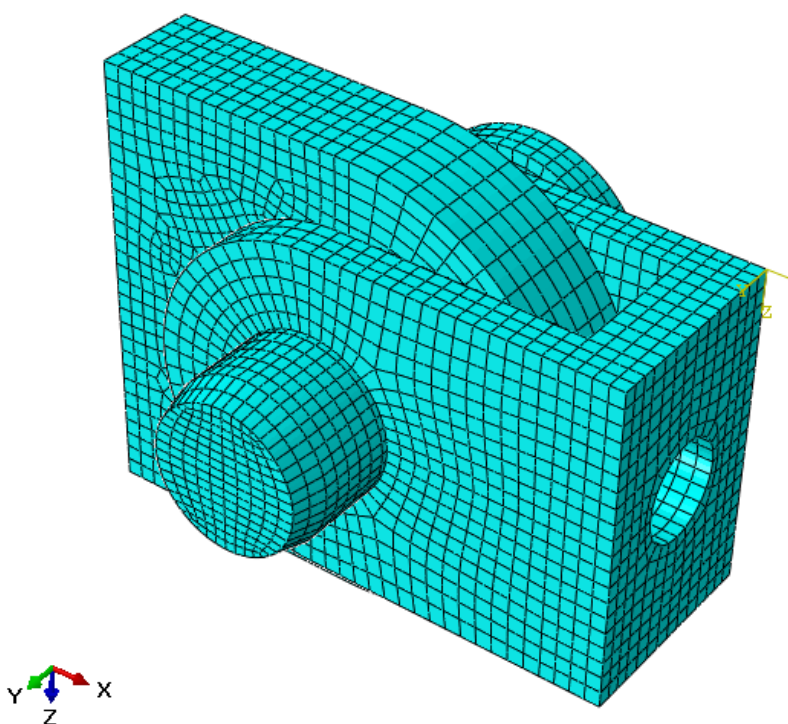
$$\tau < \tau_d \quad (4.2.11)$$

$\tau [N \cdot mm^{-2}]$	smykové napětí
$\tau_d [N \cdot mm^{-2}]$	dovolené smykové napětí

Napětí ve stříhu je velice malé, kvůli většímu průměru čepu. Napětí způsobené ohybem 20,7 MPa a napětí způsobené otláčením je 25 Mpa.

4.3 MKP analýza čepu

Motivací k MKP analýze bylo porovnání jednoduchých analytických kontrol čepů a MKP analýzy. Kontrolu pomocí metody konečných prvků jsem prováděl pomocí software Abaqus. Geometrii modelu jsem zjednodušil a importoval do softwaru jako neutrální 3D model. V modulu assembly bylo nutné správně umístit dílčí modely sestavy tak jak jsou použity na standu. Vazbovou podmínku mezi táhlem, čepem a pístiticí jsem definoval tečnými a normálovými vlastnostmi. Normálové vlastnosti částí, které na sebe dosedají a působí, zajišťuje funkce „hard contact“. Tečné vlastnosti kontaktu jsem volil pouze jako tření s koeficientem tření $f=0,2$. Dále bylo nutné provést síťování sestavy. Při síťování jsem použil tvar elementů „hex“ neboli šestistěnné elementy.

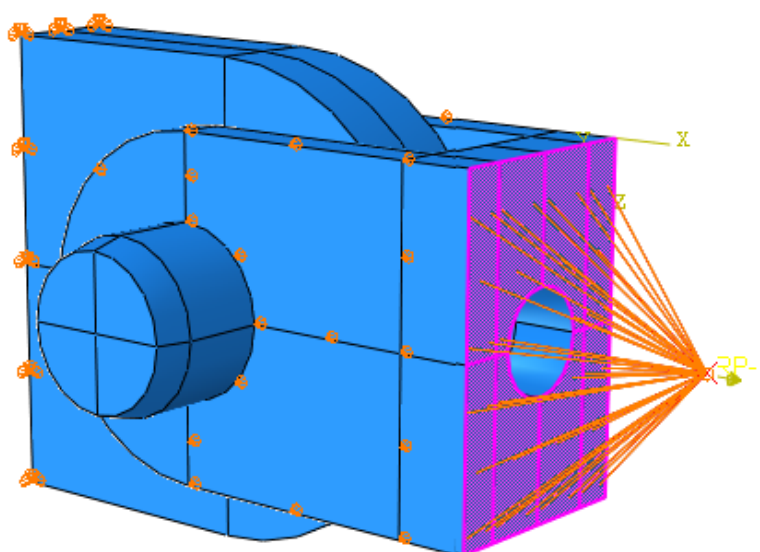


Obr. 41 Síťování pomocí "hex" elementů

Tyto elementy jsou pro výpočet nejvýhodnější (obr. 41). Pro táhlo tvořené dvěma tenčími oky bylo nutné zajistit minimálně tři elementy po šířce oka. Zde by bylo možné provést zjemnění sítě, ale díky omezené výpočtové kapacitě jsem raději

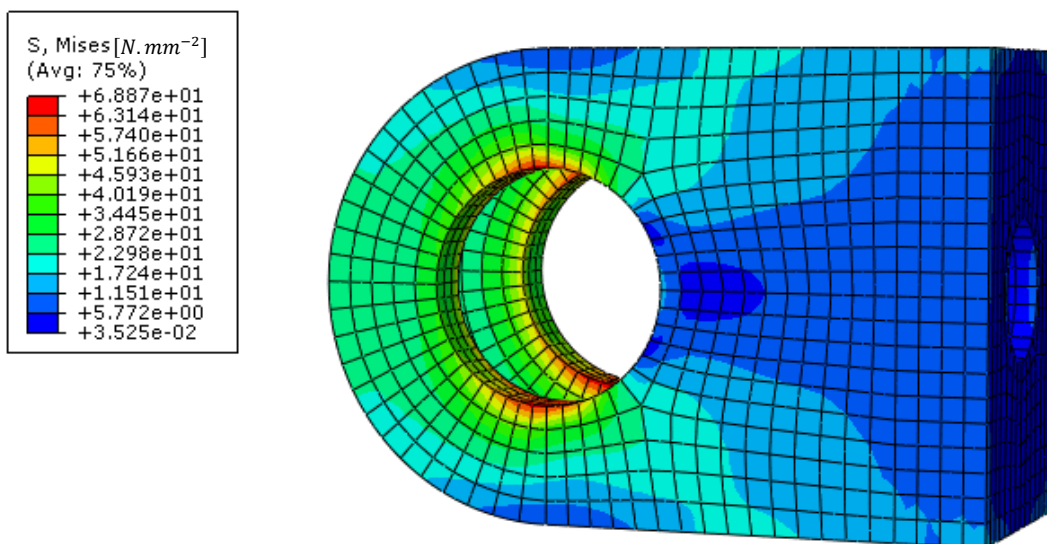
Stabilizace dopravníkového pásu v příčném směru v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků

volil zjemnění sítě po obvodu otvoru. Po obvodu otvoru pro čep dosahuje velikost elementů 1,5mm. Velikost ostatních elementů se pohybuje okolo hodnoty 1,9mm. Přesnějších výsledků bychom dosáhli pomocí zjemnění sítě, ale zvýšili bychom náročnost výpočtu. Nastavení elementů při výpočtu je kvadratické oproti lineárnímu nastavení dosahuje kvadratické k přesnějším výpočtům. Z důvodu možnosti zavedení boční síly jsem nemohl využít symetrie modelu, což by snížilo počet použitých elementů a také výpočetní náročnost. Pro správné fungování modelu bylo nutné zavést okrajové podmínky. Zátěžnou sílu jsem zavedl do referenčního bodu. Tento bod jsem poté funkcí coupling spojil s čelem táhla. Díky této vazbě se jednotková síla rovnoměrně distribuuje po celé ploše čela táhla. Toto zjednodušení jsem navrhl z důvodu, že čelo táhla není předmětem MKP kontroly. Tuto jednotkovou sílu bylo nutné „zabrzdit“ proto jsem uložení oka pístnice volil jako vetknutí. Další okrajová podmínka byla nutná z důvodu vynechání částí, přes které se nebude síla přenášet, a proto jsem je v rámci zjednodušení nezahrnul do analýzy. Tato okrajová podmínka se týkala bočních stěn táhla, kde jsem zakázal posunutí elementů v ose čepu. Tomuto posuvu by zabránila součást, která dosedá na boční stěny táhla.

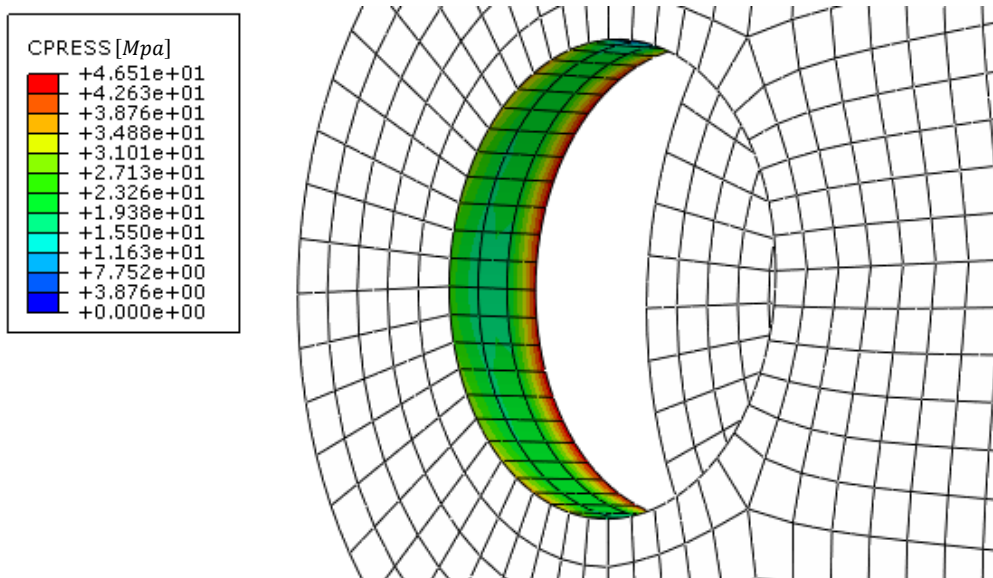


Obr. 42: okrajové podmínky a distribuce síly

Při vyhodnocování výsledků jsem vycházel z předpokladu, že bude důležité jednak napětí v jednotlivých součástích, ale také kontaktní tlaky vzniklé dosednutím součástí na sebe.

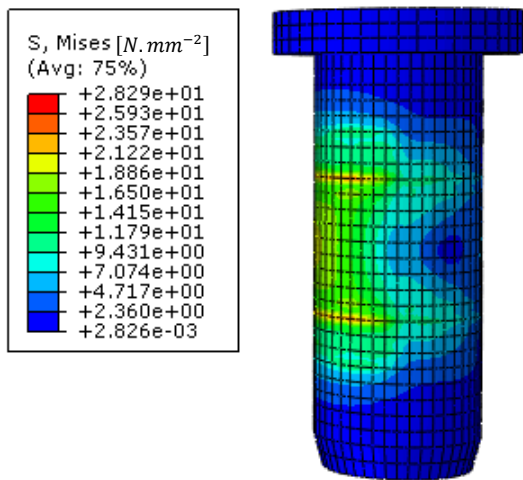


Obr. 43: MKP analýza táhla – napětí

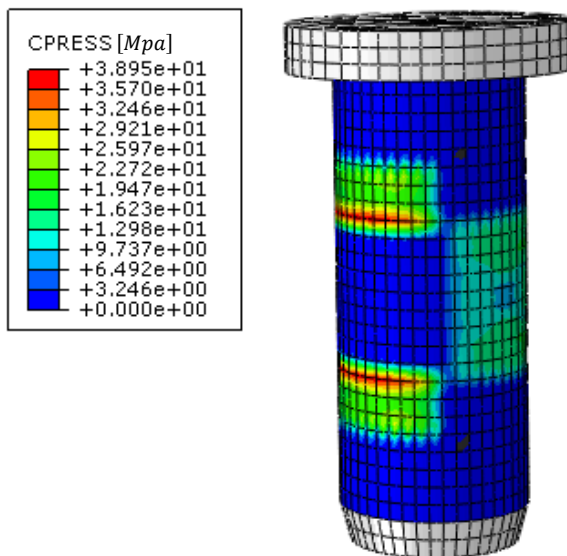


Obr. 44: Detail kontaktních tlaků v táhle

Při pohledu na velikost a působiště kontaktních tlaků na čepu (obr. 46) je patrné, kde působilo na čep oko pístnice a kde působilo táhla se dvěma oky. Špičky napětí vykreslené na vnitřním okraji plochy zatížené táhlem jsou způsobeny drobným ohnutím čepu a zatížení hranou táhla, to má za následek zvýšení kontaktních tlaků. Tyto špičky se promítají i do celkového napětí (obr. 45).

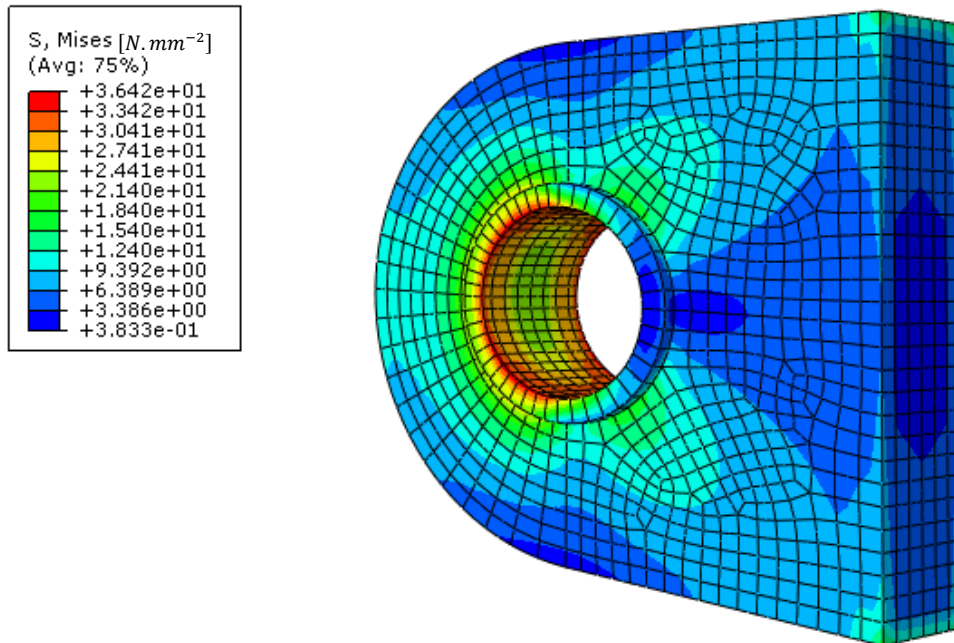


Obr. 45: MKP analýza čepu – napětí

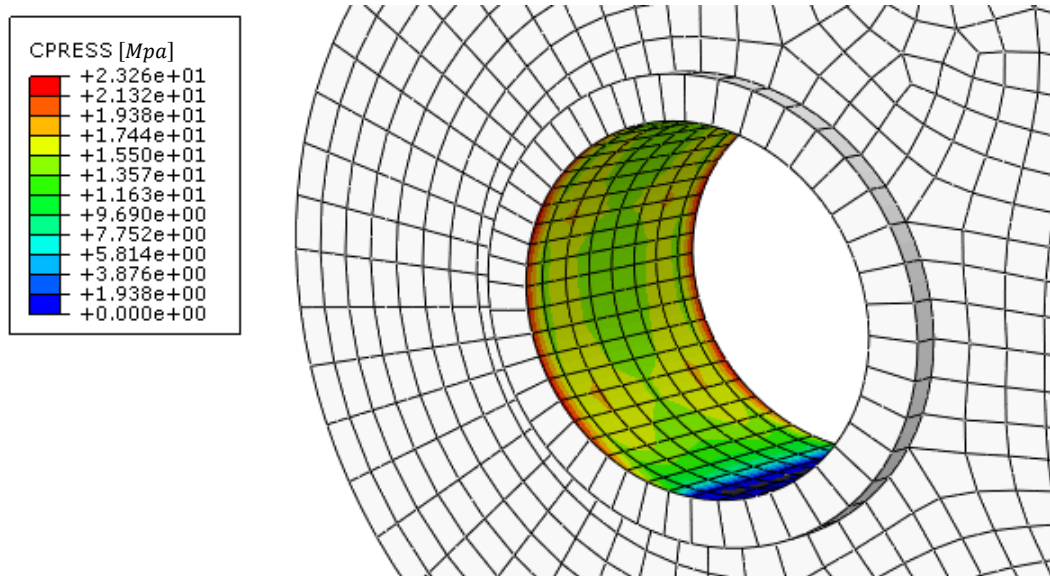


Obr. 46: MKP analýza čepu – kontaktní tlaky

U oka pístnice je patrný podobný jev jako u ok táhla. Hrana oka také vykresluje špičkové napětí způsobené drobným prohnutím čepu. Hodnoty napětí jsou nižší než u dvou ok táhla díky větší šířce pístnice a tím i větší zatížené ploše.



Obr. 47: MKP analýza oka pístnice – napětí



Obr. 48: Pístnice - detail kontaktních tlaků



4.4 Porovnání výsledků

Při analytických výpočtech jsem vycházel ze základních kontrol čepů. A to kontrola na ohyb, střih a na otláčení. Při porovnávání výsledků (tab. 1 a tab. 2) je patrné, že hodnoty zatížení vypočtené MKP jsou vyšší. Tento fakt je způsoben natočením čepu a zvětšením špičkových hodnot kontaktních tlaků. U pístnice tento rozdíl není tak velký, jako u táhla. Zde dosahovalo natočení čepu vyšších hodnot a špičkové hodnoty kontaktních tlaků jsou 46,5 Mpa. Naopak při analytických kontrolách čepu na ohyb a střih se výsledky velice blíží hodnotám vypočtených pomocí MKP.

tab. 1.: Porovnání MKP a analytického výpočtu - tlak

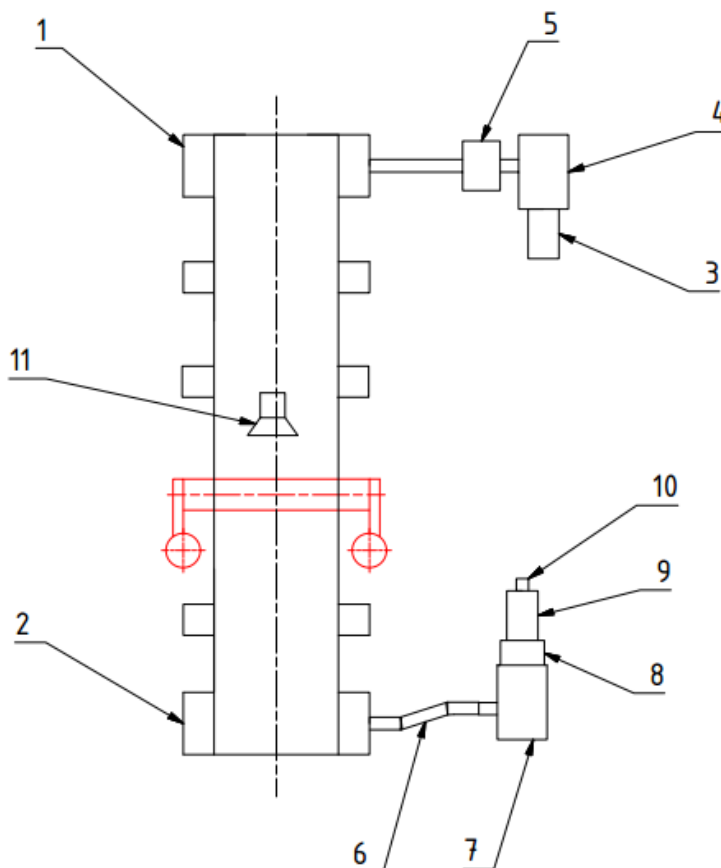
Zatížení [Mpa]	čep	oko pístnice	oko táhla
MKP kontaktní tlaky	39	23,3	46,5
kontrola na otláčení	-	15,6	25

tab. 2.: Porovnání MKP a analytického výpočtu - napětí

Zatížení [$N \cdot mm^{-2}$]	čep	oko pístnice	oko táhla
MKP napětí	28,3	36,4	68,9
kontrola na ohyb	20,7	-	-
kontrola na střih	8	-	-

5 Koncepční uspořádání měřícího stanoviště pro simulaci vybočování pásu.

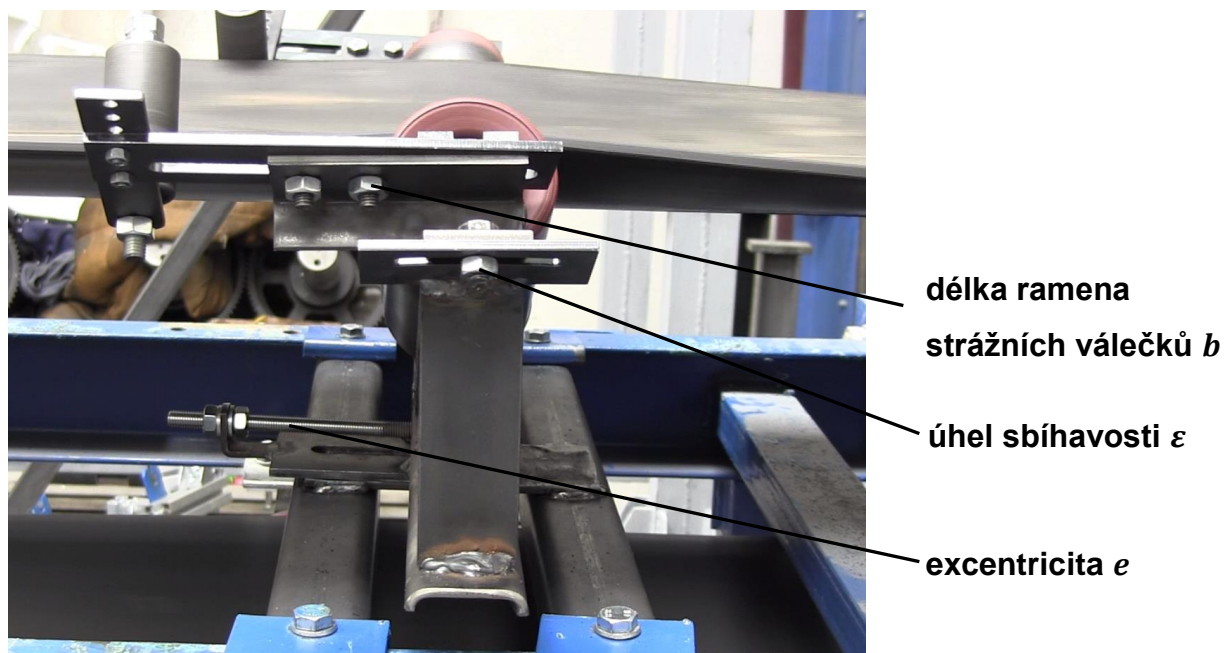
Při návrhu uspořádání měřícího stanoviště musíme brát v úvahu, že budeme vratný buben dopravníku (2) vychylovat a proto jej musíme spojit kardanovým hřídelem (6) ten bude přenášet brzdný výkon do převodovky (7) za kterou následuje snímač krouticího momentu (8), motor (9) a snímač otáček (10). Hnací buben je poháněn asynchronním motorem (3), v kuželočelní převodovce (4) změníme otáčky a krouticí moment, který pak měříme snímačem krouticího momentu (4). Pro vyhodnocení vychýlení a ustalování dopravníkového pásu bude použita videokamera (11).



Obr. 49: upořádání měřícího stanoviště

6 Návrh metodiky měření provozních stavů při vybočování pásu

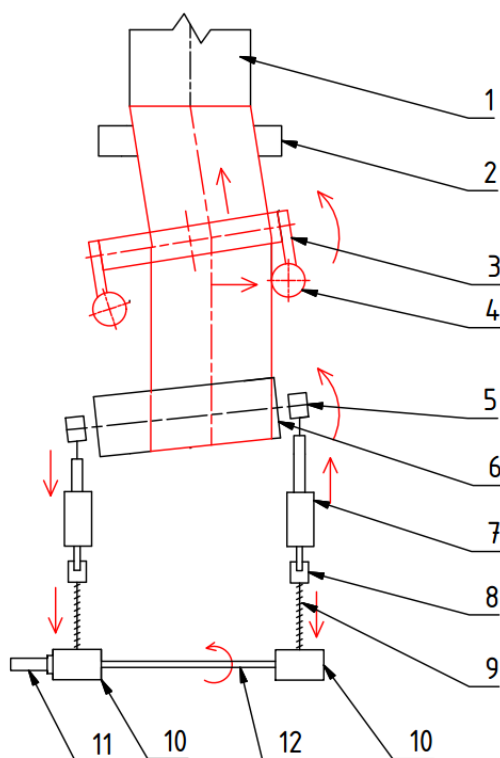
Při měření provozních stavů budeme vycházet z předpokladu, že se nám jedná o měření ztrát, které vzniknou mezi hnacím bubnem a bubnem vratným. Dále budeme měřit rychlost a způsob ustálení pásu v požadované poloze. Toto jsou naše dvě cílené veličiny, jejichž průběh nás bude zajímat. Díky možnosti měřit vstupní výkon vstupující na hnací buben a brzdny výkon na vratném bubnu bude možné zjistit pasivní odpory celého dopravníku. Vstupní výkon bude možné měřit díky snímači krouticího momentu a snímači otáček. Na brzděném vratném bubnu bude měření výkonu probíhat analogicky. Při různých nastaveních samostavitelné stolice (obr. 50) dostaneme jiné hodnoty pasivních odporů a budeme se snažit najít ideální nastavení samostavitelné stolice, které nám umožní co nejrychlejší ustálení pásu za vzniku co nejmenších pasivních odporů. Ustalování dopravníkového pásu budeme měřit opticky pomocí videokamery. Ze záznamu bude možné odečítat čas ustálení a provádět vyhodnocení.



Obr. 50: Nastavitelné parametry

7 Experimentální simulace vybočování pásu a její stabilizace pomocí navržené konstrukce.

Vybočování pásu bude zajišťovat vratný buben, který je díky své konstrukci natáčecí. Natáčení bude realizováno hydraulicky. Na schématu (obr. 51) je patrné princip fungování. Dvojice závitových tyčí předepne dopravníkový pás, aby nedocházelo k prokluzu. Díky snímačům síly, můžeme nastavit přesnou hodnotu zatížení pásu. Během měření provozních veličin jsme pás zatěžovali silou 3000N. Hydraulický systém nebude vyvozovat další síly, ale bude zajišťovat posunutí ložiskových domků. Ložiskové domky budou posunovány opačným směrem, což vyvolá natočení bubnu, ale nezmění se celková síla působící na pás. Hydromotor je řízen polohově pomocí lineárního snímače.



Obr. 51: Princip fungování standu



- 1 dopravníkový pás
- 2 pevná tříválečková stolice
- 3 samostavná tříválečková stolice
- 4 strážní váleček
- 5 ložiskový domek s naklápěcím soudečkovým ložiskem
- 6 vratný buben
- 7 lineární hydromotor
- 8 snímač síly
- 9 závitová tyč
- 10 šneková převodovka
- 11 servomotor
- 12 spojovací hřídel

Za vratným bubnem bude následovat samostavná stolice, která bude vychýlení pásu ustalovat. Strážní váleček bude reagovat na vychýlení dopravníkového pásu vyvozením momentu, který natočí konstrukci. Díky tomuto natočení dojde k opětovnému ustálení pásu do žádané polohy. Princip je naznačen na obr. 51. Jelikož je konstrukce samostavné stolice navržena tak, aby byly parametry e, ε, b nastavitelné, bude možné při mapování provozních veličin přizpůsobit tyto parametry, tak aby bylo ustálení co nejrychlejší.

8 Mapování provozních veličin navrženého konstrukčního řešení samostavné stolice

Měření provozních veličin probíhalo na standu opatřeném kamerou a měřicí soustavou. Bylo možné na jednotlivých měřeních odečítat vychýlení pásu. Vychýlení pásu jsem odečítal pomocí výsuvného měřidla, tak že jsem měřil vzdálenost od okraje standu k boční hraně dopravníkového pásu (obr. 53 a 54). Jelikož jsme při měření používali dopravníkový pás, který nebyl po celém obvodu stejně široký, hodnota změny vychýlení Δv kmitala o hodnotu $\pm 6\text{mm}$ (obr. 52). Tomuto faktu také přispívalo značné opotřebení pásu minulým provozem.

x [mm]

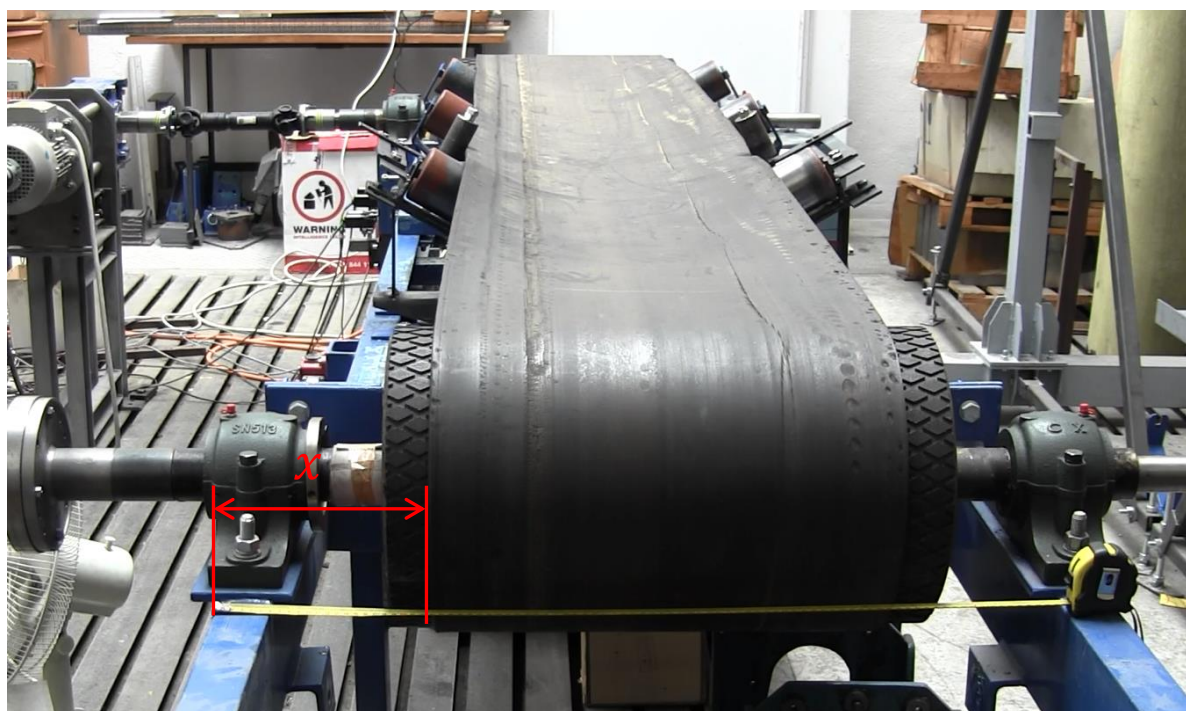
vzdálenost okraje pásu od rámu

Δv [mm]

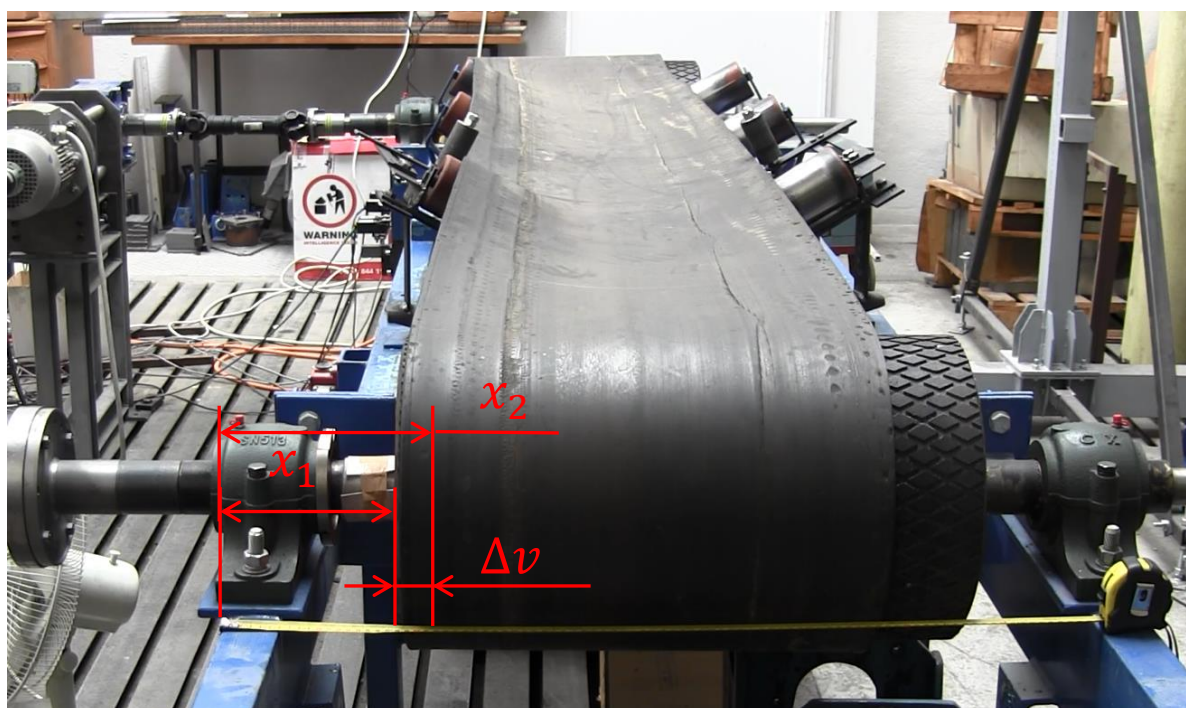
výchylka dopravníkového pásu



Obr. 52: Grafické znázornění rozkmítu výchylky boku pásu



Obr. 53: ustálený dopravníkový pás



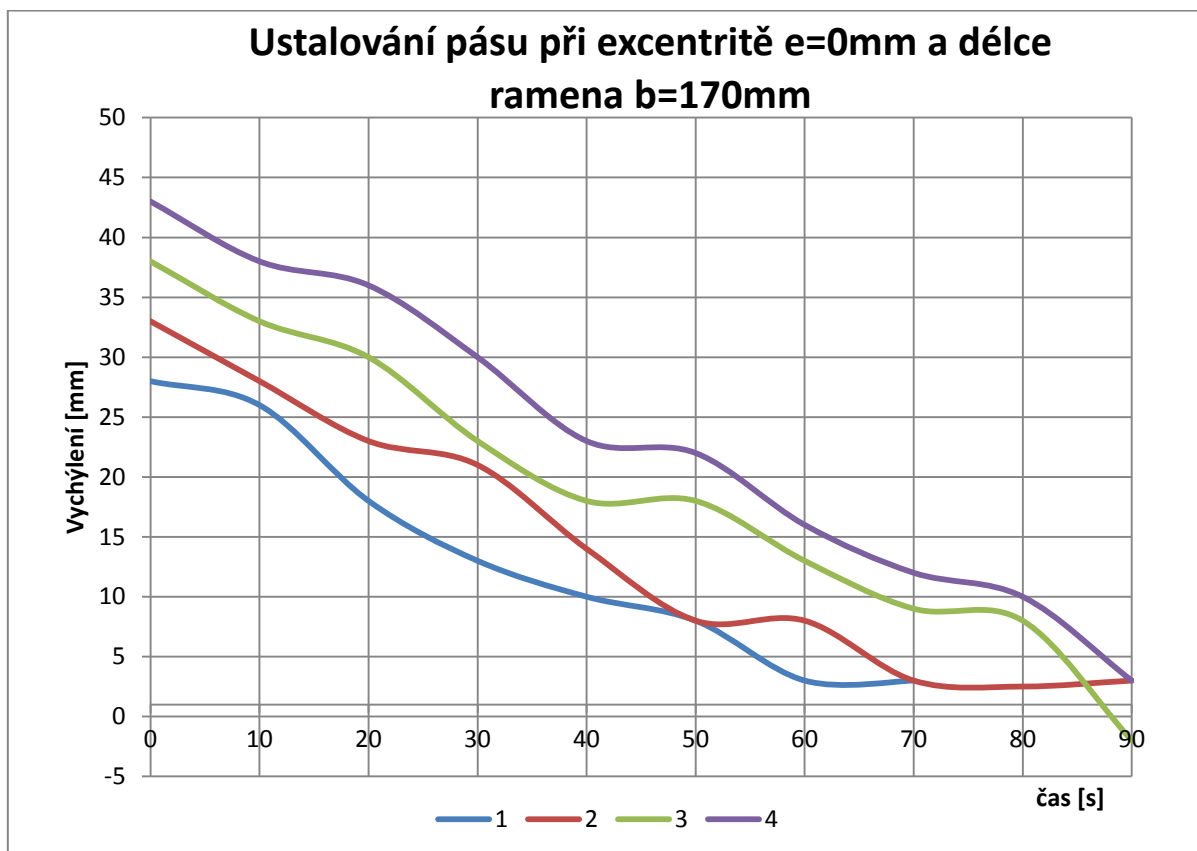
Obr. 54: vychýlený dopravníkový pás

Pro první mapování vychýlení jsme zvolili stand osazený pevnými tríválečkovými stolicemi pro porovnání výsledků s a bez samostavné stolice. Po rozběhu pásu se pás choval nestabilně, měl snahu se vychylovat, až do krajní polohy, kde by docházelo ke tření pásu o rám konstrukce a docházelo by k ničení nosné konstrukce standu a k opotřebenosti a následnému zničení dopravníkového pásu. Pozorováním jsme zjistili, že se dopravník sám nestabilizuje. Za takovýchto podmínek by nebylo možné dopravník provozovat.

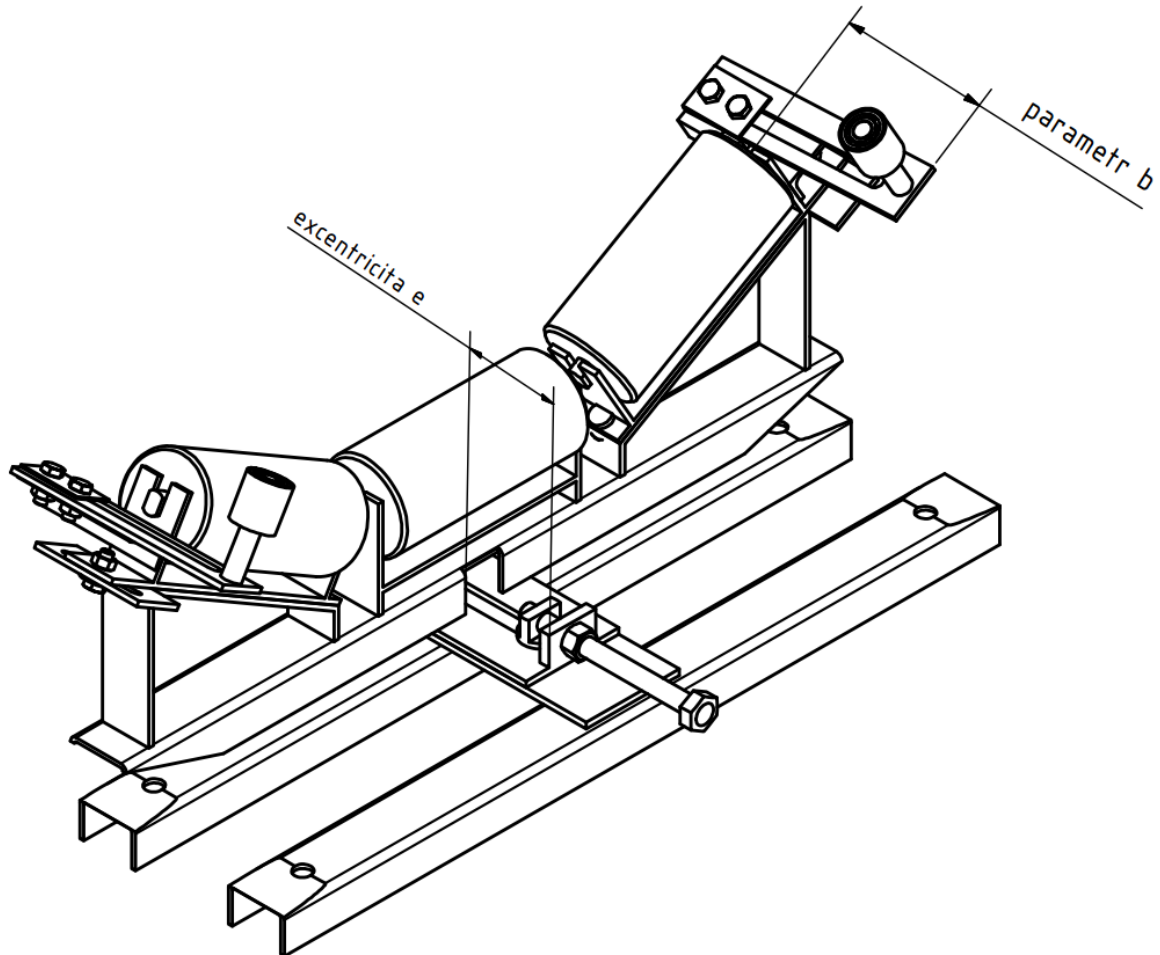


Obr. 55: Nestabilní chování pásu

Po namontování samostavné tríválečkové konstrukce jsme provedli 4 měření se stejným nastavením parametrů e a b . U všech měření došlo ke stabilizaci pásu přibližně do 70 sekund. Tímto měřením jsme se ujistili, že pro stejné nastavení stolice odpovídá přibližně stejnému chování pásu a přibližně stejné rychlosti ustalování. Po instalaci samostavné stolice na stand jsme funkci konstrukce zkoušeli při malých otáčkách motoru. Samotné měření pak již probíhalo při nastavených 1000 otáčkách za minutu na motoru, těmto otáčkám odpovídá 50 otáček za minutu na hnacím bubnu. Při těchto otáčkách hnacího bubnu se pohybuje dopravníkový pás rychlostí $0,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Směrnice klesání výchylky je u všech měření provedených při stejném nastavení geometrie samostavné stolice obdobná. U těchto měření se liší počáteční hodnota výchylky pásu, která při ustalování pásu klesala.

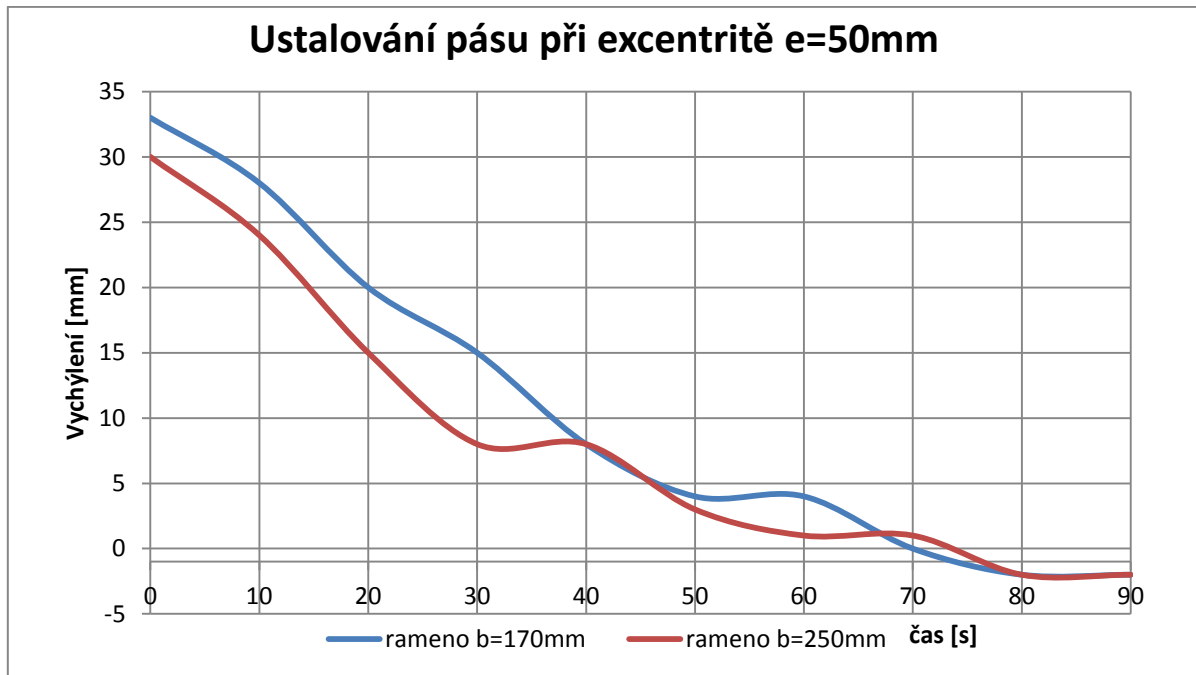


Obr. 56: grafická závislost 4 měření se stejným nastavením

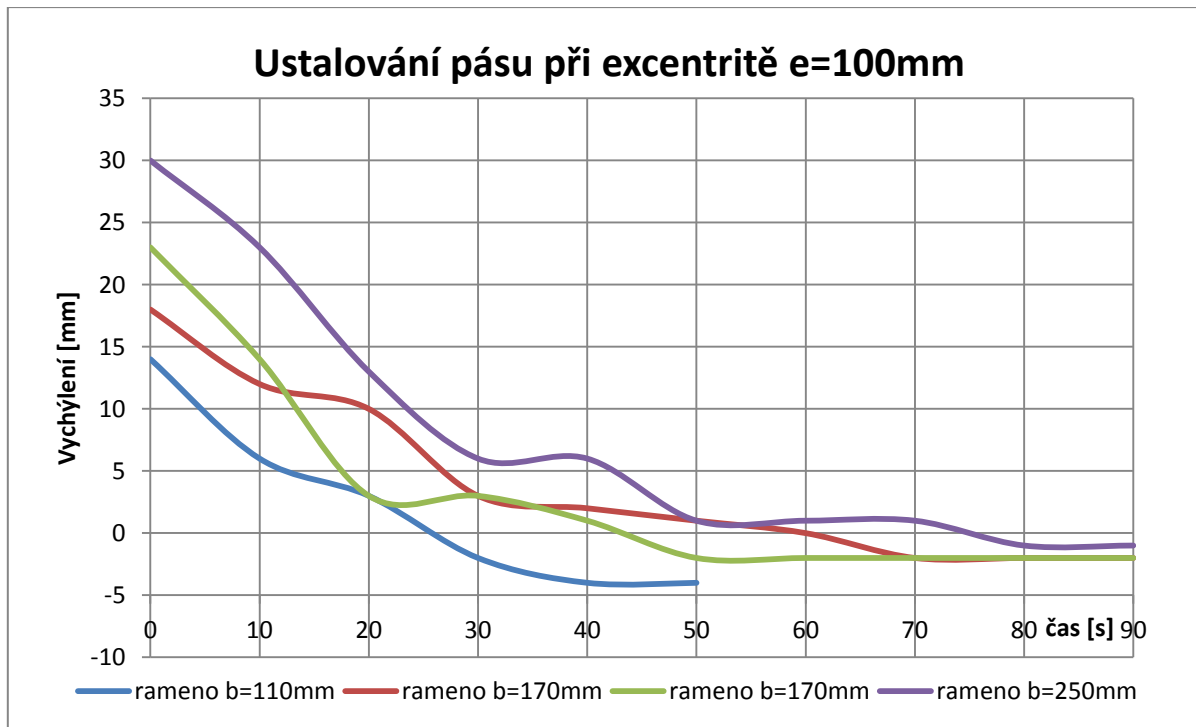


Obr. 57: Schéma konstrukce s nastavovanými parametry

Po proměření chování stolice se stejným nastavením excentricity e a stejného nastavení délky ramena strážního válečku b jsme tyto nastavení změnili a zapsali rychlost ustalování pásu. Grafické závislosti jednotlivých měření jsou uvedena na obr. 58 – 59.



Obr. 58: Graf ustálení při $e=50\text{mm}$



Obr. 59: Graf ustálení při $e=100\text{mm}$



Z grafických závislostí vyplývá, že při nastavení parametru excentricity $e = 50 \text{ mm}$ je výhodnější z hlediska rychlosti ustálení pásu nastavit rameno strážních válečků b na větší hodnotu, v našem případě byla tato vzdálenost $b = 250 \text{ mm}$. Naopak při nastavení parametru $e = 100 \text{ mm}$ je pro ustálení výhodnější tuto vzdálenost nastavit nižší a to na $b = 110 \text{ mm}$. Z časových důvodů jsem měření provedl jen pro několik nastavení. Detailní měření všech parametrů a možností nastavení nebylo obsahem této práce. Celé měření jsme prováděli se samostavnou tříválečkovou stolicí nainstalovanou před hnacím bubnem. Změna umístění tříválečkové stolice by také mohla mít vliv na ustalování dopravníkového pásu. Samotná konstrukce je navržena tak, aby bylo možné nastavovat parametry e , b ale také parametr ε , což je úhel sklonu bočních válečků. Jak je známo nastavení sbíhavosti těchto válečků okolo hodnoty $\varepsilon = 1,5^\circ$ u standardních stolic napomáhá stabilizaci dopravníkového pásu. Je velice pravděpodobné, že bychom dosáhly rychlejší stabilizace u samostavné stolice nastavením sbíhavosti bočních válečků také, ale to by mělo za následek, zvýšení pasivních odporů. Kompletní zmapování vlivu všech parametrů na chování dopravníku vč. zjištění pasivních odporů je nad rámec rozsahu této práce. Tato měření jsou předmětem navazujícího výzkumu.



9 Závěr

V této práci byla navržena laboratorní samostavitená tříválečková stolice. Tato stolice stabilizuje pás a zabraňuje jeho vybočení. Konstrukční řešení zařízení je navrženo tak, že je možné měnit některé parametry konstrukce a díky těmto změnám je možné provádět detailní mapování provozních veličin a optimalizace těchto parametrů pro zrychlení ustalování dopravníkového pásu v žádané poloze a pro snížení pasivních odporů vznikající vlivem tření. Dále jsem v své diplomové práci provedl konstrukční změnu na standu pásového dopravníku, která umožňuje vyvozovat vybočení dopravníkového pásu, které by bylo následně ustalováno. Funkce laboratorní stolice byla ověřena experimentálně. Experiment byl proveden pro různá nastavení geometrických parametrů. Konstrukce standu umožňuje detailní mapování provozních parametrů vč. ztrát v uzavřeném okruhu. Při laboratorním měření se konstrukce prokázala jako plně funkční. Aktivně stabilizovala vychýlený dopravníkový pás a po ustálení pásu v žádané poloze nedovolila jeho opětovné vybočení. Detailní zmapování vlivu všech geometrií vč. vlivu na provozní ztráty by bylo nad rámec této práce a je předmětem navazujícího výzkumu. Laboratorní samostavitelná tříválečková stolice byla vyrobena a odzkoušena experimentem. Byl navržen nový napínací mechanismus umožňující zatáčení bubnu dopravníku během provozu a tedy simulaci náhlého vybočení pásu. Cíle této práce tedy byly splněny.



Zdroje

- [1]. Conveyors Plus. *Conveyors Plus/cases/photos*. [Online] 2015. <http://www.conveyorsplus.ca>.
- [2]. Polák, Jaromír, Pavliska, Jirí a Slíva, Aleš. *DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ*. Ostrava, . .
- [3]. Ing. Jiří MRÁZEK, Ph.D a prof. Ing. Vojtěch DYNBYL, Ph.D. *Pásové dopravníky*. Praha : ČVUT-FS, 2012.
- [4]. ČSN 26 3102 *Pásové transportéry*. 1971.
- [5]. KATALOG_PD Zam servis. *Zam servis*. [Online] 2015. http://www.zam.cz/KATALOG_PD/CZ/LHPE-10_2-L50V_CZ_V090717.pdf.
- [6]. about-kinder/kinder. *Kinder*. [Online] <http://www.kinder.com.au>.
- [7]. ČSN ISO 5048 *Pásové dopravníky s nosnými válečky*.
- [8]. strojů, Ústav konstruování a částí. *Předepjatý šroubový (závitový) spoj*. Praha : České vysoké učení technické v Praze.
- [9]. Bolek, Prof. Ing. Dr. Alfred a kol, Prof. Ing. Josef Kochman a. *části strojů*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989.
- [10]. kolektiv, František Drastík a. *Strojnické tabulky pro konstrukci a dílnu*. Ostrava : Montanex, 2002.
- [11]. doc. Ing. Vladimír švec, CSc. *Části a mechanismy strojů příklady*. Praha : Ediční středisko ČVUT, 1991.



[12]. Technická univerzita Ostrava, Vysoká škola báňská.
<http://www.347.vsb.cz>. *Katedra částí a mechanismů strojů, FS, VŠB-TUO*. [Online]
2002. http://www.347.vsb.cz/staff/folta/CaMS_III/03_Sroub/Vypocet_sroubu.doc.

[13]. Piku industries. *Piku industries/Self Aligning Carrying Idler/*. [Online]
<http://pikuindustries.tradeindia.com/self-aligning-carrying-idler-1306513.html>.



Seznam obrázků

<i>Obr. 1: Opotřebenění nosné konstrukce [1].....</i>	<i>13</i>
<i>Obr. 2. Pásový dopravník [2]</i>	<i>16</i>
<i>Obr. 3: Jednoválečková stolice [7].....</i>	<i>18</i>
<i>Obr. 4: Dvouválečková stolice [7]</i>	<i>19</i>
<i>Obr. 5: Tříválečková stolice [7]</i>	<i>19</i>
<i>Obr. 6: Silové poměry na bubnu [3]</i>	<i>20</i>
<i>Obr. 7: Ohybové namáhání pásu.....</i>	<i>22</i>
<i>Obr. 8: Silový rozbor na elementu pásu [3].....</i>	<i>23</i>
<i>Obr. 9: Příčné vybočení pásu</i>	<i>25</i>
<i>Obr. 10: Naklopení bočních válečků.....</i>	<i>26</i>
<i>Obr. 11: Dvojice samostavných stolic se strážními válečky [13].....</i>	<i>27</i>
<i>Obr. 12: Spínače typu LHPE-10/2-L50V - ukázka montáže [5].....</i>	<i>28</i>
<i>Obr. 13: důsledky vybočení na vratném bubnu [1].....</i>	<i>29</i>
<i>Obr. 14 vybočení pásu na hnacím bubnu [6]</i>	<i>30</i>
<i>Obr. 15: Poškození na vratné větvi [1].....</i>	<i>30</i>
<i>Obr. 16 Samostavná tříválečková stolice.....</i>	<i>31</i>
<i>Obr. 17: Schéma nastavitelných parametrů.....</i>	<i>32</i>
<i>Obr. 18: Schéma nastavitelného parametru b</i>	<i>32</i>
<i>Obr. 19: Detail konstrukce v sestavě dopravníku</i>	<i>33</i>
<i>Obr. 20: Svařenec samostavné stolice osazen válečky.....</i>	<i>34</i>
<i>Obr. 21: Detail hlavního čepu</i>	<i>34</i>
<i>Obr. 22: Svařenec samostavné stolice se strážními válečky</i>	<i>35</i>
<i>Obr. 23: Dopravník osazen samostavnou tříválečkovou stolicí</i>	<i>36</i>
<i>Obr. 24: Princip funkce samostavné stolice</i>	<i>37</i>
<i>Obr. 25 Konstrukční úprava rámu standu</i>	<i>38</i>
<i>Obr. 26: kinematické schéma kluzného vedení</i>	<i>39</i>



<i>Obr. 27 detail rámu</i>	40
<i>Obr. 28: boční pohled</i>	41
<i>Obr. 29: Detail hydromotoru</i>	41
<i>Obr. 30: Součásti rámu</i>	42
<i>Obr. 31: Laboratorní měřící stand</i>	43
<i>Obr. 32: Kontrolované svěrné spojení</i>	44
<i>Obr. 33: Silové působení na přírubu</i>	46
<i>Obr. 34: Tangenciální rozklad zátěžné síly</i>	47
<i>Obr. 35: Detail přitěžovaných a odlehčovaných částí svěrného spoje</i>	50
<i>Obr. 36: Diagram prodloužení - síla</i>	52
<i>Obr. 37: Smyčkový diagram</i>	56
<i>Obr. 38: Jednotkový diagram výsledné bezpečnosti</i>	57
<i>Obr. 39: Detail čepu</i>	59
<i>Obr. 40: Řez čepovým spojením</i>	60
<i>Obr. 41 Síťování pomocí "hex" elementů</i>	62
<i>Obr. 42: okrajové podmínky a distribuce síly</i>	63
<i>Obr. 43: MKP analýza táhla – napětí</i>	64
<i>Obr. 44: Detail kontaktních tlaků v táhle</i>	64
<i>Obr. 45: MKP analýza čepu – napětí</i>	65
<i>Obr. 46: MKP analýza čepu – kontaktní tlaky</i>	65
<i>Obr. 47: MKP analýza oka pístitnice – napětí</i>	66
<i>Obr. 48: Pístitnice - detail kontaktních tlaků</i>	66
<i>Obr. 49: upořádání měřícího stanoviště</i>	68
<i>Obr. 50: Nastavitelné parametry</i>	69
<i>Obr. 51: Princip fungování standu</i>	70
<i>Obr. 52: Grafické znázornění rozkmitu výchylky boku pásu</i>	72
<i>Obr. 53: ustálený dopravníkový pás</i>	73
<i>Obr. 54: vychýlený dopravníkový pás</i>	73
<i>Obr. 55: Nestabilní chování pásu</i>	74
<i>Obr. 56: grafická závislost 4 měření se stejným nastavením</i>	75



<i>Obr. 57: Schéma konstrukce s nastavovanými parametry</i>	76
<i>Obr. 58: Graf ustálení při $e=50\text{mm}$</i>	77
<i>Obr. 59: Graf ustálení při $e=100\text{mm}$</i>	77



Seznam příloh

<i>sestava samostavné stolice</i>	1
<i>svařenec otočného rámu stolice</i>	2
<i>sestava úpravy standu</i>	3
<i>rám kluzného vedení</i>	4
<i>CD</i>	5