



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE



FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ A ČÁSTÍ STROJŮ

**Vývoj stavebnicového testovacího zařízení pro
modelové měření provozních vlastností tažených prvků.**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studijní program: (N2301) Strojní inženýrství

Studijní obor: (2301T047) Dopravní, letadlová a transportní technika

Autor práce: Bc. Lukáš Chrobák

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

Praha 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojn**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2014/2015**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Bc. Lukáš Chrobák**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Vývoj stavebnicového testovacího zařízení pro modelové měření provozních vlastností tažených prvků.**

Název práce anglicky: **Development of modular testing device for measuring the operating properties of drawn elements.**

Zadání práce:

Provedte konstrukční návrh zařízení pro testování spojů obalové folie. Na zařízení bude prováděna trhací zkouška spoje. Hlavním požadavkem je synchronní protisměrné navíjení na dvojici poháněných bubnů.

Provedte konstrukční návrh zařízení pro modelové testování pásů pásových dopravníků. Požadavkem je simulace podélného kmitání pásu při vícebubnovém uspořádání pohonu.

Zařízení navrhnete jako stavebnicové. Konstrukce musí vycházet z použití totožných prvků, které lze snadno přestavět.

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše problematiky
2. Návrh více variant uspořádání
3. Výběr vhodné varianty pro podmínky modelového testu a vypracování jejího konceptu konstrukčního řešení ve 3D
4. Kritické zhodnocení navrženého řešení

Rozsah grafické části:

1. 3D koncepční model řešení
2. 2D výkresy sestavení vybrané varianty

Specifikace textové části:

1. komentář ke konstrukčnímu řešení jednotlivých celků
2. min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy

Doporučené podklady:

ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Spojé a části spojovací*. Praha: ČVUT, 2008.

ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody*. Praha: ČVUT, 2003.

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

Datum zadání: **10. 4. 2015**

Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne:

.....
podpis studenta

.....
prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.
vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

Anotační list

Jméno a příjmení autora: Bc. Lukáš Chrobák
Název bakalářské práce: Vývoj stavebnicového testovacího zařízení pro modelové měření provozních vlastností tažených prvků.
Anglický název: Development of modular testing device for measuring the operating properties of drawn elements.
Akademický rok: 2014/2015
Ústav/odbor: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

Bibliografické údaje:

Počet stran:	90
Počet obrázků:	70
Počet tabulek:	5
Počet příloh:	4

Klíčová slova: Průtažná fólie, pásový dopravník, podélné kmitání
Keywords: Stretch foil, belt conveyor, longitudinal oscillation

Abstrakt:

Práce se zabývá konstrukčními návrhy dvou měřících zařízení. První zařízení slouží pro testování spojů obalové fólie. Na zařízení docházelo v průběhu měření k destrukci fólie za hranou brzděného válce a tím k znehodnocení naměřených výsledků. V práci jsou navrženy konstrukční modifikace zařízení, které tento jev odstraňují. Druhé zařízení slouží k modelovému testování pásů pásových dopravníků. Navržené zařízení je složené ze stavebnicových dílů, aby byla možná jeho snadná přestavba. Zařízení je navrženo pro modelové testování pryžového profilu, na kterém je možné simulovat podélné kmitání při vícebubnovém uspořádání pohonu a při různém rozestavění bubnů.

Abstract:

The thesis is focused on the structural designs of two monitoring devices. The first device is used for monitoring of packaging foils seam. The thesis discusses and proposes modifications in the device construction to eliminate the destruction of foil occurring behind the edge of the impeding roller in the monitoring device, which was devaluating the measuring results. The second device is used for the model belt conveyors testing. The proposed device is composed of modular parts to allow its effortless reconstruction. The device is designed for model rubber profile testing, which it is possible to simulate a longitudinal oscillation in various multi-roller propulsion arrangement and various placement of the rollers.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně – pod vedením vedoucího práce. Všechny použité prameny jsem uvedl v seznamu literatury.

V Praze dne:

.....

podpis

Poděkování

*Rád bych poděkoval vedoucímu práce **Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D.** za jeho připomínky, náměty a pomoc při vypracování této práce.*

Význam použitých symbolů

označení	jednotka	popis
c	$[N/m]$	součinitel dynamické tuhosti pásu
d_m	$[m]$	střední průměr ozubeného kola
d_h	$[m]$	průměr hřídele
i	$[-]$	převodový poměr
l	$[m]$	délka úseku náhradního uzlu
m_k	$[kg]$	celková redukovaná posuvná hmota uzlu
m_{red}	$[kg]$	celková posuvná redukovaná hmota v místě hnacího bubnu
m_T	$[Nm]$	velikost momentu od jednotkové síly v místě těžiště plochy A_M
m_{te}	$[m]$	obvodový modul
n	$[min^{-1}]$	otáčky
p_D	$[N/mm^2]$	dovolený tlak na otláčení
v_p	$[m/s]$	rychlost plazení pásu
v_1	$[m/s]$	rychlost v místě náběhu pásu na hnací bubnu
v_2	$[m/s]$	rychlost v místě výběhu pásu z hnacího bubnu
v_i	$[m]$	velikost průhybu v místě i
z	$[-]$	počet zubů kola
A_M	$[m^2]$	plocha pod průběhem ohybového momentu
B	$[m]$	šířka pásu
C	$[N]$	dynamická únosnost ložiska
D_b	$[m]$	průměr bubnu
E	$[N/mm^2]$	modul pružnosti
E'	$[N/mm^2]$	dynamický modul pružnosti
E_g	$[N/mm^2]$	modul pružnosti dopravního pásu
F	$[N]$	obecná síla přenášená pásem
F_{1max}	$[N]$	maximální přenášená síla pásem na prvním hnacím bubnu
F_2	$[N]$	přenášená síla pásem na druhém hnacím bubnu
F_A	$[N]$	axiální síla
F_H	$[N]$	obvodová síla na hnacím bubnu
F_o	$[N]$	celkový pohybový odpor v pásu
F_{od}	$[N]$	celkový pohybový odpor dolní větve pásu
F_{oh}	$[N]$	celkový pohybový odpor horní větve pásu
F_{max}	$[N]$	maximální síla přenášená pásem

F_R	$[N]$	radiální síla
J	$[m^4]$	kvadratický moment průřezu
J_i	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti rotační hmoty
L_h	$[h]$	životnost ložiska v hodinách
L_L	$[m]$	vzdálenost mezi ložisky
M_H	$[Nm]$	hnací moment elektromotoru
M_K	$[Nm]$	kroutící moment
M_o	$[Nm]$	ohybový moment
P	$[N]$	dynamické ekvivalentní zatížení
S_g	$[m^2]$	průřez dopravního pásu
T	$[N]$	obecný tah v pásu
T_1	$[N]$	tahová síla v nabíhající větvi pásu na hnací bubnu
T_2	$[N]$	tahová síla ve sbíhající větvi pásu z hnacího bubnu
T_3	$[N]$	tahová síla v nabíhající větvi pásu na vratný bubnu
T_4	$[N]$	tahová síla ve sbíhající větvi pásu z vratného bubnu
T_{11}	$[N]$	tahová síla v nabíhající větvi pásu na první hnací bubnu
T_{12}	$[N]$	tahová síla ve sbíhající větvi pásu z prvního hnacího bubnu
T_{21}	$[N]$	tahová síla v nabíhající větvi pásu na druhý hnací bubnu
T_{22}	$[N]$	tahová síla ve sbíhající větvi pásu z druhého hnacího bubnu
W_K	$[m^3]$	průřezový modul v krutu
W_k	$[N]$	odpor protipohybu pásu
W_o	$[m^3]$	průřezový modul v ohybu
X	$[-]$	radiální součinitel
Y	$[-]$	axiální součinitel
α	$[rad]$	úhel opásání
α_v	$[rad]$	využitý úhel opásání
α_k	$[rad]$	klidový úhel opásání
δ	$[^\circ]$	roztečný úhel
ϵ_1	$[-]$	poměrná deformace pásu způsobená silou T_1
ϵ_2	$[-]$	poměrná deformace pásu způsobená silou T_2
η	$[Ns/m]$	součinitel vnitřního (viskózního) tlumení pásu
μ	$[-]$	součinitel tření mezi pláštěm bubnu a pásem
σ_D	$[N/mm^2]$	dovolené napětí
σ_o	$[N/mm^2]$	napětí od ohybového momentu
σ_{red}	$[N/mm^2]$	redukované napětí
η_H	$[-]$	celková účinnost pohonu

χ	$[Ns/m]$	součinitel dynamického tlumení
ρ	$[kg/m]$	hmotnost pásu včetně materiálu na jednotku délky
τ	$[N/mm^2]$	napětí od kroutícího momentu

Obsah

1	Úvod	13
1.1	Cíle diplomové práce	14
2	Rešerše	15
2.1	Obalové fólie	15
2.2	Pásové dopravníky	19
2.2.1	Silové poměry v pásovém dopravníku	21
2.2.2	Úhel opásání bubnu	24
2.2.3	Tahy v pásu pro jednobubnový pohon	26
2.2.4	Tahy v pásu pro dvoububnový pohon	28
2.2.5	Rychlost plazení pásu	31
2.2.6	Dynamika pásového dopravníku při neustáleném provozu	33
3	Zařízení pro testování spojů obalové fólie	37
3.1	Popis zařízení	37
3.2	První konstrukční návrh protisměrného navíjení	39
3.3	Druhý konstrukční návrh protisměrného navíjení	41
3.4	Třetí konstrukční návrh protisměrného navíjení	43
3.5	Kontrolní výpočty	45
3.5.1	Rozbor sil	45
3.5.2	Namáhání hřídele na ohyb	48
3.5.3	Namáhání hřídele na krut	55
3.5.4	Kombinace ohybu a krutu	58
3.5.5	Kontrola těsného pera	60
3.5.6	Kontrola ložisek	61
4	Zařízení pro modelové testování pásů pásového dopravníků	63
4.1	Volba pryžového pásu	63

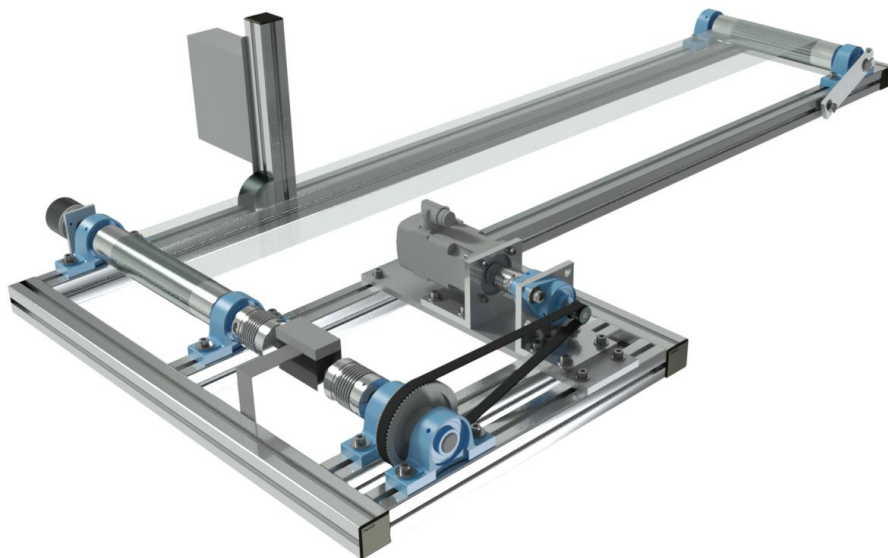
4.1.1	Výpočet tahové síly v pásu při jednobubnovém pohonu	63
4.1.2	Výpočet prodloužení pásu	64
4.2	Konstrukční návrhy zařízení pro modelové testování pásu	66
4.2.1	První konstrukční návrh zařízení pro modelové testování pásu . . .	67
4.2.2	Druhý konstrukční návrh zařízení pro modelové testování pásu . . .	69
4.2.3	Příklady možného uspořádání pásových dopravníků	80
5	Závěr	82

Kapitola 1

Úvod

Náplní této diplomové práce je vývoj stavebnicového testovacího zařízení pro měření provozních vlastností tažených prvků. Obsah práce by se dal rozdělit do dvou hlavních částí, kde obsahem první části je rešerše dané problematiky diplomové práce společně s teorií pásových dopravníků, na jejichž základech jsou dále realizovány konstrukční návrhy dvou měřících zařízení, které jsou obsahem druhé části práce.

První konstrukční návrh, kterým se tato práce zabývá je modifikace zařízení pro testování spojů obalové fólie (Obr. 1.1). Na tomto zařízení je prováděna tahová zkouška, čímž je měřena průtažnost testované fólie a smyková zkouška, která probíhá obdobným způsobem jako tahová zkouška s tím rozdílem že testovaná fólie je ze dvou navzájem spojených dílů. Spojení bývá realizován lepením, svařováním a nebo pouze překryvem obou konců fólie



Obrázek 1.1: 3D model zařízení pro testování spojů obalové fólie

a následným vyhlazením vzduchových bublin. Při průběhu měření bylo zjištěno, že na navrženém testovacím zařízení dochází k dřívější destrukci fólie z důvodu velkého rozdílu šířky fólie na hraně brzděného válce. V tomto místě se tvoří trhlina, která má za následek dřívější destrukci fólie. Diplomová práce se zabývá konstrukční modifikací tohoto testovacího zařízení, kde je hlavním cílem práce nahradit stávající jednosměrné navíjení na jeden poháněcí válec za dvojici synchronních protisměrných navíjecích válců. Takto navržená modifikace zařízení odstraní náhlou změnu šířky testované fólie a nebude docházet ke vzniku trhliny. Konstrukční návrh je ověřen kontrolním výpočtem a MPK analýzou.

Druhý konstrukční návrh uvedený v této diplomové práci je návrh měřicího zařízení pro modelové testování pásů pásových dopravníků. Testovaným prvkem je pryžový profil z EPDM materiálu, který byl zvolen s ohledem na velikost tahových sil v pásu při přechodu přes poháněný buben a s ohledem na jeho protažení při vyvození dostatečné napínací síly. Celá konstrukce zařízení je navržena jako stavebnicová z hliníkových profilů Bosch Rexroth a tudíž je možná její plynulá přestavba na různé uspořádání pásových dopravníků. Zařízení má zajišťovat možnost simulaci podélného kmitání pryžových elementů, které je vyhodnoceno pomocí snímání otáček a tím známé velikosti protažení pásu v jednotlivých úsecích daného testovaného rozestavení dopravníku.

1.1 Cíle diplomové práce

- Navržení konstrukčního návrhu zařízení pro testování spojů obalové fólie. Hlavním požadavkem je synchronní protisměrné navíjení na dvojici poháněných válců.
- Navržení konstrukčního návrhu zařízení pro modelové testování pásu pásového dopravníku, které má být navrženo jako stavebnicové, a má zajišťovat možnost snadné přestavby pro různé uspořádání pásových dopravníků.

Kapitola 2

Rešerše

V této kapitole je proveden stručný souhrn informací o obalových fóliích, které mají být testovány na navrženém zařízení. Dále je zde uveden základní souhrn teorie pásových dopravníků. Tyto uvedené informace jsou nutné jako základní teoretické východisko pro navržení testovacích zařízení v této práci.

2.1 Obalové fólie

Obalové fólie chrání zboží při jakékoliv přepravě proti mechanickému poškození, proti vlivu povětrnostních podmínek. Ochrání zboží, ať už jde o velké přístroje, skleněné výrobky nebo balíky novin a časopisů.

Obalové fólie můžeme rozdělit na :

- **Bublínkové fólie**

Bublínková fólie (Obr. 2.1) je vhodná pro ochranu předmětu při obalování, prokládání jednotlivých předmětů nebo při vyplňování dutých prostor. Fólie se vyznačuje vysokou pružností, ohebností a odolností při nízké váze předmětu. Výhodou bublínkové fólie je velice účinná ochrana předmětu před oděrem a možnost opakovatelného použití. [13]

- **Pěnové fólie**

Pěnová fólie (Obr. 2.2) se podobně jako bublínková fólie používá na ochranu křehkých a povrchově upravených výrobků. Je odolná proti prodření, proto dokáže ochránit i velmi choulostivé předměty. Především se hodí k ochraně výrobků, jako je nábytek, hudební nástroje, elektronika nebo automobilové součásti. [12]



Obrázek 2.1: Bublínková fólie



Obrázek 2.2: Pěnová fólie

- **PVC fólie**

PVC (polyvinylchlorid) (Obr. 2.3) fólie jsou tepelně smrštitelné fólie s výjimečně dobrou smrštitelností již při velmi nízkých teplotách (od 90°C). Díky této vlastnosti jsou vhodné pro ruční balení v tzv. „víkových“ balicích strojích, mohou se ale používat i do všech ostatních typů balicích strojů, jak komorových, tak tunelových. [14]

- **Manunet fólie**

Manunet fólie (Obr. 2.4) je průtažná fólie určená pro ovinování palet. Fólie se dodává ve strojním nebo ručním provedení a připomíná síť. Její průtažnost je vertikální. Používá se stejným způsobem jako průtažné fólie k ovinování palet, a to ručně nebo na ovinovacím stroji. Největší předností této fólie je zajištění pevné fixace zboží na paletě, především však tato fólie umožňuje přístup vzduchu ke zboží oproti průtažným fóliím, které naopak dokonale izolují. Významné uplatnění má tato fólie např. při transportu květin nebo v mlékárenském průmyslu, kde je potřeba horké výrobky

na paletách zchladit a při použití průtažné fólie by docházelo k jejich zapaření či orosení. [13]



Obrázek 2.3: PVC fólie



Obrázek 2.4: Manunet fólie - ALDA TRADE

- **Stretch fólie**

Stretch fólie (Obr. 2.5) jsou vhodné především pro balení a fixaci paletově přepravovaného zboží. Fólie poskytuje dostatečnou ochranu předmětu proti rozsypaní, mechanickému poškození nebo povětrnostním vlivům. Nejrychlejší a nejlevnější způsob fixace zboží. Obecně jsou stretch fólie na trhu pod označením průtažná fólie, fixační fólie, ovinovací fólie. Stretch fólie se dají dále rozlišit na ruční a strojní balení. Pro ruční balení se hodí do skladu i do domácnosti. Především je využijete při fixování a skladování libovolného množství zboží. Fólie jsou velmi odolné vůči vnějším vlivům a udržují zboží v perfektním stavu. Pro strojní balení jsou nepostradatelné v každém větším skladu, nabízejí rychlejší a pohodlnější obsluhu. Pro strojní balení do stretch

fólie je třeba použít ovinovací stroje (horizontální nebo vertikální použití). [13]



Obrázek 2.5: Stretch fólie

Strojně průtažné fólie "PowerFlex" jsou dostupné dle [14] v následujících průtažnostech:

Standard kvalita SQ / 150 % – nejpoužívanější fólie, vhodná zejména pro běžné balicí stroje vybavené mechanickou nebo elektromagnetickou brzdou pro napínání fólie.

Power kvalita PQ / 200 % – ekonomický typ fólie, vhodný pro použití na strojích vybavených předepínacím zařízením. Zvýšená průtažnost umožňuje snížit množství spotřebované fólie.

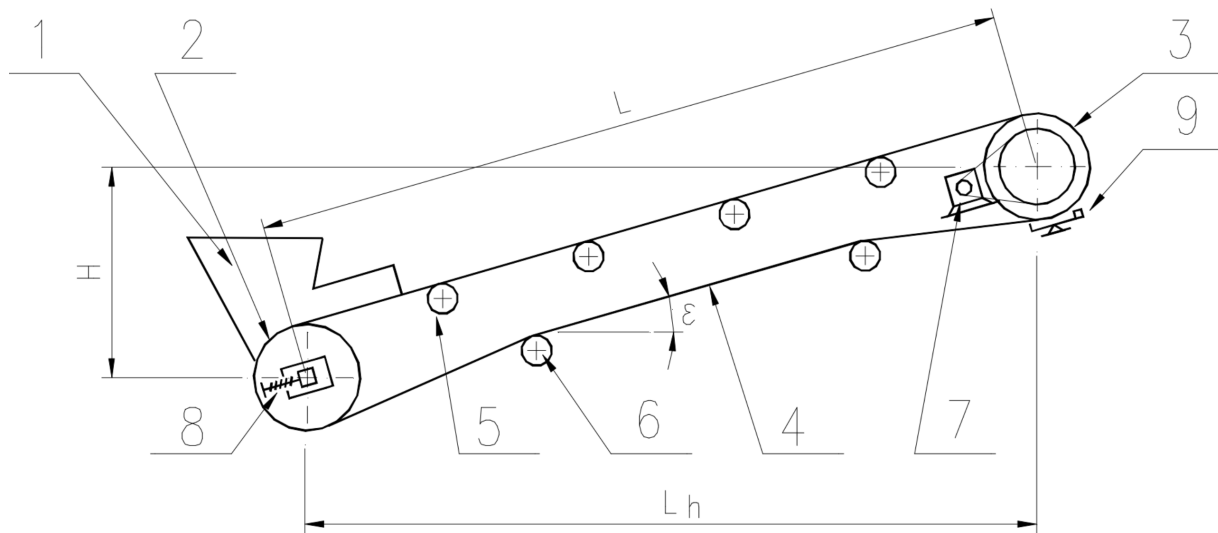
High Power kvality HPQ / 250 % – vysoce ekonomický typ, z 1 m předepínacím zařízením až 3 m fólie, pro použití na balicích strojích s předepínacím zařízením a vysokou hodnotou předpětí. Vysoká průtažnost fólie až 270 % násobí výhody balení průtažnou fólií.

Super Power kvality SPQ / 300 % – nejekonomičtější typ fólie pro náročné zákazníky s nejvyššími nároky na zabalení paletové jednotky. Při použití vhodného předepínání z 1 m až 4 m fólie.

2.2 Pásové dopravníky

Pásový dopravník je dopravní zařízení, jehož nosným a tažným prvkem je nekonečný pás, který je veden mezi hnacím a vratným bubnem které jsou doplněny válečky popř. dalšími konstrukčními prvky potřebnými pro provoz dopravníku. Pásové dopravníky jsou určeny pro přepravu nejen sypkých hmot (za určitých okolností i kusových materiálů a osob) na krátké, střední a dlouhé vzdálenosti (podle tvaru terénu řádově až několik kilometrů). Směr dopravy může být vodorovný, šikmý a ve zvláštních případech i směr strmý. Výhodou oproti jiným dopravním zařízením je plynulá doprava s vysokým dopravním výkonem. Rychlost pásového dopravníku může být až 7 m/s a normalizované šířky pásů se pohybují v rozmezí 400 až 2500 mm [3].

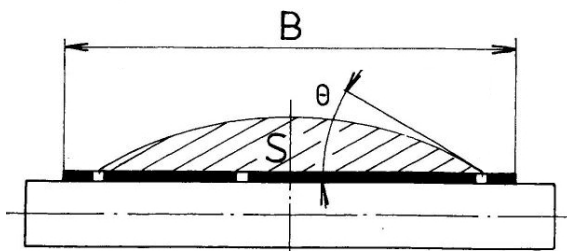
Pásové dopravníky patří mezi nejrozšířenější dopravní prostředky v různých průmyslových odvětvích. Lze je rozdělit na tzv. těžkou neboli dálkovou pásovou dopravu velkých objemů materiálu (např. v dolech) a lehkou pásovou dopravu (např. doprava mezi technologickými pracovišti). Pásové dopravníky jsou používány k přepravě nerostného bohatství a to přímo z místa těžby až do zpracovatelských technologických celků, a dále uvnitř těchto celků mezi jednotlivými pracovišti.



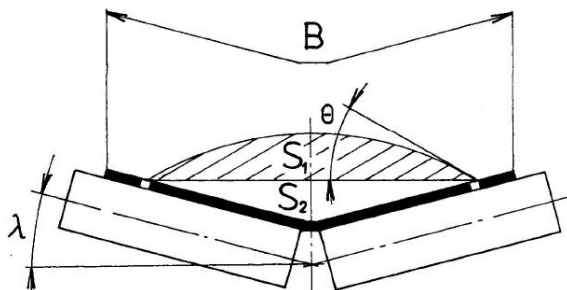
Obrázek 2.6: Pásový dopravník - převzato z [3]

Na obr. 2.6 je zobrazeno schéma pásového dopravníku. Pásový dopravník se skládá z dvojice bubnů (hnací 3 a napínací 2 buben) kolem nichž je ovinut dopravníkový pás 4. Násypkou 1 se materiál přivádí na pás a dopravuje po délce L . Při přepravě materiálu je dopravníkový pás podpírán pomocí sady nosných 5 a spodních válečků 6. Nosné válečky

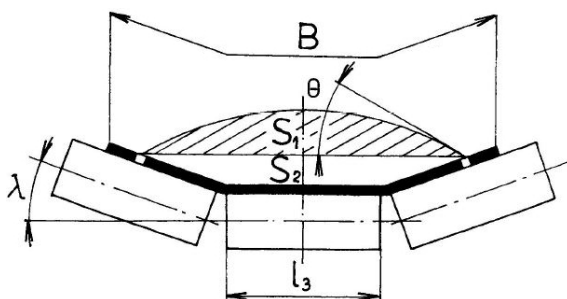
mohou být k sobě různě orientovány, nejčastěji se používají dvouválečkové (Obr. 2.8) a tříválečkové stolice (Obr. 2.9). K čištění pásu od zbylých nečistot slouží stěrač 9 . Hnací buben je poháněn pohonem 7 , který bývá nejčastěji realizován převodovkou s elektromotorem. Pro dosažení požadovaného předpětí pásu bývá buben napínán pomocí tlačného, tažného napínání, napínací smyčky nebo napínacího vozíku 8 .



Obrázek 2.7: Jednoválečková stolice - převzato z [6]



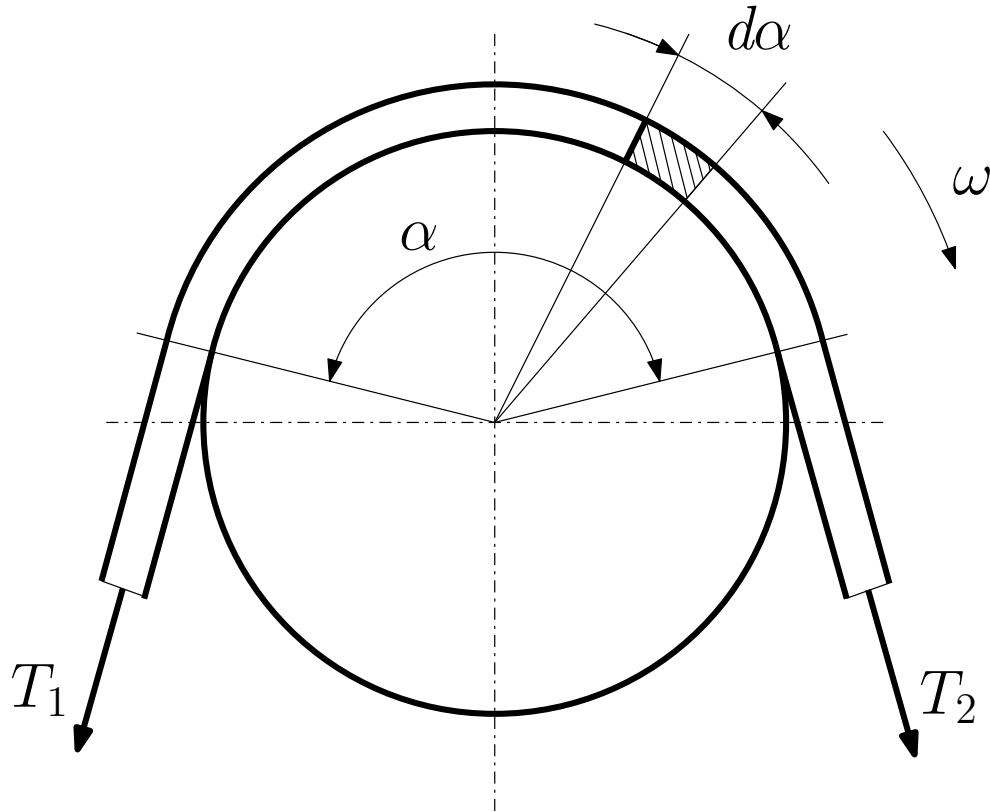
Obrázek 2.8: Dvouválečková stolice - převzato z [6]



Obrázek 2.9: Tříválečková stolice - převzato z [6]

2.2.1 Silové poměry v pásovém dopravníku

Při přenosu sil se hnací síla z hnacího bubnu přenáší na pás. Při tomto přenosu se uplatňuje Eulerův vztah pro vláknové tření.



Obrázek 2.10: Silové poměry na bubnu

Tento vztah vyjádříme pomocí obr. 2.10, kde vyjmeme element pásu pod úhlem $d\alpha$. Pro tento element (Obr. 2.11) můžeme sestavit silovou rovnováhu ve směru osy x

$$(T + dT) \cdot \cos \frac{d\alpha}{2} = T \cdot \cos \frac{d\alpha}{2} + \mu \cdot dN, \quad (2.1)$$

$$dT \cdot \cos \frac{d\alpha}{2} = \mu \cdot dN \quad (2.2)$$

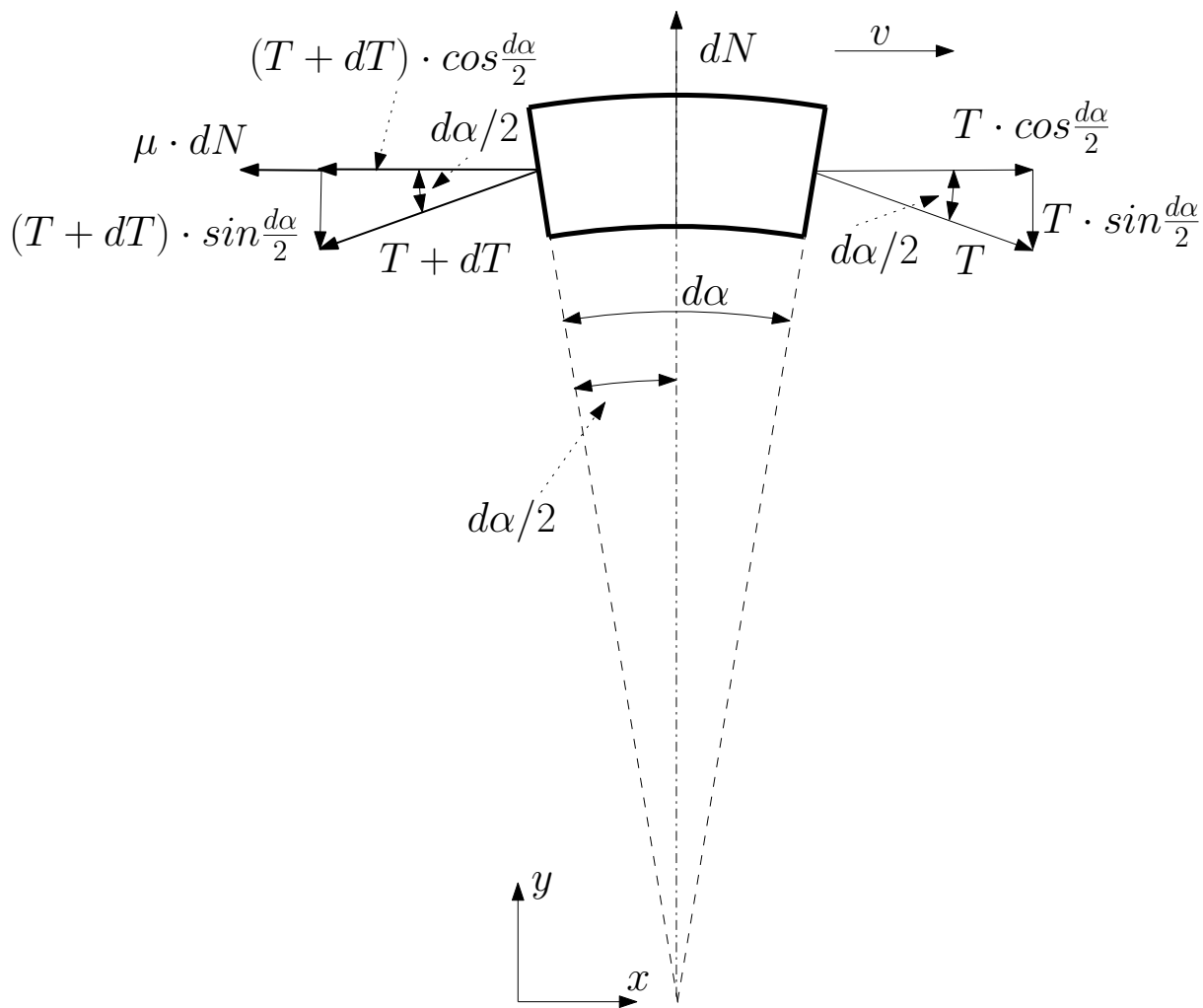
a silovou rovnováhu ve směru osy y

$$(T + dT) \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} + T \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} = dN, \quad (2.3)$$

$$2T \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} + dT \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} = dN, \quad (2.4)$$

kde

μ	$[-]$	součinitel tření mezi pláštěm bubnu a pásem,
α	$[rad]$	úhel opásání,
T	$[N]$	obecný tah v pásu,
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.



Obrázek 2.11: Rovnováha sil na bubnu

Zavedeme-li předpoklad, kde pro malé úhly $d\alpha/2$ bude platit

$$\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1, \quad (2.5)$$

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \operatorname{tg} \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}, \quad (2.6)$$

$$dT \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} \approx 0, \quad (2.7)$$

můžeme rovnice silové rovnováhy (2.2) a (2.4) dále zjednodušit na

$$dT = \mu \cdot dN, \quad (2.8)$$

$$T \cdot d\alpha = dN. \quad (2.9)$$

Dosazením vztahu (2.8) do vztahu (2.9) dostaneme

$$dT = \mu \cdot T \cdot d\alpha, \quad (2.10)$$

$$\frac{1}{T} \cdot dT = \mu \cdot d\alpha, \quad (2.11)$$

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{1}{T} dT = \mu \cdot \int_0^\alpha d\alpha, \quad (2.12)$$

$$[\ln]_{T_1}^{T_2} = \mu \cdot \alpha, \quad (2.13)$$

$$\ln T_1 - \ln T_2 = \mu \cdot \alpha, \quad (2.14)$$

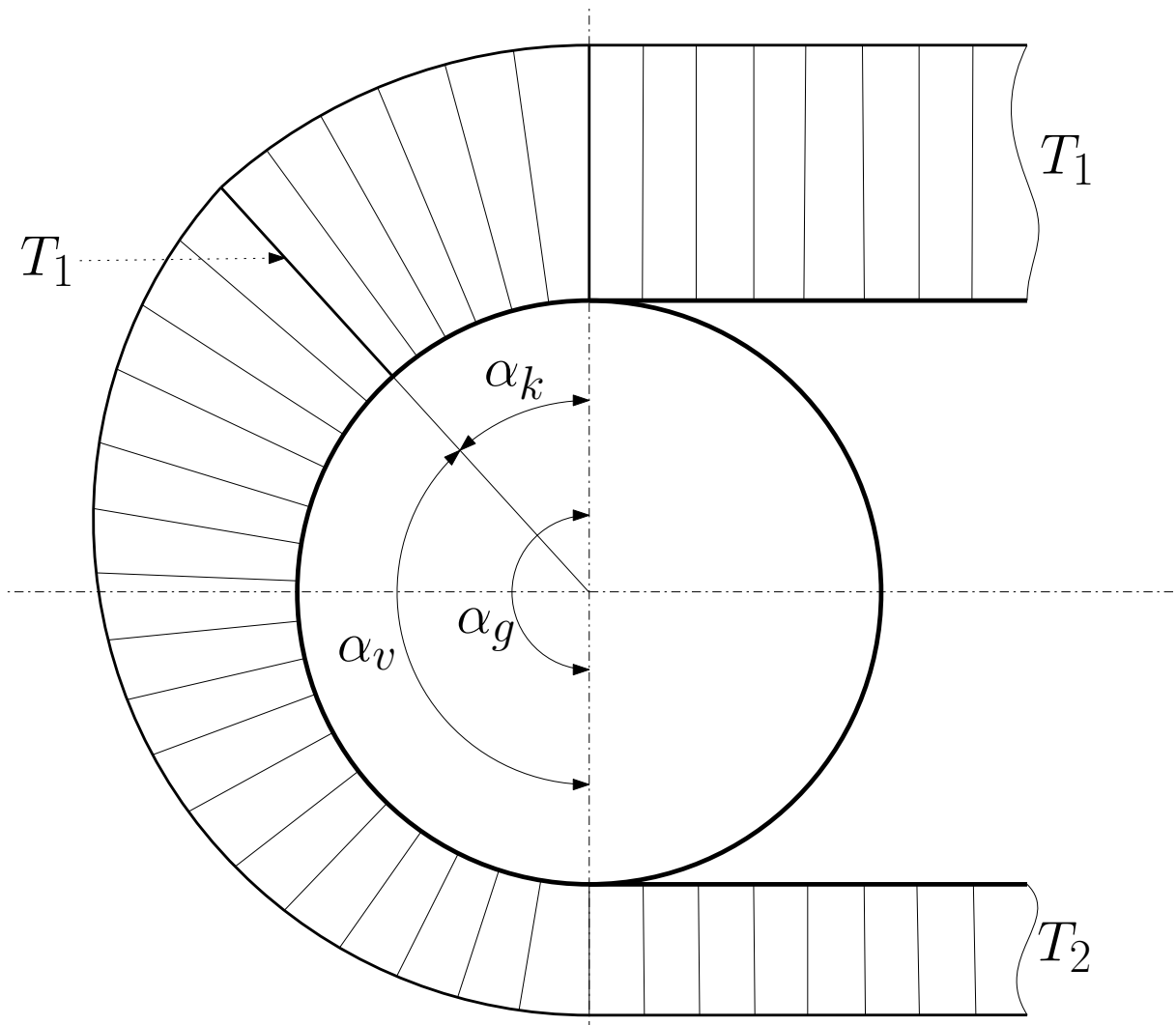
$$\ln \frac{T_1}{T_2} = \mu \cdot \alpha, \quad (2.15)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \alpha}, \quad (2.16)$$

kde vztah (2.16) je *Eulerův vztah pro vláknové tření*.

2.2.2 Úhel opásání bubnu

V podkapitole 2.2.1. byl odvozen Eulerův vztah pro vláknové tření ve kterém je uveden úhel opásání α , tento úhel ovšem nemusí vždy odpovídat geometrickému úhlu opásání α_g . Z obr. 2.12 můžeme vidět, že tahové síly v pásu jsou různé (největší síla je při náběhu pásu na poháněný buben T_1 a minimální naopak při výběhu pásu z poháněného bubnu T_2). Vzhledem k této skutečnosti je třeba oblast geometrického úhlu opásání rozdělit na klidový úhel opásání α_k a využitý úhel opásání α_v , pro které bude platit



Obrázek 2.12: Úhly opásání hnacího bubnu

$$\alpha_g = \alpha_v + \alpha_k, \quad (2.17)$$

kde

α_v	[rad]	využitý úhel opásání,
α_k	[rad]	klidový úhel opásání,
α_g	[rad]	geometrický úhel opásání,
F	[N]	obecná síla přenášená pásem,
F_{max}	[N]	maximální síla přenášená pásem.

V oblasti klidového úhlu opásání se tah v pásu nemění, ale naopak v oblasti využitého úhlu opásání tah v pásu exponenciálně klesá z hodnoty T_1 na hodnotu T_2 .

Vzhledem k tomu, že dopravníkový pás je pružný element, dochází při změně tahové síly v pásu (tedy v oblasti využitého úhlu opásání α_v) také ke změně velikosti poměrné deformace pásu. Tato změna způsobuje relativní pohyb pásu vůči bubnu. Tento jev se nazývá plazení pásu.[5] V oblasti klidového úhlu opásání α_k se pás pohybuje stejnou rychlostí jako obvod bubnu. V případě, že je využitý úhel opásání α_v menší než úhel geometrický α_g , je pro přenos síly mezi pásem a bubnem k dispozici jistá rezerva. Velikost přenášené síly můžeme vyjádřit vztahem

$$F = T_1 - T_2 = T_2 \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_v} - 1). \quad (2.18)$$

V případě, že budeme dále buben zatěžovat, bude se zvětšovat i využitý úhel opásání α_v . Ten poroste až do dosažení mezního stavu, který nastane v případě, že

$$\alpha_v = \alpha_g \quad , \quad \alpha_k = 0 \quad (2.19)$$

a dále bude platit

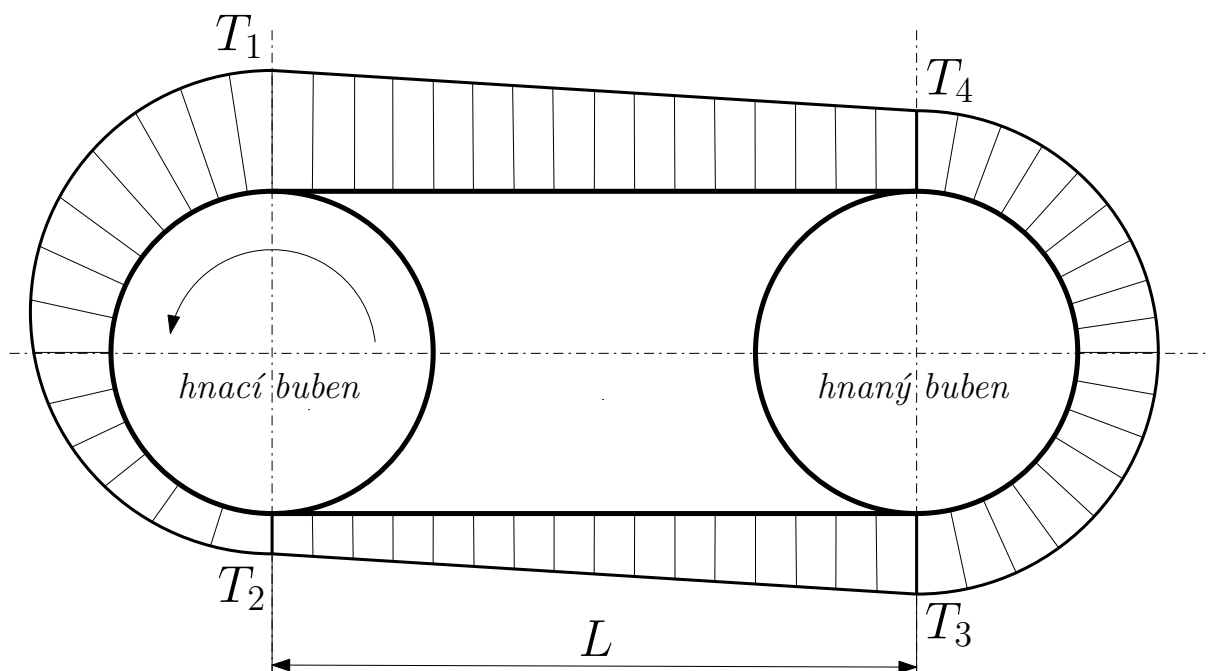
$$T_{1max} = T_2 \cdot e^{\mu \cdot \alpha_g}, \quad (2.20)$$

$$F_{max} = T_2 \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_g} - 1). \quad (2.21)$$

F_{max} je maximální síla, která jde za daných podmínek přenést mezi pásem a bubnem. Mezního stavu je tedy dosaženo v případě, že využitý úhel opásání α_v je roven celému rozmezí kontaktu mezi pásem a bubnem, tedy je roven geometrickému úhlu opásání α_g . Kdyby se zatížení bubnu dále zvyšovalo, došlo by k relativnímu pohybu mezi pásem a bubnem v celém geometrickém úhlu opásání α_g , a to by mělo za následek prokluzování pásu.

2.2.3 Tahy v pásu pro jednobubnový pohon

Tahová síla v pásu pásového dopravníku není po celé své délce stejná. Průběh síly je zobrazen na obr. 2.13, kde je vyobrazen pásový dopravník s jedno-bubnovým pohonem a tahové síly jsou naznačené šrafovanou oblastí. Z obrázku je patrné, že maximální tahová síla v pásu je při náběhu na poháněný buben (T_1) a minimální naopak při výběhu z poháněného bubnu (T_2).



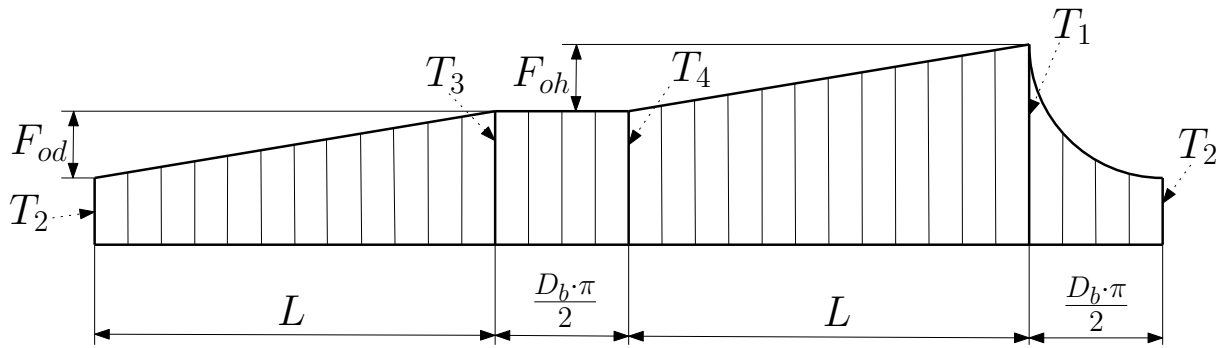
Obrázek 2.13: Průběh tahové síly v pásu na pásovém dopravníku

Pro názorné zobrazení tahu v pásu, je vhodné pásový dopravník v libovolném místě přerušit, a poté průběh tahové síly rozvinout do přímky. Tento průběh je zobrazen na obr. 2.14, kde byl pásový dopravník z obr. 2.13 přerušen v místě minimální tahové síly T_2 , tedy při opuštění poháněného bubnu. Z obr. 2.14 můžeme určit velikost celkového pohybového odporu v horní a dolní větvi pásu

$$F_{oh} = T_1 - T_4, \quad (2.22)$$

$$F_{od} = T_3 - T_2, \quad (2.23)$$

$$F_o = F_{oh} + F_{od} = T_1 - T_2, \quad (2.24)$$



Obrázek 2.14: Průběh tahové síly v pásu na pásovém dopravníku - rozvinutý tvar

kde

F_o	[N]	celkový pohybový odpor v pásu,
F_{od}	[N]	celkový pohybový odpor dolní větve pásu,
F_{oh}	[N]	celkový pohybový odpor horní větve pásu,
T_1	[N]	tahová síla v nabíhající větvi pásu na hnací buben,
T_2	[N]	tahová síla ve sbíhající větvi pásu z hnacího bubnu,
T_3	[N]	tahová síla v nabíhající větvi pásu na vratný buben,
T_4	[N]	tahová síla ve sbíhající větvi pásu z vratného bubnu,
L	[m]	vzdálenost os bubnu dopravníku,
D_b	[m]	průměr bubnu.

Složky celkových pohybových odporů v horní F_{oh} a dolní F_{od} větvi můžeme vyjádřit poměrem

$$\chi = \frac{F_{oh}}{F_{od}}. \quad (2.25)$$

Známe-li celkový pohybový odpor pásu, můžeme dosazením vztahu (2.25) do vztahu (2.24) vyjádřit celkový pohybový odpor pro horní větev pásu jako

$$F_o = F_{od} \cdot \chi + F_{od}, \quad (2.26)$$

$$F_{oh} = \frac{F_o}{\chi + 1} \quad (2.27)$$

a celkový pohybový odpor pro dolní větev pásu

$$F_o = \frac{F_{oh}}{\chi} + F_{oh}, \quad (2.28)$$

$$F_{od} = \frac{F_o \cdot \chi}{\chi + 1}. \quad (2.29)$$

Rovnici pro výpočet nejmenšího možného tahu v pásu T_2 při ustáleném provozu dopravníku s jednobubnovým pohonem dostaneme dosazením Eulerova vztahu pro vláknové tření (2.16) do vztahu (2.24)

$$T_2 = F_o \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}, \quad (2.30)$$

a dále můžeme vyjádřit i zbylé tahové složky v dopravníkovém pásu podle obr. 2.13 jako

$$T_1 = T_2 \cdot e^{\mu \cdot \alpha} = F_o \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}, \quad (2.31)$$

$$T_3 = T_4 = T_1 - F_{oh} = F_o \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} - \frac{F_o \cdot \chi}{\chi + 1} = F_{oh} \cdot \left(\frac{e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} - \frac{\chi}{\chi + 1} \right). \quad (2.32)$$

2.2.4 Tahy v pásu pro dvoububnový pohon

Dvoububnové uspořádání (Obr. 2.16) patří mezi ty nejběžnější uspořádání pohonů důlních pásových dopravníků. V případě, že budeme uvažovat plné využití geometrických úhlů opásání můžeme maximální sílu, kterou jde mezi pásem a bubnem přenést, vyjádřit obdobně jako u jednobubnového pohonu [4]

$$T_{11} = T_{22} \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_{g1} + \mu_2 \cdot \alpha_{g2}}. \quad (2.33)$$

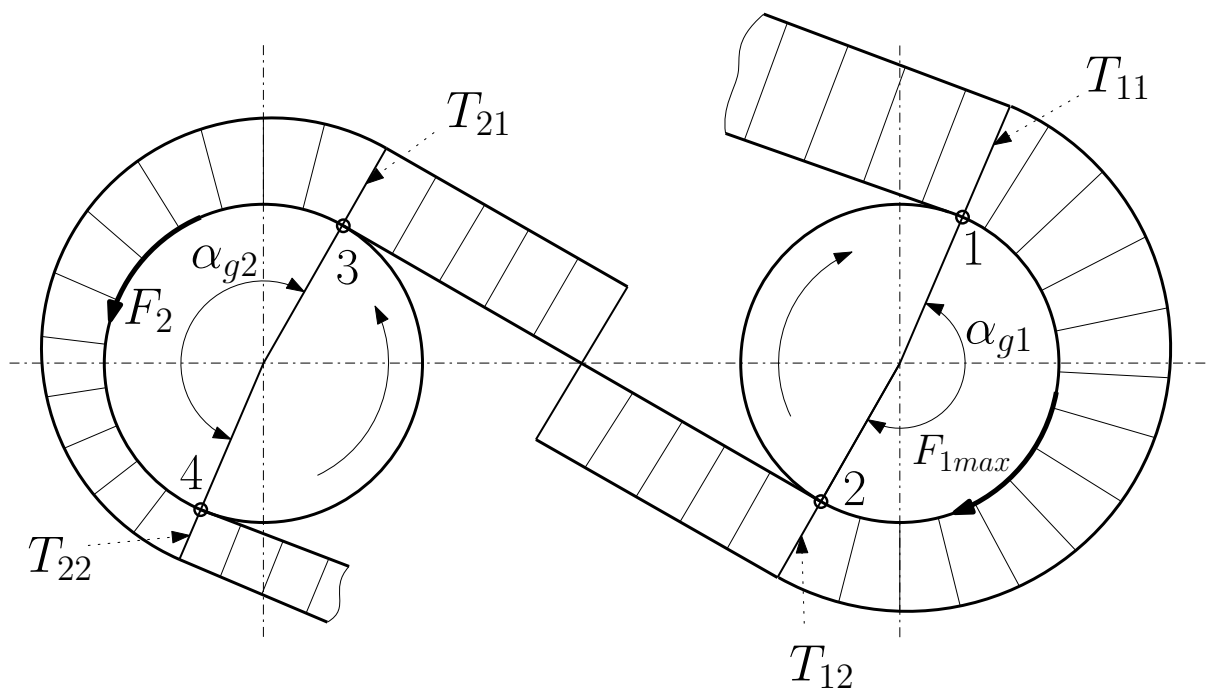
Tento případ je zobrazen na obr. 2.15. Jak je patrné, pás nabíhá na první hnací buben v bodě 1, kde v tomto bodě je při mezním stavu tahová síla v pásu maximální T_{11max} . Z prvního hnacího bubnu pás odbíhá v bodě 2, při tahové síle v pásu T_{12} , která v pásu zůstává až do bodu 3 (T_{21}), kde pás nabíhá na druhý hnací buben. Z druhého hnacího bubnu pás odbíhá v bodě 4, ve kterém je nejmenší tahová síla v pásu T_{22} .

Za předpokladu, že součinitel tření mezi nosnou stranou dopravníkového pásu (znečištěnou, navlhčenou) a povrchem prvního hnacího bubnu označíme μ_1 a součinitel tření mezi oběžnou stranou dopravníkového pásu (neznečištěnou, suchou) a povrchem druhého hnacího bubnu označíme μ_2 , můžeme vyjádřit obvodové síly přenášené na jednotlivých bubnech.

Pro první hnací buben bude platit

$$T_{11} = T_{12} \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_{g1}}, \quad (2.34)$$

$$F_{1max} = T_{11} - T_{12} = T_{12} \cdot (e^{\mu_1 \cdot \alpha_{g1}} - 1) \quad (2.35)$$



Obrázek 2.15: Průběh tahové síly v pásu při dvoububnovém pohonu - mezní stav

a pro druhý hnací buben

$$T_{21} = T_{22} \cdot e^{\mu_2 \cdot \alpha_{g2}}, \quad (2.36)$$

$$F_2 = T_{21} - T_{22} = T_{22} \cdot (e^{\mu_2 \cdot \alpha_{g2}} - 1), \quad (2.37)$$

kde

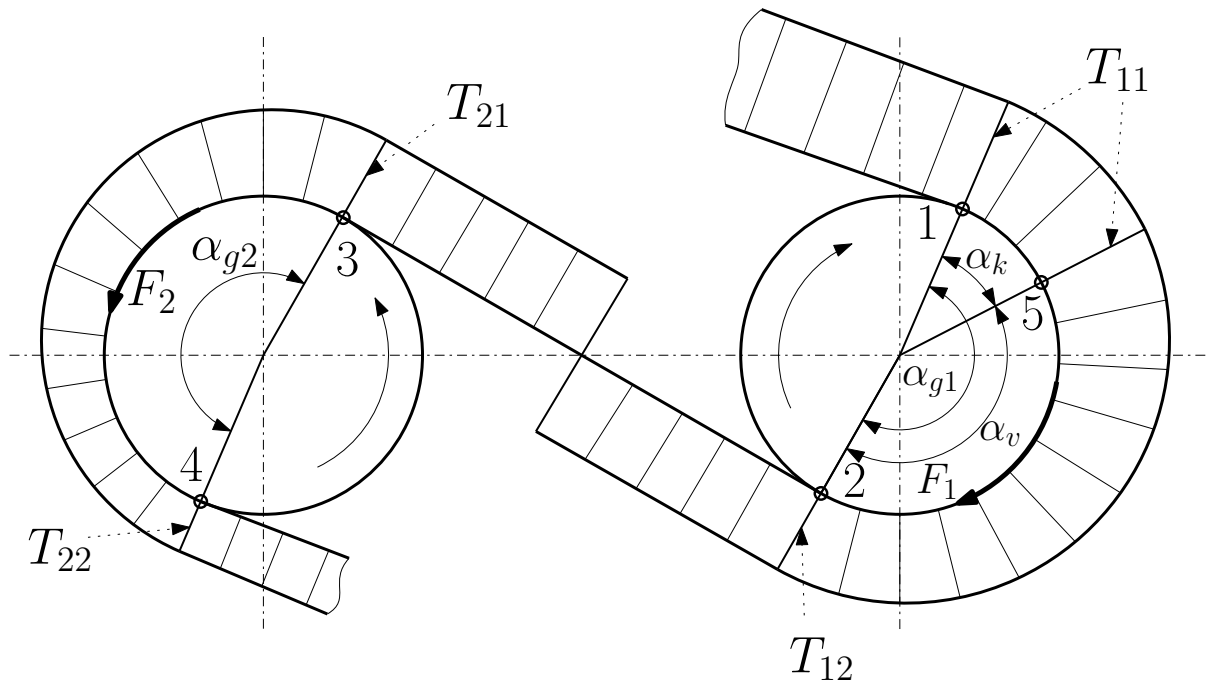
F_{1max}	[N]	maximální přenášená síla pásem na prvním hnacím bubnu,
F_2	[N]	přenášená síla pásem na druhém hnacím bubnu,
T_{11}	[N]	tahová síla v nabíhající větvi pásu na první hnací buben,
T_{12}	[N]	tahová síla ve sbíhající větvi pásu z prvního hnacího bubnu,
T_{21}	[N]	tahová síla v nabíhající větvi pásu na druhý hnací buben,
T_{22}	[N]	tahová síla ve sbíhající větvi pásu z druhého hnacího bubnu.

Sloučení obou vztahů pro přenášené síly mezi pásem dopravníku a jednotlivými bubny (2.35), (2.37) dostaneme vztah pro celý dvoububnový pohon:

$$F_{max} = F_{1max} + F_2 = T_{11} - T_{22} = T_{22} \cdot (e^{\mu_1 \cdot \alpha_{g1} + \mu_2 \cdot \alpha_{g2}} - 1). \quad (2.38)$$

Prakticky ovšem nejde u dvoububnového pohonu využít plný úhel opásání $\alpha_g = \alpha_{g1} + \alpha_{g2}$. Takže maximální tahová síla T_{11} podle (2.34) bude menší. Geometrický úhel opásání na

prvním bubnu α_{g1} bude opět rozdělen na úhel klidový α_{k1} a využitelný α_{v1} (Obr. 2.16). Na oblouku 1 – 5 bude tahová síla v páse konstantní a na oblouku 5 – 2 bude exponenciálně klesat z hodnoty T_{11} na hodnotu T_{12} .



Obrázek 2.16: Průběh tahové síly v páse na pásovém dopravníku při dvoububnovém pohonu

Za těchto podmínek můžeme opět napsat vztahy, které budou platit pro první hnací buben

$$T_{11} = T_{12} \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_{gv1}}, \quad (2.39)$$

$$F_1 = T_{11} - T_{12} = T_{12} \cdot (e^{\mu_1 \cdot \alpha_{gv1}} - 1). \quad (2.40)$$

V případě druhého hnacího bubnu budou platit stejné vztahy jako při mezním stavu, tedy (2.36) a (2.37).

Pro celý dvoububnový pohon bude platit, že

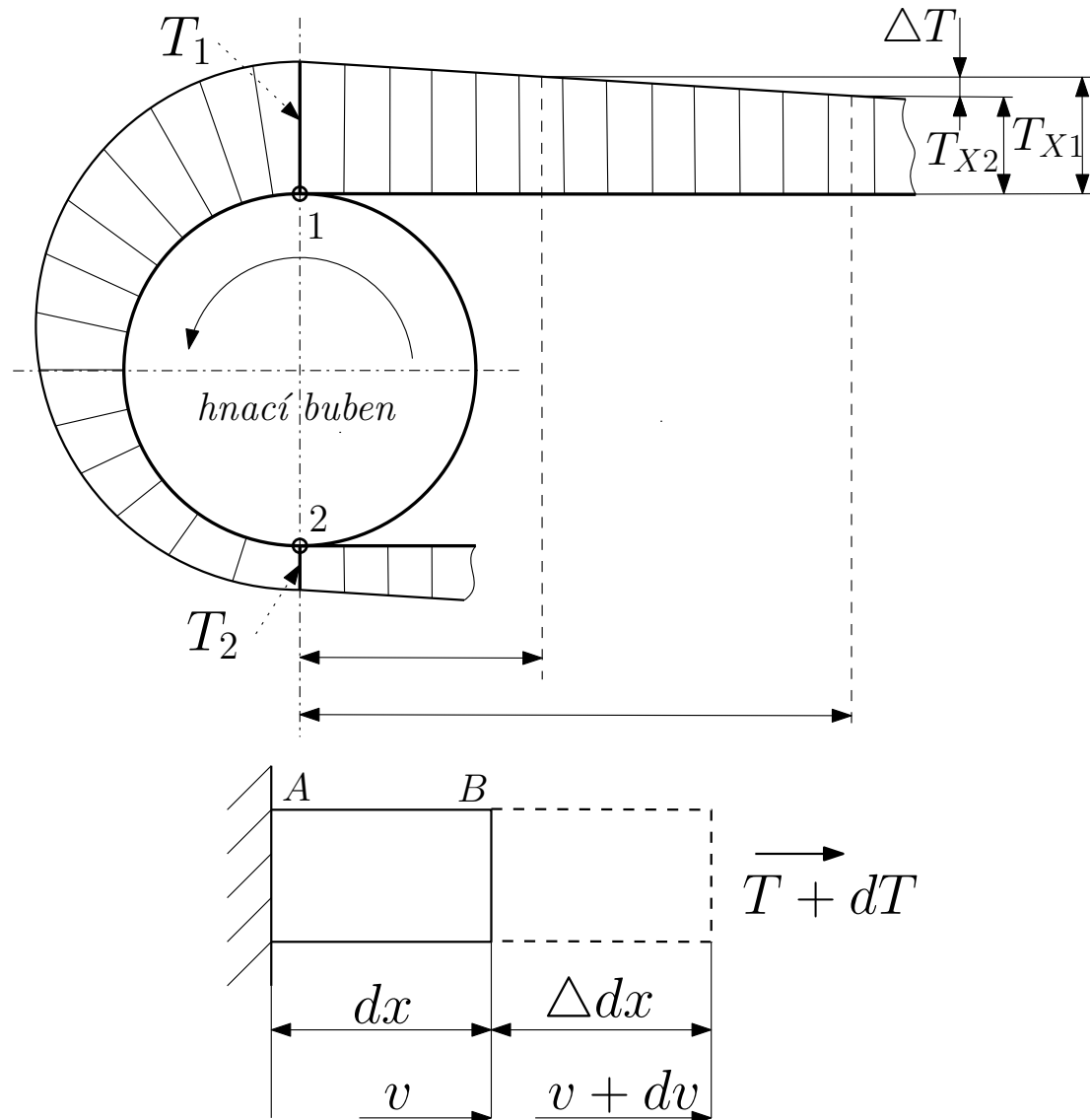
$$T_{11} = T_{22} \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_{v1} + \mu_2 \cdot \alpha_{g2}} \quad (2.41)$$

a po sloučení vztahů (2.40) a (2.37)

$$F = F_1 + F_2 = T_{11} - T_{22} = T_{22} \cdot (e^{\mu_1 \cdot \alpha_{v1} + \mu_2 \cdot \alpha_{g2}} - 1). \quad (2.42)$$

2.2.5 Rychlost plazení pásu

Jak již bylo zmíněno v předchozí podkapitole 2.2.2., tak tah v pásu pásového dopravníku se při přechodu přes poháněcí buben mění ze své maximální hodnoty T_1 na hodnotu minimální T_2 (jedno-bubnový pohon) jak je zobrazeno na obr. 2.17.



Obrázek 2.17: Průběh tahové síly v pásu při přechodu přes poháněný buben

Jelikož je pás pružné těleso, u kterého předpokládáme platnost Hookova zákona, můžeme jeho poměrné prodloužení vyjádřit vztahy

$$\epsilon_1 = \frac{T_1}{E_g \cdot S_g}, \quad (2.43)$$

$$\epsilon_2 = \frac{T_2}{E_g \cdot S_g}, \quad (2.44)$$

kde

ϵ_1	[–]	poměrná deformace pásu způsobená silou T_1 ,
ϵ_2	[–]	poměrná deformace pásu způsobená silou T_2 ,
E_g	[N/mm ²]	modul pružnosti dopravního pásu,
S_g	[mm ²]	průřez dopravního pásu.

Protože tahové napětí v pásu při přechodu přes hnací buben exponenciálně klesá podle Eulerovy rovnice

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \alpha}, \quad (2.45)$$

bude také klesat poměrné prodloužení pásu ϵ . Rychlost pásu při náběhu na buben a v celé oblasti klidového úhlu opásání α_k je stejná jako obvodová rychlost hnacího bubnu (tahová síla v pásu se v této oblasti nemění). Rychlost pásu se začne zmenšovat až v oblasti využitého úhlu opásání α_v , kde pás vykonává vzhledem k bubnu určitý relativní pohyb. To má za následek, že rychlost pásu před hnacím bubnem a za ním se liší, a rozdíl mezi těmito rychlostmi je nazýván rychlostí plazení pásu.

U běžně používaných typů pásu je rychlost plazení menší než 1% rychlosti pásu, avšak hraje důležitou roli u dvoububnových pohonů a má vliv na opotřebení oběžné strany pásu a zejména plášťů hnacích bubnů.

Při vyjádření rychlosti plazení pásu budeme vycházet z Hookova zákona

$$\frac{T}{S_g} = E_g \cdot \epsilon, \quad (2.46)$$

a dále dle obr. 2.17 platí [3]

$$\epsilon = \frac{dT}{E_g \cdot S_g} = \frac{\Delta dx}{dx}, \quad (2.47)$$

$$\Delta dx = \frac{dT}{E_g \cdot S_g} \cdot dx. \quad (2.48)$$

Pro rychlost pásu platí, že

$$v = \frac{dx}{dt}, \quad (2.49)$$

$$dv = \frac{\Delta dx}{dt}, \quad (2.50)$$

$$dv = v_p = v_1 - v_2. \quad (2.51)$$

Dosazením vztahu (2.50) do (2.48) dostaneme

$$dv = \frac{dT}{E_g \cdot S_g} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{dT}{E_g \cdot S_g} \cdot v, \quad (2.52)$$

$$v_2 - v_1 = \frac{dT}{E_g \cdot S_g} \cdot v_1, \quad (2.53)$$

$$v_2 = \left(\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{E_g \cdot S_g} \cdot v_1 \right) + v_1 = \frac{T_2 - T_1}{E_g \cdot S_g} \cdot v_1 + v_1, \quad (2.54)$$

$$v_2 = \frac{E_g \cdot S_g + T_2 - T_1}{E_g \cdot S_g} \cdot v_1 = \frac{E_g \cdot S_g - (T_1 - T_2)}{E_g \cdot S_g} \cdot v_1 = \frac{E_g \cdot S_g - F}{E_g \cdot S_g} \cdot v_1. \quad (2.55)$$

Následným dosazením vztahu (2.55) do (2.51) dostaneme vztah pro výpočet rychlosti plazení pásu

$$v_p = v_1 - v_2 = v_1 \cdot \left(1 - \frac{E_g \cdot S_g - F}{E_g \cdot S_g} \right), \quad (2.56)$$

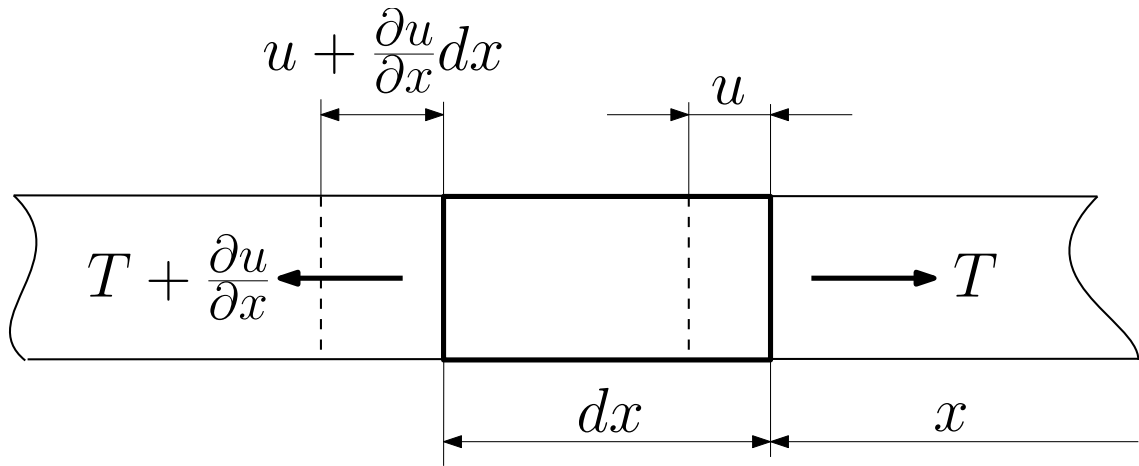
$$v_p = v_1 \frac{F}{E_g \cdot S_g}, \quad (2.57)$$

kde

v_p	$[m/s]$	rychlost plazení pásu,
v_1	$[m/s]$	rychlost v místě náběhu pásu na hnací buben,
v_2	$[m/s]$	rychlost v místě výběhu pásu z hnacího bubnu.

2.2.6 Dynamika pásového dopravníku při neustáleném provozu

Vyšetření dynamického chování pásového dopravníku jako celku při neustáleném provozu, tj. přechodových fázích rozběhu a brzdění je velmi složitou úlohou, kterou nelze exaktně vyřešit ani s pomocí výkonné výpočetní techniky. Nutno si uvědomit, že zásadní složitost řešení dynamiky pohybu vzniká v důsledku přenosu hnací síly na pružný dopravní pás působením tření, visko-elastických vlastností dopravního pásu, chování dopravovaného materiálu, průběhu hnací síly atd. Proto všechna řešení jsou nutně založena na větším či menším zjednodušení a mohou tedy zprostředkovat spíše kvalitativní než kvantitativní představu o probíhajících pochodech [7].



Obrázek 2.18: Element dopravního pásu [7]

Vlastní dopravní pás představuje pružný člen v němž v průběhu neustáleného provozu dochází ke změnám tahu, které vyvolávají relativní posuvy v elementu pásu, tj. podélné kmitání (Obr. 2.18).

Podélné kmitání pružného pásu se spojitě rozdělenou hmotou s uvažováním vnitřního tlumení lze v úseku mezi dvěma válečkovými stolicemi popsat parciální diferenciální rovnicí

$$\frac{\rho}{E'} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \bar{\eta} \cdot \frac{\partial}{\partial x^2} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right) - \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0, \quad (2.58)$$

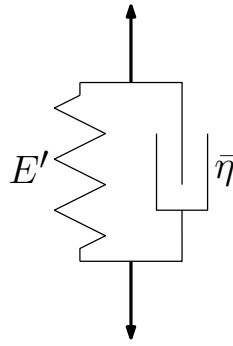
kde

ρ	$[kg/m]$	hmotnost pásu včetně materiálu na jednotku délky,
E'	$[N/mm^2]$	dynamický modul pružnosti,
$\bar{\eta}$	$[N \cdot s/m]$	součinitel vnitřního (viskózního) tlumení pásu.

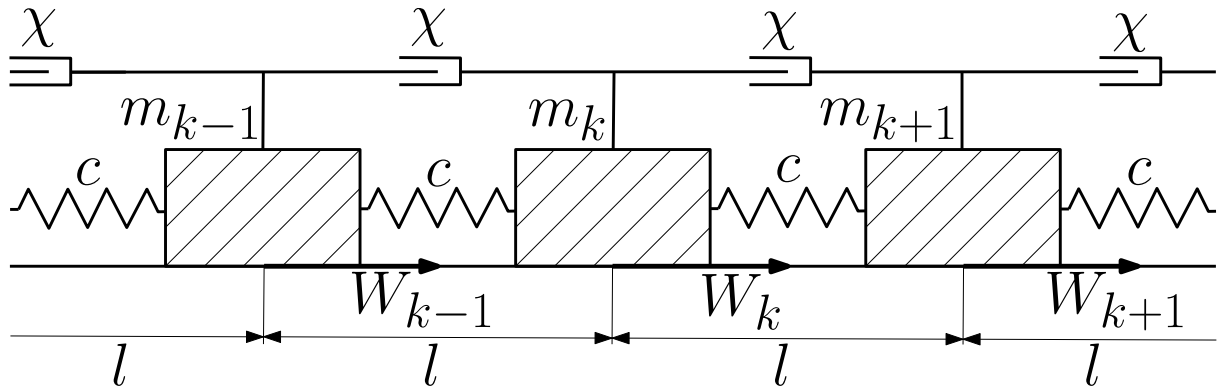
Účinky vnitřního tlumení se obvykle uvažují jako úměrné přírůstky rychlosti deformace dle Kelvin-Voightova modelu vyjadřujícího visko-elastické vlastnosti dopravního pásu (Obr. 2.19).

V místech válečkových stolic a převáděcích bubnů nutno do pásu zavést účinky pasivních odporů a setrvačných sil od rotačních hmot a v místě hnacího bubnu pak navíc hnací obvodovou sílu pohonu. Aby bylo možno takovouto složitou mechanickou soustavu v reálném čase popsat, je nutné pracovat s náhradním mechanickým modelem, kde spojitě rozdělené hmoty a účinky jsou nahrazeny diskretními. Náhradní model dopravního pásu lze pak v horní i dolní větvi dopravníku uvažovat dle obr. 2.20.

Za předpokladu soustředění redukovanych posuvných hmot tvořených posuvnými hmo-



Obrázek 2.19: Visko-elastické vlastnosti dopravního pásu [7]



Obrázek 2.20: Model dopravního pásu [7]

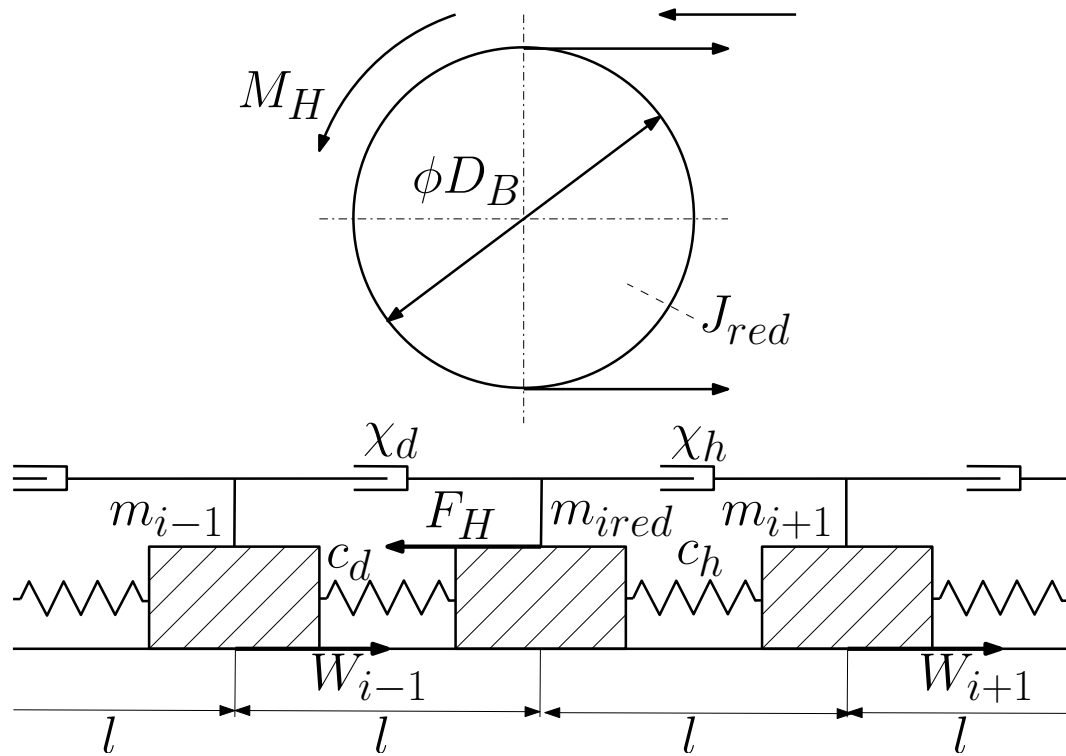
tami pásu a dopravovaného materiálu a redukovaných rotačních hmot válečkových stolic do míst jednotlivých uzlů v náhradním modelu dopravního pásu lze sestavit pro každý uzel pohybovou rovnici ve tvaru

$$m_k \cdot \ddot{u}_k = c \cdot (u_{k-1} - 2 \cdot u_k + u_{k+1}) + \chi \cdot (\dot{u}_{k-1} - 2 \cdot \dot{u}_k + \dot{u}_{k+1}) - W_k \cdot \text{sign} \dot{u}_k, \quad (2.59)$$

kde

$c = \frac{E \cdot B}{l}$	$[N/m]$	součinitel dynamické tuhosti pásu
$\chi = \frac{\eta \cdot B}{l}$	$[N \cdot s/m]$	součinitel dynamického tlumení,
W_k	$[N]$	odpor protipohybu pásu,
B	$[m]$	šířka pásu,
l	$[m]$	délka úseku náhradního uzlu,
m_k	$[kg]$	celková redukovaná posuvná hmota uzlu.

Pro uzel pohonu podle obr. 2.21 za předpokladu trvalého přenosu potřebné hnací síly mezi páse pásového dopravníku a bubnem (tedy za předpokladu, že nedochází k prokluzu)



Obrázek 2.21: Model uzlu pohonu a dopravního pásu [7]

můžeme sestavit pohybovou rovnici

$$m_{ired} \cdot \ddot{u}_i = c_h \cdot (u_i - u_{i+1}) - c_d \cdot (u_{i-1} - u_i) + \chi_h \cdot (\dot{u}_i - \dot{u}_{i+1}) - \chi_d \cdot (\dot{u}_{i-1} - \dot{u}_i) + F_H, \quad (2.60)$$

kde

$F_H = \frac{2 \cdot M_H \cdot \eta_H \cdot i}{D_B}$	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu,
η_H	[-]	celková účinnost pohonu,
i	[-]	celkový převod k hnacímu bubnu,
M_H	[N · m]	hnací moment elektromotoru,
m_{red}	[kg]	celková posuvná redukovaná hmota v místě hnacího bubnu.

Redukce rotační hmoty na posuvnou je dána vztahem

$$m_{red} = J_i \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_i}{v}\right)^2, \quad (2.61)$$

kde

J_i	[kg · m ²]	moment setrvačnosti rotační hmoty,
n_i	[min ⁻¹]	otáčky rot. hmoty.

Kapitola 3

Zařízení pro testování spojů obalové fólie

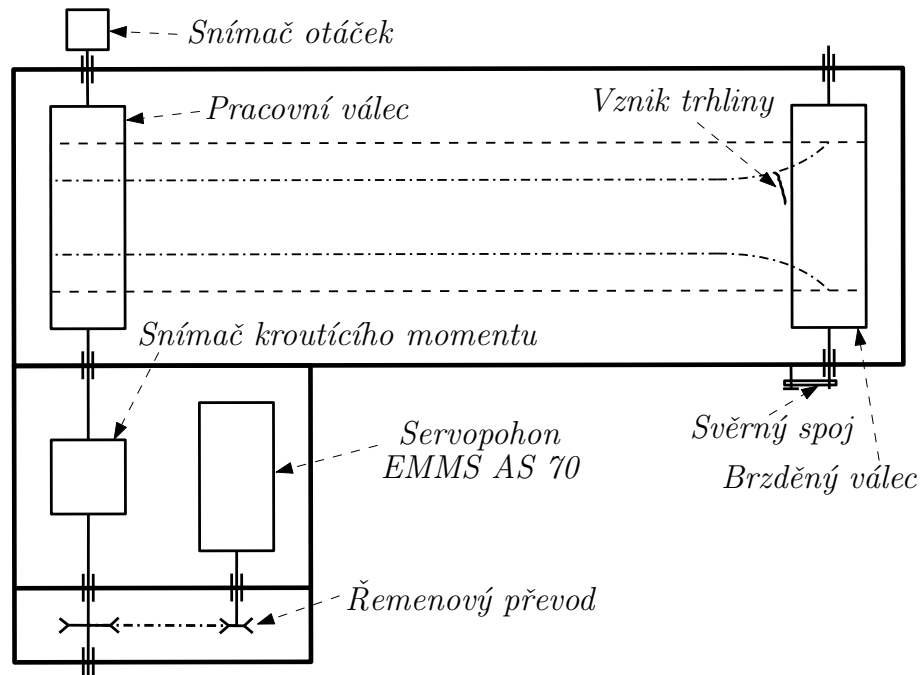
V této kapitole budou uvedeny konstrukční návrhy zařízení pro testování spojů obalové fólie. Veškeré konstrukční návrhy jsou vytvořeny v programu Autodesk Inventor 2015.

Hlavním přínosem zařízení pro testování spojů obalové fólie je možnost měřit únosnost spojů různých druhů obalových fólií. Na zařízení bude možné změřit průtažnost celistvé fólie, nebo průtažnost popř. vzájemné tření dvou spojených konců fólie. Vzájemné spojení bývá realizováno lepením, svařováním nebo pouze překryvem obou konců a následným vyhlazením vzduchových bublin.

Na obr. 3.1 je zobrazeno schéma zařízení, které bylo navrženo na ústavu konstruování a části strojů, kde byla na tomto zařízení v rámci diplomové práce provedena tahová a smyková zkouška průtažné fólie [8].

3.1 Popis zařízení

Hlavní částí zařízení je rám, který je složen z hliníkových profilů Bosch Rexroth 45x45L. Spoje jsou řešeny centrálním šroubem, kde vnitřní závit je tvořen v ose profilu. Rám je tvořen dvěma souběžnými částmi, kde širší a delší část slouží pro uchycení ložiskových domků ve kterých jsou uloženy pracovní válce. Užší a kratší souběžná část slouží k uložení ložiskových domků hnané řemenice a zároveň slouží jako podélné vedení lože servomotoru. Díky podélnému vedení můžeme jednoduše nastavit osovou vzdálenost mezi hnací a hnanou řemenicí. Tyto dvě souběžné části jsou vzájemně spojeny přes snímač krouťícího momentu, který je uložen mezi pracovní válec a hnaný hřídel řemenice. Pracovní válce (hnaný a brz-



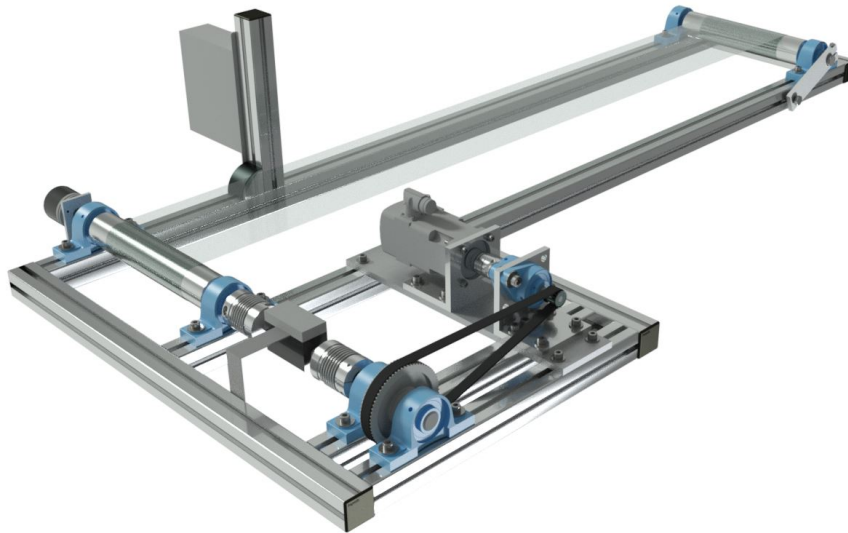
Obrázek 3.1: Schéma zařízení pro testování spojů obalové fólie

děný) jsou stejné konstrukce, jejichž pracovní průměr je 56 mm v délce 300mm. Válců jsou uloženy v ložiskových domcích UCP 205 a přišroubovány k rámu. Pevný (brzděný) váleček je přes svěrný spoj uchycen k rámu.

Základnou posuvného lože servomotoru je hliníková deska o rozměrech 100 x 325 mm a tloušťce 10 mm. K desce jsou přišroubovány dva hliníkové L - profily o rozměrech 100 x 100 x 10 mm. Jeden z těchto profilů slouží pro uchycení oválných přírubových domků UCFL 201, v nichž je uložena hnací hřídel. K druhému L - profilu je uchycen servomotor EMMS AS 70. Výstupní hřídel servomotoru je spojen s hnací hřídelí pomocí pružné spojky. Uložení celé této sestavy na jedné desce umožňuje podélný posuv, a tedy je umožněné jednoduché nastavení osové vzdálenosti řemenového převodu, respektive předepnutí řemene.

Během měření je snímán kroučící moment a úhel natočení otočného pracovního válce. Tudíž je zařízení vybaveno snímačem kroučícího momentu T20, který je uložen mezi hnací hřídel a pracovní váleček. Z druhé strany je pak k válci připojen inkrementální snímač IRC 205.

Během provádění tahové a smykové zkoušky bylo zjištěno, že měření na takto navrženém zařízení je omezeno destrukcí fólie na hraně brzděného válce. Během samotného měření dochází k protažení fólie, což má za následek zužování fólie po celou dobu expe-



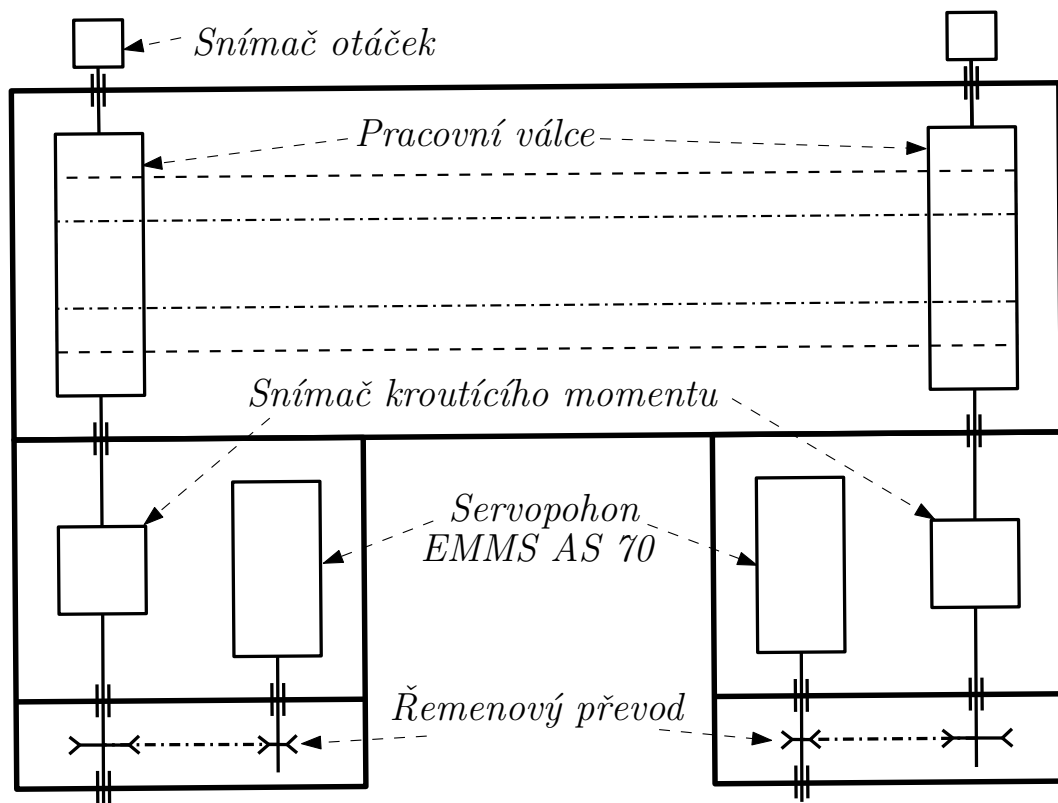
Obrázek 3.2: 3D model zařízení pro testování spojů obalové fólie

rimentu. V případě hnaného válce dochází k postupnému navíjení stále menší šířky fólie. Naopak na straně brzděného válce dochází na jeho výstupu vlivem tření mezi brzděným válcem a namotanou fólií k zachování původní šířky fólie. Během protahování fólie tedy dochází k postupnému zvětšování rozdílu mezi původní a novou šířkou fólie na hraně brzděného válce, což má za následek vznik trhliny. Tato trhlina způsobí dřívější destrukci fólie. Zužování fólie a vznik trhliny je schématicky naznačen na obr. 3.1.

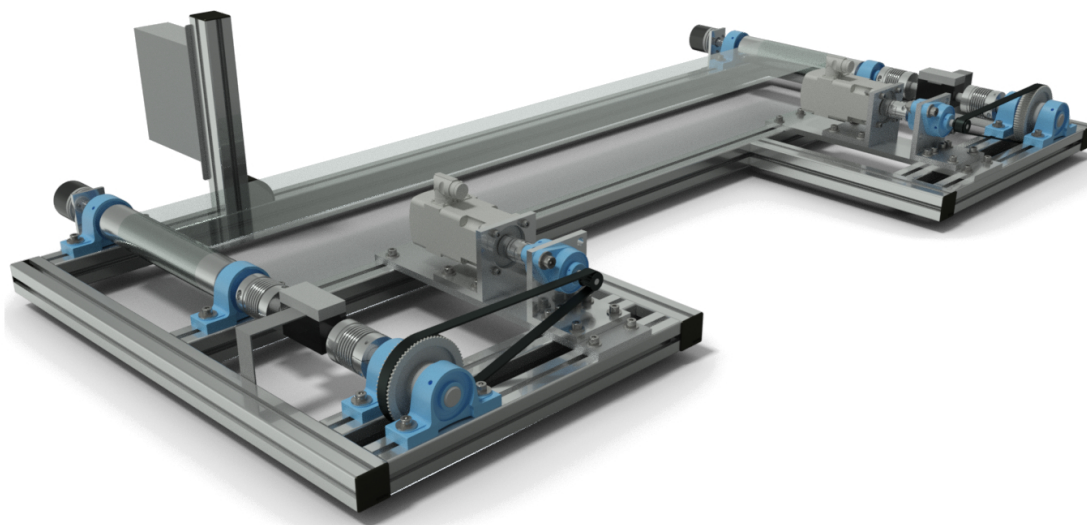
Jedním z úkolů této práce je navrhnout vhodné konstrukční úpravy tohoto zařízení, tak aby nedocházelo k popsanému způsobu vzniku trhliny v místě vrubu zeštíhlením šíře fólie. To bude zajištěno nahrazením jednosměrného navíjení za synchronní protisměrné navíjení na dvojici poháněných válců. Samotné návrhy by se neměly příliš lišit od původního, aby bylo možné použít pokud možno co nejvíce stávajících dílů. V následujících podkapitolách budou uvedeny možné konstrukční modifikace.

3.2 První konstrukční návrh protisměrného navíjení

První možnou konstrukční variantou jak docílit protisměrného synchronního navíjení je zdvojením původního měřicího zařízení. Schéma konstrukčního návrhu je uvedeno na obr. 3.3. Hlavní výhodou tohoto návrhu je zachování pracovních rozměrů zařízení. Dojde pouze k rozšíření rámu o oblast uložení pohonu protisměrného navíjecího válce. Naopak nevýhodou tohoto návrhu je její vysoká nákladnost, jelikož je potřeba do sestavy zařadit druhý servomotor a řemenový převod.



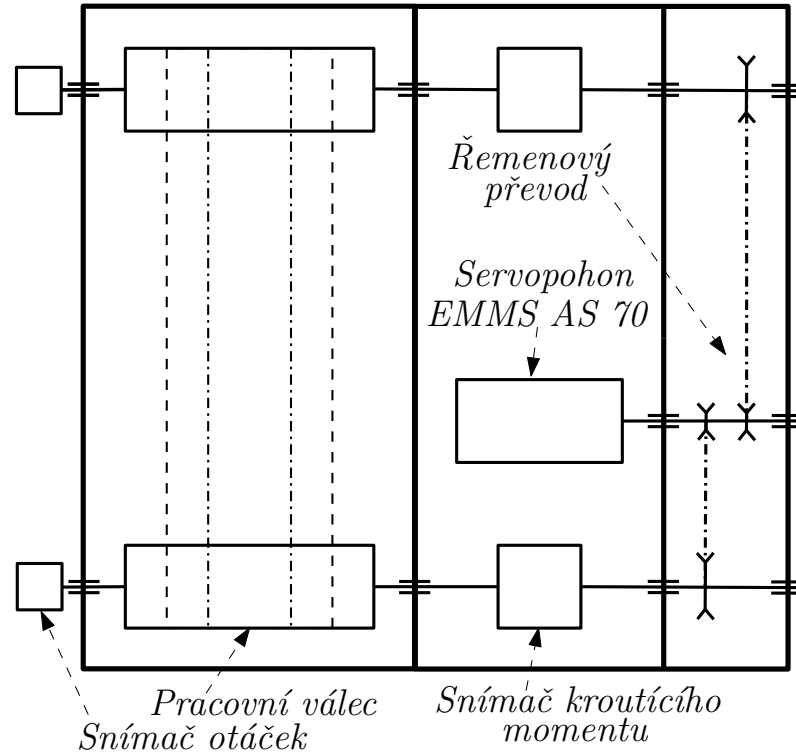
Obrázek 3.3: Schéma prvního konstrukčního návrhu protisměrného navíjení



Obrázek 3.4: 3D model prvního konstrukčního návrhu protisměrného navíjení

3.3 Druhý konstrukční návrh protisměrného navíjení

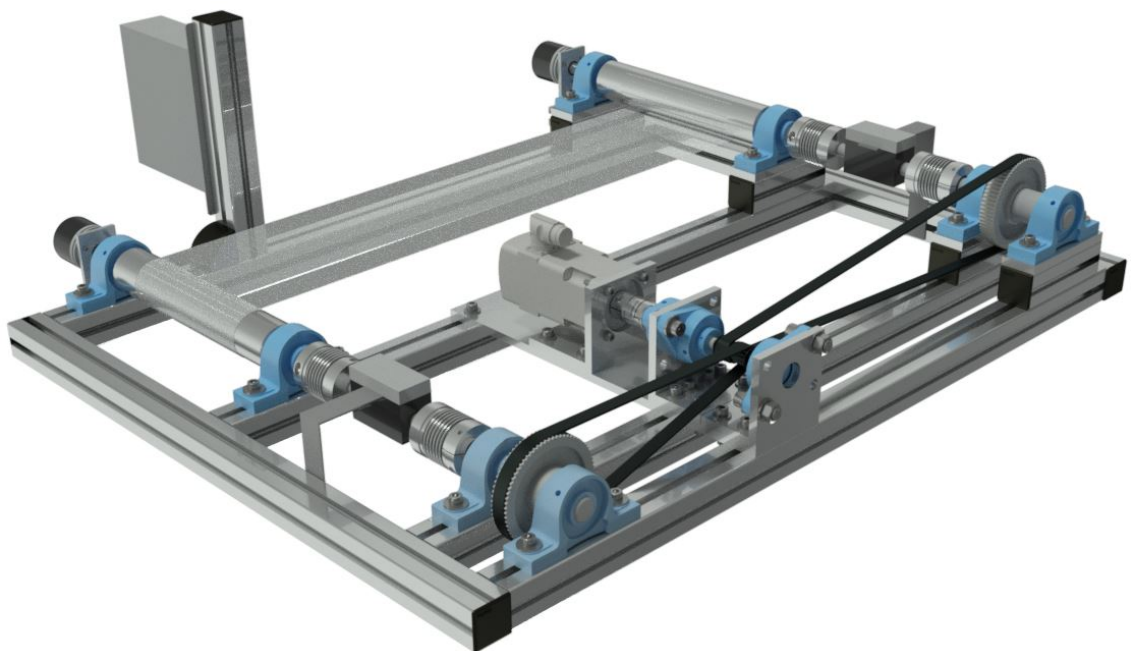
Druhá varianta konstrukčního návrhu je navržena za předpokladu použití pouze jednoho pohonu. Schéma konstrukční varianty je zobrazeno na obr. 3.5.



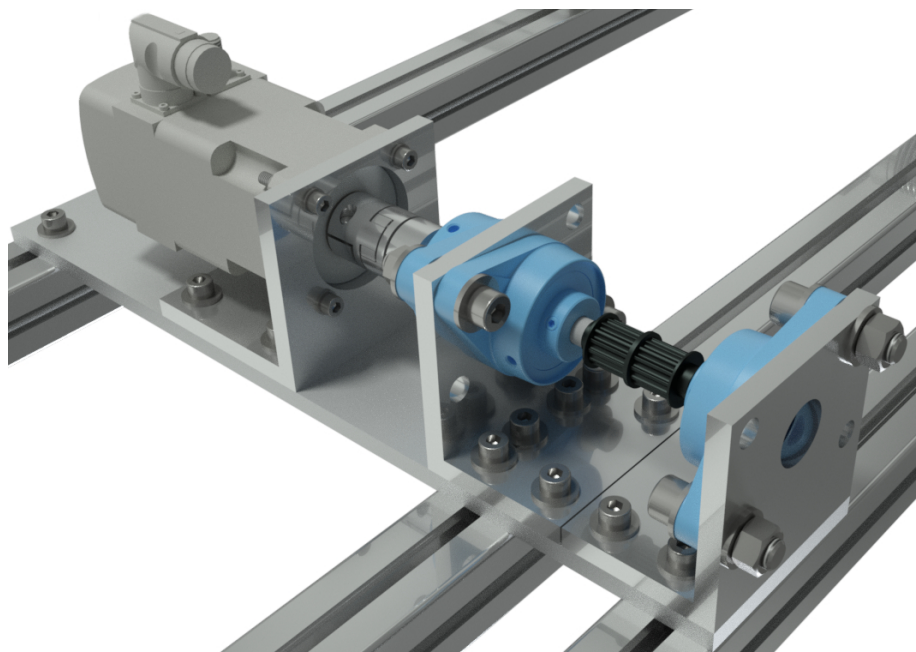
Obrázek 3.5: Schéma druhého konstrukčního návrhu protisměrného navíjení

V případě tohoto návrhu je přenos kroučícího momentu na druhý válec realizován pomocí druhého řemenového převodu, a tedy je nutné upravit lože servomotoru přidáním dalšího L - profilu pro uchycení přírubového domku, ve kterém je uložen převislý konec hnací hřídele. Hřídel je prodloužen a je na něj nasunut druhý pastorek řemenice pro převod momentu na druhý válec. L-profil zůstává stejné konstrukce jako předešlý pro uchycení přírubového ložiskového domku. Zapotřebí je upravit základní hliníkovou desku, která bude mít v tomto případě základní rozměry 100 x 470 x 10 mm.

V případě použití jednoho servomotoru (Obr. 3.6) dojde k tomu, že se oba válce budou otáčet stejným směrem. Synchronní protisměrné navíjení je zajištěno tak, že navinutí měřeného vzorku fólie na pracovní válce je provedeno z obou stran válců (fólie na jeden z válců nabíhá z dolní strany válce a na druhý naopak z horní strany válce). To znamená, že válec na který fólie nabíhá ze spodní strany je nutné přizvednout o hodnotu průměru pracovního válce, aby byla zajištěna rovnoběžná poloha fólie s rovinou rámu.



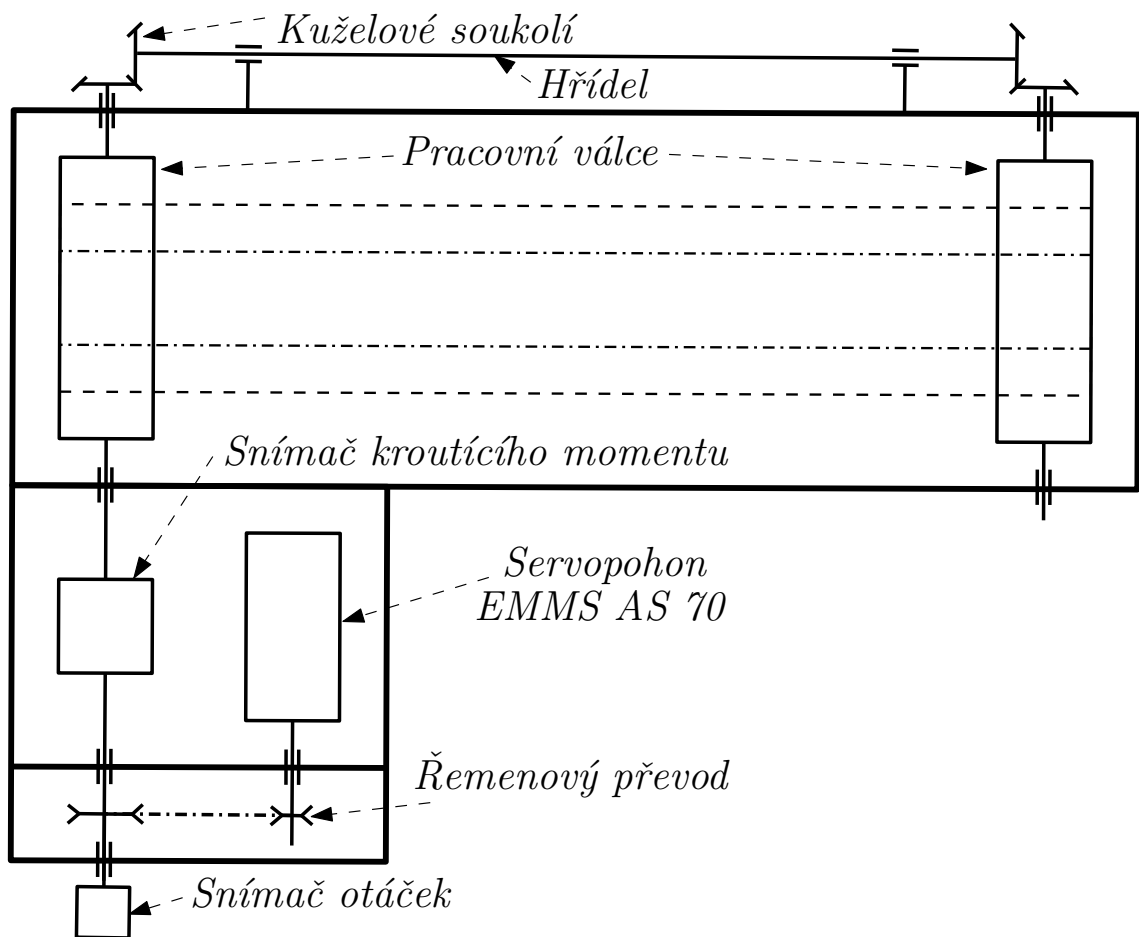
Obrázek 3.6: 3D model druhého konstrukčního návrhu protisměrného navíjení



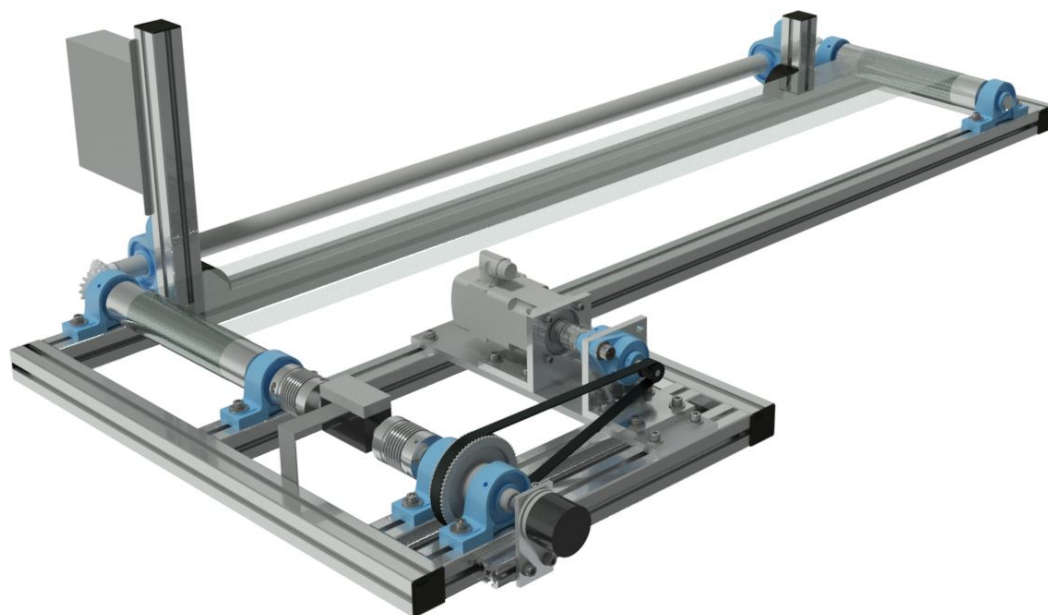
Obrázek 3.7: 3D model úpravy lože servomotoru

3.4 Třetí konstrukční návrh protisměrného navíjení

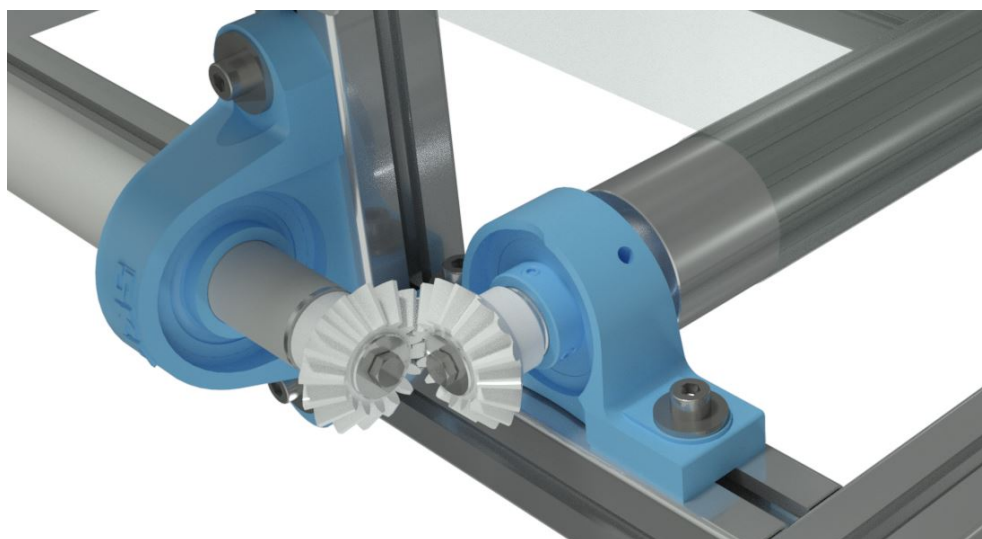
Na obr. 3.9 je zobrazena třetí konstrukční varianta modifikace zařízení. Její výhodou je plné zachování původní konstrukce. Přenos krouticího momentu na druhý pracovní válec je realizován pomocí dvou kuželových soukolí a dlouhé hřídele. Hřídel je uložena v ložiskových domcích, které jsou přišroubovány k základnímu rámu. Vzhledem k nízkému krouticímu momentu je převod realizován pomocí plastového kuželového soukolí (Hostaform C). Přenos krouticího momentu mezi ozubeným kolem a hřídelí je realizován pomocí těsného pera.



Obrázek 3.8: Schéma třetího konstrukčního návrhu protisměrného navíjení



Obrázek 3.9: 3D model třetího konstrukčního návrhu protisměrného navíjení



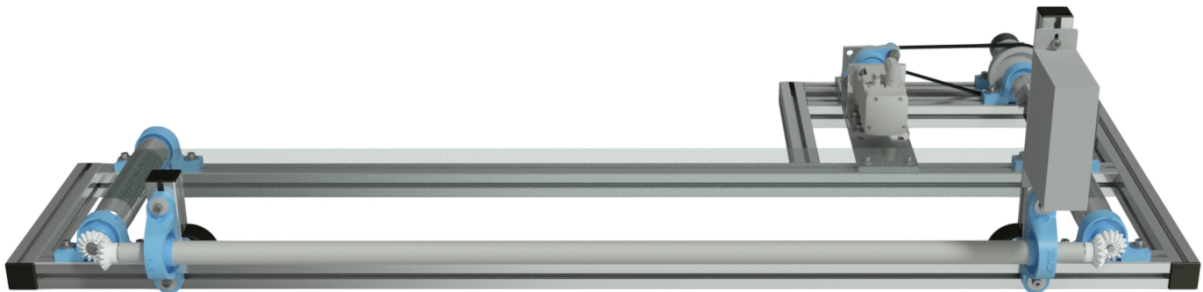
Obrázek 3.10: Detail kuželového ozubení

Seřízení záběru ozubených kol

Seřízení kuželového ozubení bude prováděno pomocí sady distančních kroužků, které se budou vkládat mezi náboj ozubeného kola a čelo čepu, na němž je kuželové kolo uloženo. Tyto kroužky zajistí seřízení ve směru os otáčení ozubených kol. Ve svislém směru je seřízení zajištěno plynule nastavitelnou výškou uchycení ložiskového domku, v němž je uložena hřídel.

3.5 Kontrolní výpočty

Kontrolnímu výpočtu bude podrobena navržená třetí varianta modifikace zařízení. To znamená kontrolní výpočet použitých ložisek, těsného pera a hřídele, která spojuje oba pracovní válce pomocí plastového kuželového soukolí (Obr. 3.11). Hřídel je namáhána kombinovaným namáháním od sil vznikajících v kuželovém soukolí. Výpočet hřídele je proveden na namáhání od ohybu, krutu a následně od kombinovaného namáhání. Analytické výpočty jsou ověřeny pomocí metody konečných prvků, která je provedena v programu Abaqus v. 6.12..



Obrázek 3.11: Konstrukční návrh protisměrného navíjení - varianta 3

3.5.1 Rozbor sil

Silové poměry na kuželovém soukolí jsou řešeny na středním průměru. V případě přímého ozubení můžeme střední průměr určit ze vztahu [11]

$$d_m = m_{te} \cdot z, \quad (3.1)$$

kde

d_m	[mm]	střední průměr,
m_{te}	[mm]	obvodový modul,
z	[—]	počet zubů kola.

Silové poměry u kuželového soukolí s přímými zuby jsou uvedeny na obr. 3.12. Výchozí silou pro řešení silového rozboru je tečná síla pro kterou platí, že

$$F_{T21} = \frac{2 \cdot M_K}{d_{m1}}, \quad (3.2)$$

kde

F_{T21}	[N]	tečná síla,
M_K	[Nmm]	krouťící moment,
d_{m1}	[—]	střední průměr kola 1.

Tečná síla F_{T21} působí z kuželového kola 2 na kuželový pastorek 1. Dle principu akce a reakce můžeme tečnou sílu působící z pastorku 1 na kolo 2 vyjádřit

$$F_{T21} = -F_{T12} = F_T. \quad (3.3)$$

Tato zásada platí i pro radiální a axiální síly. Pro tyto síly dle obr. 3.12 platí

$$F_{R21} = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad (3.4)$$

$$F_{R12} = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 \quad (3.5)$$

$$F_{A21} = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad (3.6)$$

$$F_{A12} = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 \quad (3.7)$$

kde

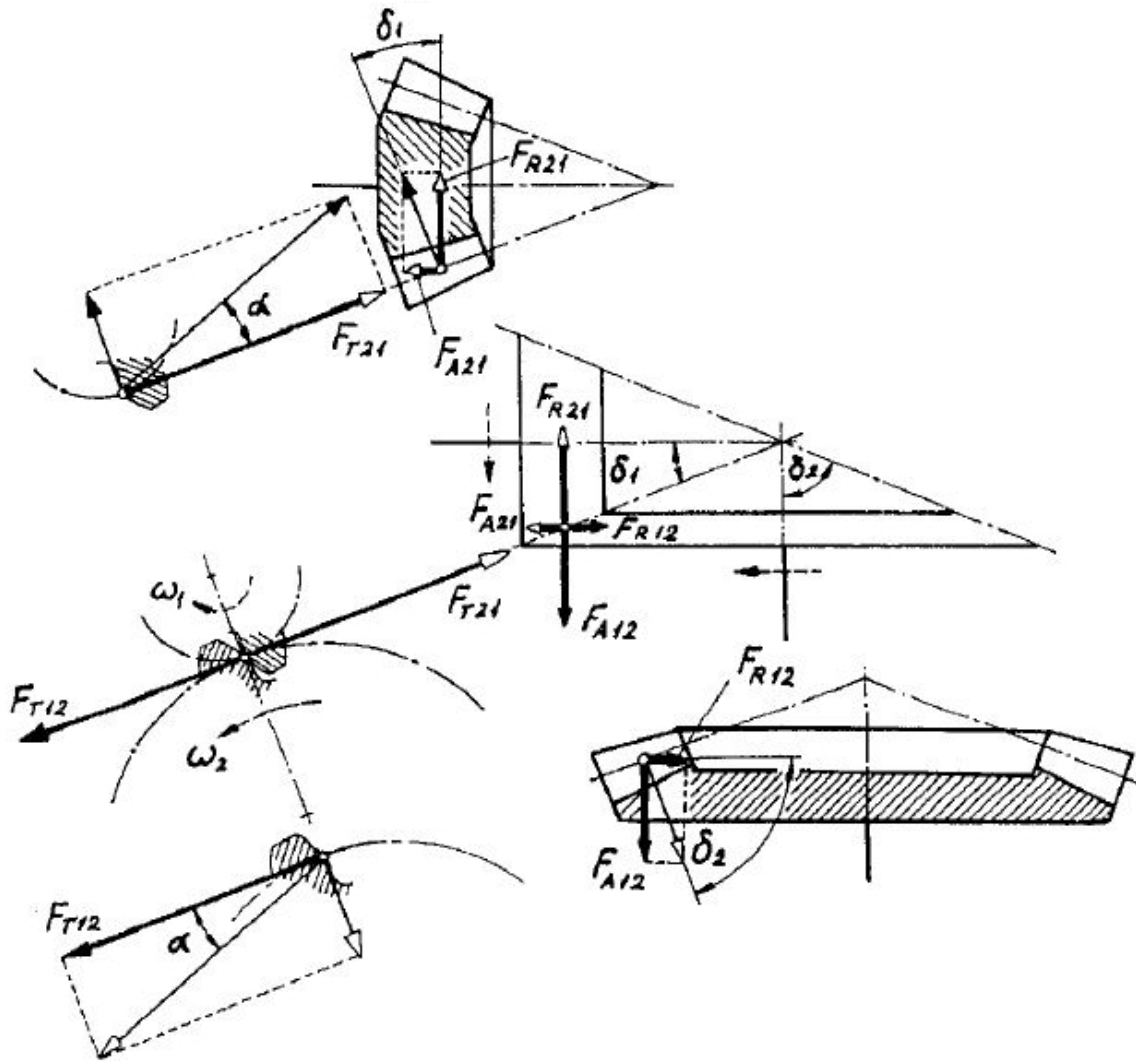
F_R	[N]	radiální síla,
F_A	[N]	axiální síla,
α	[°]	úhel profilu zubu,
δ	[°]	roztečný úhel.

Výše uvedené vztahy můžeme také upravit do tvaru

$$F_{R12} = -F_{A21}, \quad (3.8)$$

$$F_{R21} = -F_{A12}. \quad (3.9)$$

Z úpravy tedy vyplývá, že radiální síla na jedno kolo je stejně velká (opačného smyslu) jako axiální síla působící na kolo druhé.



Obrázek 3.12: Silové poměry na kuželovém soukolí - převzato z [11]

Pro použité plastové soukolí od společností T.E.A. TECHNIK (modul $m = 3$, počet zubů $z = 16$, převodový poměr $i = 1$, ostatní parametry viz. příloha) můžeme dle vztahu (3.1) určit střední průměr kola

$$d_m = m_{te} \cdot z = 3 \cdot 16 = 48mm \quad (3.10)$$

a dále působící síly v soukolí při přenosu maximálního kroutícího momentu pracovního válce

$$M_{Kpv} = i \cdot M_{Km} = 5,16 \cdot 1,64 = 8,462Nm, \quad (3.11)$$

kde

M_{Kpv}	$[Nm]$	kroutící moment pracovního válce,
M_{Km}	$[Nm]$	kroutící moment motoru,
i	$[-]$	převodový poměr řemenového převodu.

Síly v ozubení jsou s ohledem na převodový poměr $i = 1$ shodné pro obě kola. Velikosti jsou

$$F_T = \frac{2 \cdot M_{Kpv}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 8462}{48} = 352,58N, \quad (3.12)$$

$$F_R = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta = 352,58 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \sin 45 = 90,74N, \quad (3.13)$$

$$F_A = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta = 352,58 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \cos 45 = 90,74N. \quad (3.14)$$

Tyto síly jsou dále uvažovány při dimenzování hřídele.

3.5.2 Namáhání hřídele na ohyb

Na obr. 3.13 je schématicky naznačena navržená hřídel a síly od kuželového soukolí, které hřídel namáhají na ohyb. Nejdříve vypočteme velikost reakčních sil v místě uložení hřídele v ložiskových domcích. Velikost axiálních složek se navzájem vyruší a velikost radiálních složek vypočteme z rovnic silové rovnováhy. Z momentové rovnice rovnováhy pro bod A vypočteme velikost reakce R_{By}

$$M_A : F \cdot 88,3 - F \cdot 24 + R_{By} \cdot 1288,4 + F \cdot 24 - F \cdot 1376,7 = 0, \quad (3.15)$$

$$R_{By} = \frac{F \cdot (1376,7 - 88,3)}{1288,4} = F \quad (3.16)$$

a dosazením vztahu (3.16) do rovnice rovnováhy ve svislém směru y dostaneme velikost reakce R_{Ay}

$$y : 2 \cdot F - R_{Ay} - R_{By} = 0, \quad (3.17)$$

$$R_{Ay} = F. \quad (3.18)$$

Dále můžeme zakreslit průběh ohybového momentu na hřídeli a průběh momentu od jednotkového zatížení v místě, kde chceme zjistit průhyb (popř. natočení). V tomto případě se jedná o zatížení jednotkovou silou "1" ve středu celkové délky hřídele, kde bude docházet k maximálnímu průhybu hřídele. Oba tyto průběhy jsou zobrazeny v obr. 3.13.

Známe-li i tyto průběhy můžeme určit velikost průhybu hřídele. Ten určíme pomocí Vereščaginovy metody, pro kterou platí

$$v_i = \frac{1}{E \cdot J} \sum_{j=1}^n \cdot A_{Mi} \cdot m_{Ti}, \quad (3.19)$$

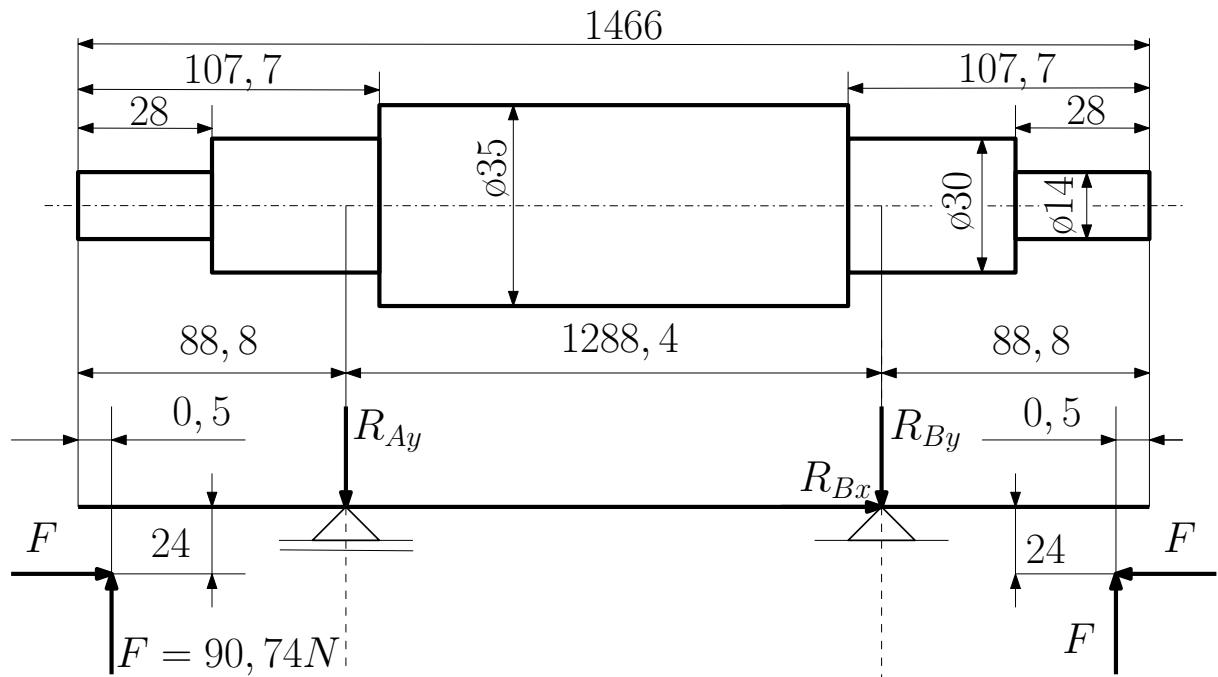
kde

v_i	$[mm]$	velikost průhybu v místě i ,
E	$[N/mm^2]$	modul pružnosti,
J	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu,
A_M	$[mm^2]$	plocha pod průběhem $M_o(x)$,
m_T	$[Nmm]$	velikost momentu od jednotkové síly v místě těžiště plochy A_M .

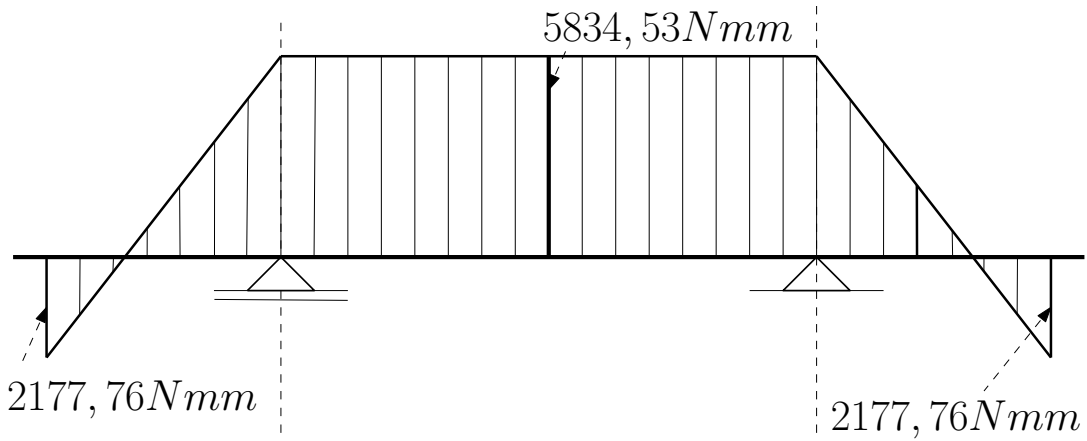
Hodnota maximálního průhybu dle Vereščaginovy metody je tedy

$$v_i = \frac{[(5834, 53 \cdot 644, 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot 644, 2) + (5834, 53 \cdot 644, 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot 644, 2)]}{2, 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 35^4}{64}} = \quad (3.20)$$

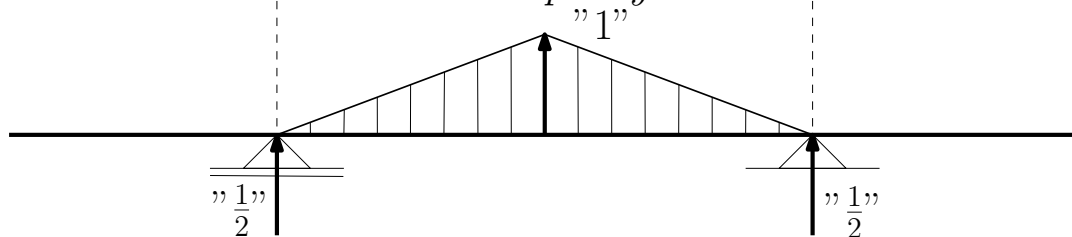
$$= 0, 078mm.$$



Průběh ohybového momentu od sil v ozubení:



Průběh ohybového momentu od jednotkového zatížení v místě maximálního průhybu:



Obrázek 3.13: Namáhání hřídele na ohyb

Pro dimenzování hřídele, je ještě nutné vypočítat hodnoty ohybového napětí. Ty jsou zaznamenány v tab. 3.1 společně s maximální průhybem. Veškeré analytické výpočty jsou porovnány s výpočtem provedeným pomocí metody konečných prvků, který je uveden na obr. 3.19 a obr. 3.18.

Pro výpočet napětí od ohybového momentu platí obecný vztah

$$\sigma_o(x) = \frac{M_o(x)}{W_o} = \frac{M_o(x)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}. \quad (3.21)$$

kde

$\sigma_o(x)$ [N/mm²] napětí od ohybového momentu,
 $M_o(x)$ [Nmm] ohybový moment,
 W_o [mm³] průřezový modul v ohybu.

	<i>Analytický výpočet</i>	<i>MKP - Abaqus</i>	<i>MITcalc</i>
$\sigma_o(\phi 35)$ [N/mm ²]	1,39	2,18	5,01
$\sigma_o(\phi 30)$ [N/mm ²]	2,2	1,41	2,45
<i>Maximální průhyb</i> [mm]	0,078	0,089	0,248

Tabulka 3.1: Porovnání výsledků při namáhání hřídele na ohyb

V tab. 3.1 jsou v poslední sloupci uvedeny hodnoty z programu MITcalc, které se výrazně liší od hodnot vypočtených. To je zapříčiněno tím, že program při výpočtu uvažuje zatížení hřídele od vlastní hmotnosti. Tyto hodnoty se tedy dají považovat za nejpřesnější.

Hodnota maximálního průhybu by měla být podle [11] pro hřídele mimo místa uložení ozubených kol

$$y_D = 0,0003 \cdot L_L, \quad (3.22)$$

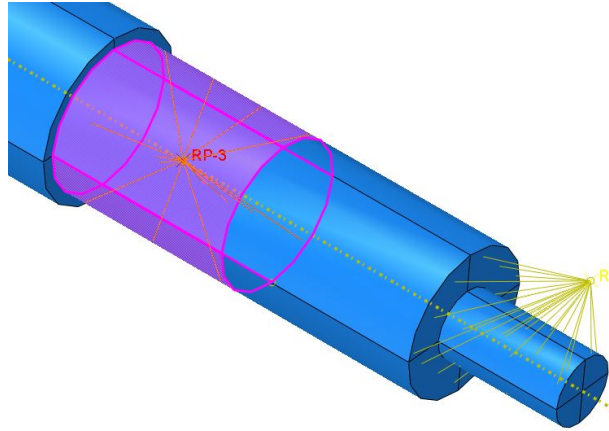
kde

L_L [mm] vzdálenost mezi ložisky.

V tomto případě je tedy pro $L = 1288,4$ mm dovolený průhyb $y_D = 0,387$ mm. Maximální průhyb hřídele je tedy menší než dovolený.

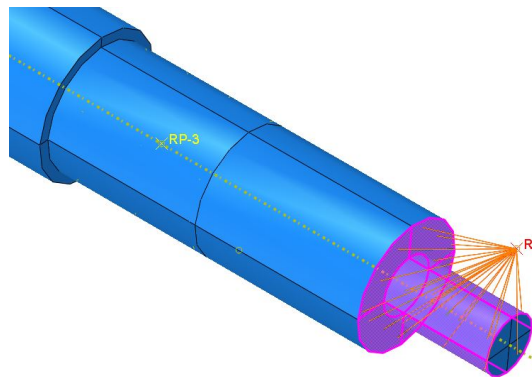
Popis MKP analýzy - namáhání na ohyb

MKP analýza je provedena v programu Abaqus v.6.12., kde je navržená hřídel vy-modelována jako 3D poddajné těleso. V ose hřídele jsou vytvořeny dva referenční body, se kterými jsou pomocí vazby coupling svázány obvodové plochy hřídele v místě uložení ložiskových jednotek. (Obr. 3.14).

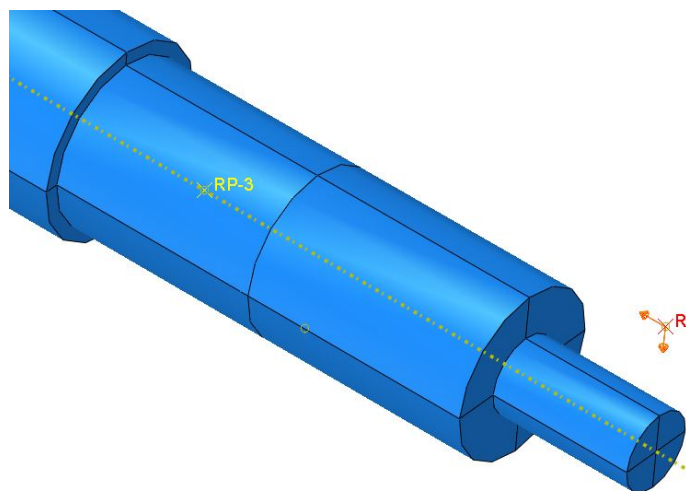


Obrázek 3.14: MKP analýza hřídele - použití vazby coupling pro zavedení okrajových podmínek

Uložení hřídele je zajištěno zamezením posuvu těchto referenčních bodů ve všech směrech. Pro zavedení sil od ozubení je vytvořen ve vzdálenosti odpovídající roztečnému průměru dle vztahu (3.1) další referenční bod, který je opět pomocí vazby coupling svázán s průměrem, kde je nasazeno ozubené kolo (Obr. 3.15). Do tohoto bodu jsou následně zavedeny síly namáhající hřídel na ohyb (Obr. 3.16).

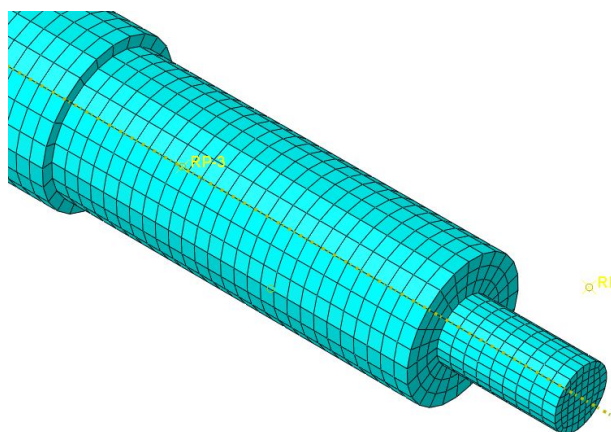


Obrázek 3.15: MKP analýza hřídele - použití vazby coupling pro zavedení vnějšího zatížení



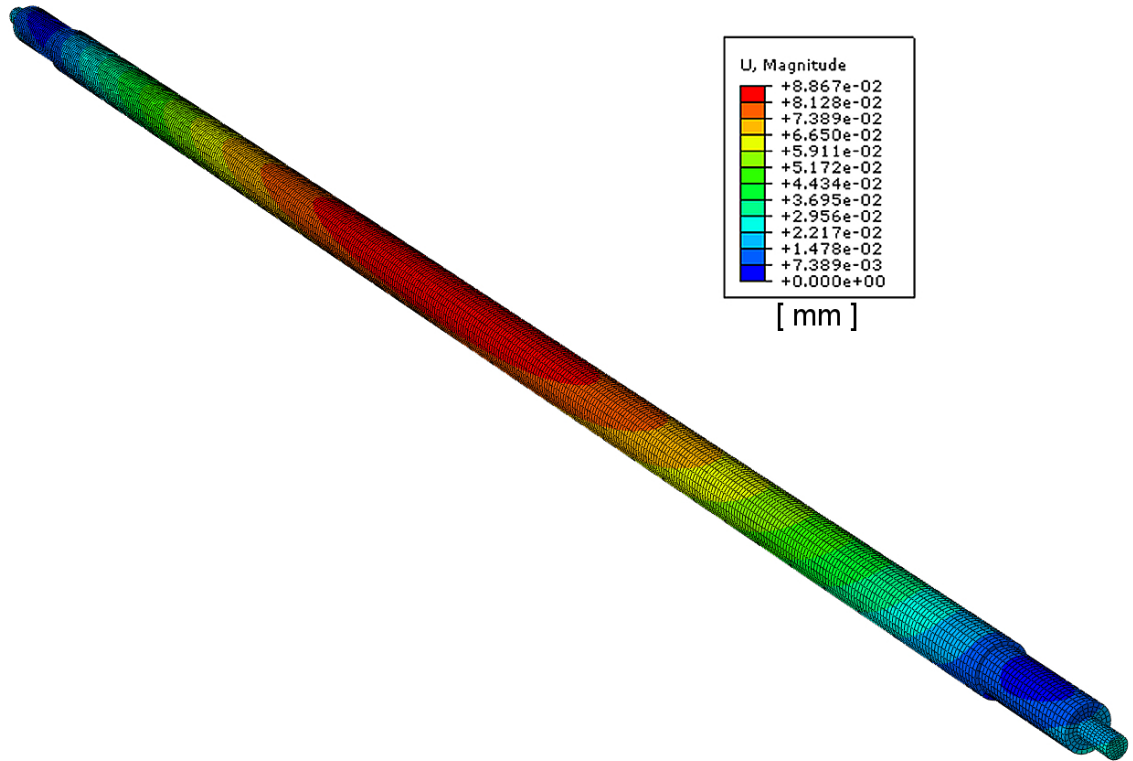
Obrázek 3.16: MKP analýza hřídele - zavedení vnějšího zatížení

Model hřídele je vysítovaný strukturovaně lineárněmi osmiuzlovými objemovými elementy. Velikost globálního elementu je 3 mm (Obr. 3.17).

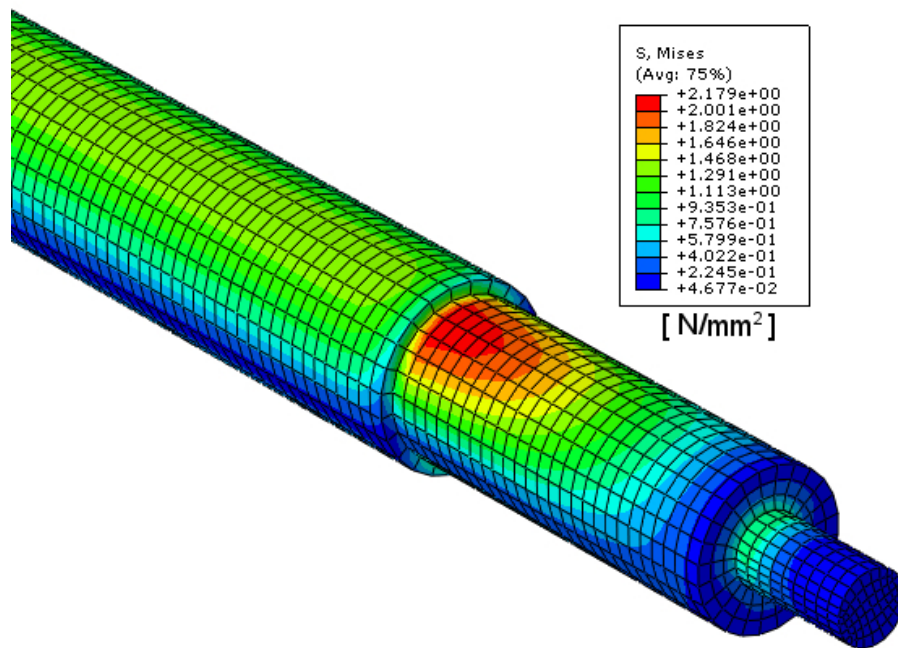


Obrázek 3.17: MKP analýza hřídele - vysítování

Průběh vypočteného průhybu je zobrazen na obr. 3.18. Jeho maximální hodnota je dle MKP analýzy 0,089 mm. Rozdíl od analyticky vypočtené hodnoty je při takto nastavených okrajových podmínkách a vnějšího zatížení 14%. Na obr. 3.19 je dále zobrazen průběh ohybového napětí. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 3.1.



Obrázek 3.18: MKP analýza hřídele - průhyb



Obrázek 3.19: MKP analýza hřídele - napětí v ohybu

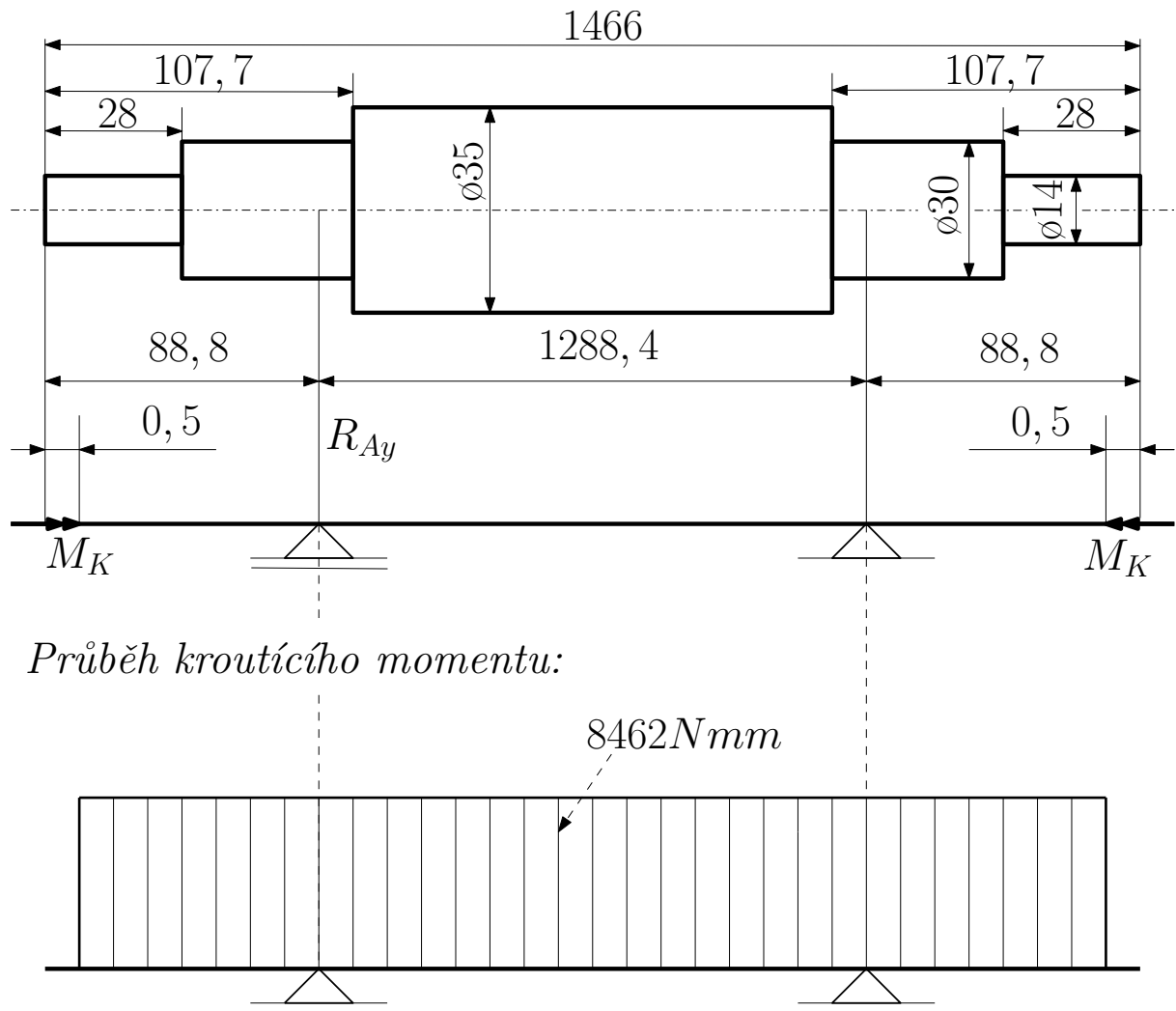
3.5.3 Namáhání hřídele na krut

Průběh kroutícího momentu je naznačen na obrázku obr. 3.20. Pro výpočet napětí od kroutícího momentu platí obecný vztah

$$\tau(x) = \frac{M_K(x)}{W_K} = \frac{M_K(x)}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}}, \quad (3.23)$$

kde

$\tau(x)$ [N/mm²] napětí od kroutícího momentu,
 $M_K(x)$ [Nmm] kroutící moment moment,
 W_K [mm³] průřezový modul v krutu.



Obrázek 3.20: Namáhání hřídele na krut

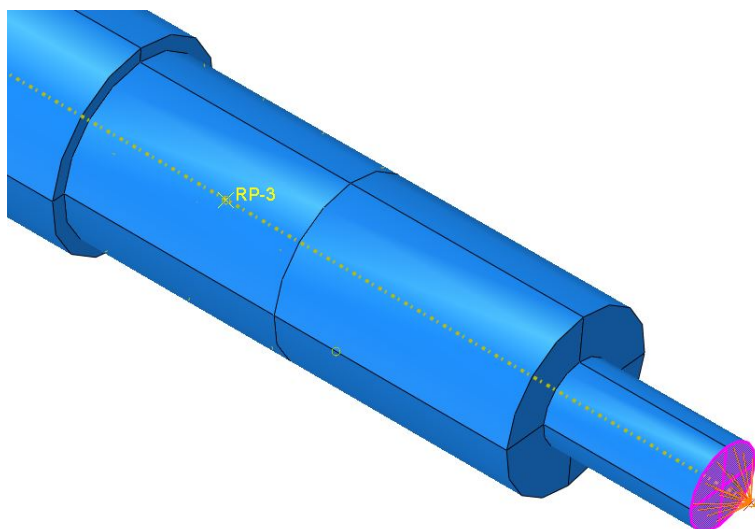
Výsledné hodnoty jsou zaznamenány v tab. 3.2 společně s výsledky z MKP analýzy (Obr. 3.23) a programu MITcalc. V tomto případě se hodnoty z programu MITcalc neliší, protože tíha materiálu nemá vliv na výpočet napětí od kroutícího momentu.

	<i>Analytický výpočet</i>	<i>MKP - Abaqus</i>	<i>MITcalc</i>
$\tau(\phi 35)$ [N/mm^2]	1	0,96	1
$\tau(\phi 30)$ [N/mm^2]	1,6	1,5	1,6
$\tau(\phi 14)$ [N/mm^2]	15,71	15,77	15,7

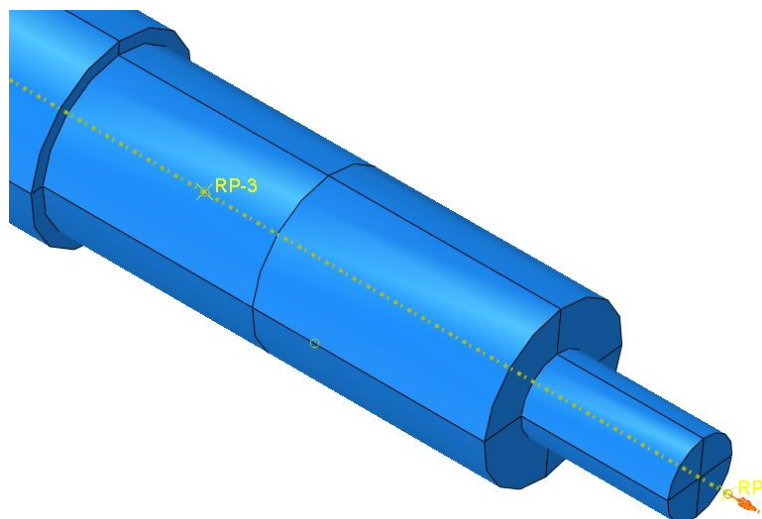
Tabulka 3.2: Porovnání výsledků při namáhání hřídele na krut

Popis MKP analýzy - namáhání na krut

Nastavení modelu pro výpočet namáhání hřídele od kroutícího momentu je obdobný jako v předešlém případě, kdy byl hřídel namáhán na ohyb. Rozdíl je pouze v nastavení zatížení od kroutícího momentu. Kroutící moment je zaveden do referenčního bobu (Obr. 3.22), který je pomocí vazby coupling svázán s čelem navržené hřídele (Obr. 3.21).

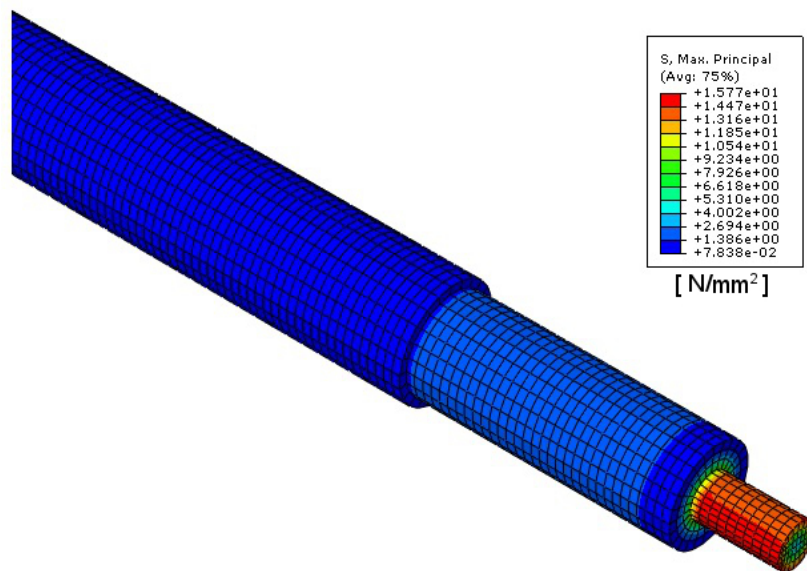


Obrázek 3.21: MKP analýza hřídele - použití vazby coupling pro zavedení kroutícího momentu



Obrázek 3.22: MKP analýza hřídele - nastavení kroutícího momentu

Průběh napětí od kroutícího momentu je při takto zavedeném vnějším zatížení a okrajových podmínkách zobrazeno na obr. 3.23. Odečtené hodnoty pro jednotlivé průměry jsou uvedeny v tab. 3.2. Největší rozdíl od analytického výpočtu je na $\varnothing 30$ mm, kde je rozdíl přibližně 6%.



Obrázek 3.23: MKP analýza hřídele - napětí v krutu

3.5.4 Kombinace ohybu a krutu

U kombinovaného namáhání ohybu a krutu vzniká víceosá napjatost. Z tohoto důvodu musíme pro sestavení pevnostní podmínky použít některou z odpovídajících teorií pevnosti. Pro houževnaté materiály se používají teorie τ_{max} a *HMH* pro které obecně platí [10]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} \leq \sigma_D, \quad (3.24)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{M_o}{W_o}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_K}{W_K}\right)^2} \leq \sigma_D, \quad (3.25)$$

kde

σ_{red}	$[N/mm^2]$	redukované napětí,
σ_D	$[N/mm^2]$	dovolené napětí,
α	$[-]$	3 pro <i>HMH</i> , 4 pro τ_{max} .

Výpočet bude proveden podle pevnostní hypotézy τ_{max} , protože dává větší míru bezpečnosti navrhovaného nosného průřezu. Výsledky jsou uvedeny v tab. 3.3 a opět porovnány s MKP analýzou (Obr. ??) a programem MITcalc.

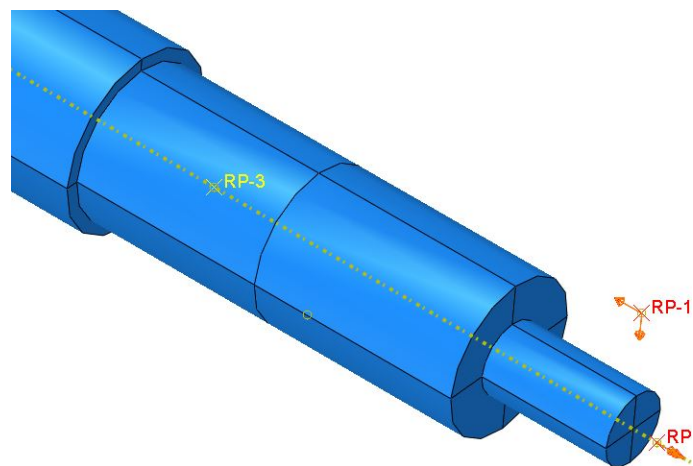
	<i>Analytický výpočet</i>	<i>MKP - Abaqus</i>	<i>MITcalc</i>
$\sigma_{red}(\varnothing 35) [N/mm^2]$	2,43	2,27	5,3
$\sigma_{red}(\varnothing 30) [N/mm^2]$	3,88	3,54	3,78
$\sigma_{red}(\varnothing 14) [N/mm^2]$	32,44	32	29,01

Tabulka 3.3: Porovnání výsledků při namáhání hřídele kombinací ohybu a krutu

Dovolené napětí σ_D pro ocel 11 500, ze které bude hřídel vyroben, je 50 až 70 N/mm^2 . Navržená hřídel tedy vyhovuje.

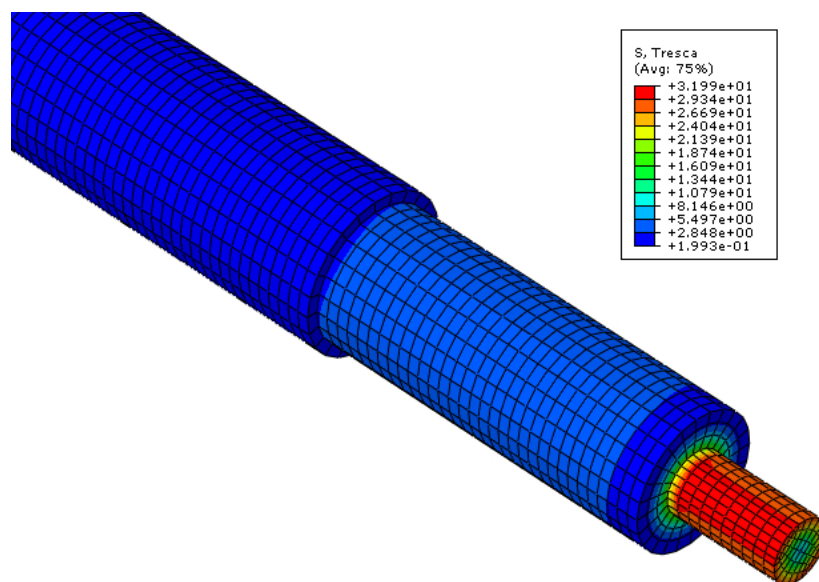
Popis MKP analýzy - kombinace ohybu a krutu

Zavedení okrajových podmínek při zatížení hřídele kombinovaným namáháním je obdobné jako v předešlých případech. Rozdíl je pouze v zavedení vnějšího ztížení. V případě kombinovaného namáhání je zavedeno zatížení jak od sil z ozubení, které namáhají hřídel na ohyb, tak i kroutící moment (Obr. 3.24).



Obrázek 3.24: MKP analýza hřídele - nastavení kombinovaného namáhání

Průběh napětí od kombinovaného namáhání je zobrazen na obr. 3.25. Odečtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 3.3. Největší rozdíl od analytického výpočtu je na $\varnothing 30$ mm, kde je rozdíl přibližně 9%.



Obrázek 3.25: MKP analýza hřídele - průběh napětí od kombinovaného namáhání

3.5.5 Kontrola těsného pera

Dle normy ČSN 022562 je pro hřídel $\varnothing 14$ mm doporučeno použít pero 5 x 5. Návrh délky pera je proveden z pevnostní podmínky na otláčení, pro kterou platí

$$l_a \geq \frac{2 \cdot M_K}{d_H \cdot t_1 \cdot p_D}, \quad (3.26)$$

kde

p_D	$[N/mm^2]$	dovolený tlak na otláčení
M_K	$[Nmm]$	kroučící moment,
d_h	$[mm]$	průměr hřídele,
t_1	$[mm]$	výška pera v náboji,
l_a	$[mm]$	akční délka pera $l_a = l - b$.

Pro dovolený tlak na otláčení plastového náboje kuželového kola volíme dle [15] $p_D = 20 N/mm^2$. Po dosazení do pevnostní podmínky (3.26) dostaneme délku pera

$$l_a \geq \frac{2 \cdot M_K}{d_H \cdot t_1 \cdot p_D} \geq \frac{2 \cdot 8460}{14 \cdot 2,1 \cdot 20} \geq 28,8mm. \quad (3.27)$$

Jelikož je potřebná délka pera delší než délka náboje, je nutné použít dvě pera po 120° . Délka těchto per bude poloviční. Potřebná délka pera je tedy

$$l_a = \frac{28,8}{2} = 14,4mm, \quad (3.28)$$

$$l = l_a + b = 14,4 + 5 = 19,4mm, \quad (3.29)$$

dle normy volíme normalizovanou délku pera 22 mm.

PERO 5e7 x 5 x 22 ČSN 02 2562

Kontrola pera na stříh

Pevnostní podmínka pro kontrolu pera na stříh má obecný tvar

$$\tau = \frac{2 \cdot M_K}{d_H \cdot b \cdot i \cdot l_a} \leq \tau_D, \quad (3.30)$$

kde

τ	$[N/mm^2]$	napětí ve stříhu,
M_K	$[Nmm]$	kroučící moment,
d_h	$[mm]$	průměr hřídele,
b	$[mm]$	šířka pera,
i	$[-]$	počet per,
l_a	$[mm]$	akční délka pera $l_a = l - b$,
τ_D	$[N/mm^2]$	dovolené napětí ve stříhu.

Po dosazení do vztahu (3.30) dostaneme

$$\tau = \frac{2 \cdot M_K}{d_H \cdot b \cdot 2 \cdot i \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 8460}{14 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 17} = 7,1 N/mm^2. \quad (3.31)$$

Dovolená hodnota napětí ve stříhu pro pero z materiálu 11 500 je 60 - 90 N/mm^2 . Pevnostní podmínka pro stříh je splněna.

Kontrola na otláčení

Kontrolu na otláčení provedeme zpětným dosazením vypočtené délky pera do pevnostní podmínky na otláčení (3.26)

$$p = \frac{2 \cdot M_K}{d_H \cdot t_1 \cdot i \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 8460}{14 \cdot 2,1 \cdot 2 \cdot 17} = 17 N/mm^2. \quad (3.32)$$

s ohledem na zvolený dovolený tlak na otláčení plastového náboje $p_D = 20 N/mm^2$ je pevnostní podmínka na otláčení splněna

3.5.6 Kontrola ložisek

Pro uchycení hřídele k rámu zařízení jsou použity ložiskové domky SKF-SYK 30TR (dokumentace je součástí příloh). Ložiska zachytávají pouze radiální reakci, která byla vypočtena ze vztahů (3.16) a (3.18) v podkapitole kontrolní výpočty hřídele. Volba ložiskových domků byla provedena s ohledem na konstrukční rozměry a jejich životnost je s ohledem na nízké zatížení a otáčky ložiska plně dostačující. Níže uvedený výpočet je pouze pro úplnost kontrolního výpočtu navržené modifikace zařízení. Trvanlivost ložiska v hodinách můžeme určit ze vztahů

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 90,74 + 0 = 90,74N, \quad (3.33)$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{19500}{90,74}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 127,9} = 12 \cdot 10^9 h, \quad (3.34)$$

kde

P	$[N]$	dynamické ekvivalentní zatížení,
X	$[-]$	radiální součinitel,
Y	$[-]$	axiální součinitel,
F_r	$[N]$	radiální zatížení ložiska,
F_a	$[N]$	axiální zatížení ložiska,
L_h	$[h]$	životnost ložiska v hodinách,
C	$[N]$	dynamická únosnost ložiska,
n	$[1/min]$	otáčky ložiska.

Kapitola 4

Zařízení pro modelové testování pásů pásových dopravníků

Zařízení pro modelové testování pásu pásových dopravníků bude navrženo za účelem zjištění chování pásu (popř. jiných pružných elementů) při chodu pásového dopravníku. Na takto navrženém zařízení bude možné simulovat podélné kmitání pásu při vícebubnovém uspořádání pohonu. Zařízení má být navrženo jako stavebnicové, za použití totožných prvků, které bude možné snadno přestavět.

4.1 Volba pryžového pásu

Na testovacím zařízení bude použit pryžový profil z materiálu EPDM od společnosti GUMEX. Volba vhodného pryžového profilu bude provedena s ohledem na velikost tahových sil v pásu. Nejprve stanovíme velikost maximální síly při použití daného pohonu, ze které následně zvolíme vhodný profil pásu s ohledem na jeho pevnost v tahu (aby nedošlo k přetržení). Následně bude proveden přibližný výpočet prodloužení daného profilu pásu, ze kterého bude možné určit předpokládané prodloužení celkové délky pásu při vyvození potřebného předpětí.

4.1.1 Výpočet tahové síly v pásu při jednobubnovém pohonu

Pohon zařízení bude realizován stejným servomotorem, jako v případě zařízení pro testování spojů obalové fólie, kterým disponuje laboratoř ústavu konstruování a části

strojů. Katalogový list pohonu je součástí příloh diplomové práce. Maximální přenášenou sílu mezi bubnem a pásem vypočítáme z kroutícího momentu servomotoru $M_k = 1,43 \text{ Nm}$, který je přenášen na hnací buben o průměru $d = 56 \text{ mm}$. Hodnota síly je

$$F_o = \frac{2 \cdot M_K}{d} = \frac{2 \cdot 1430}{56} = 51,1 \text{ N}. \quad (4.1)$$

Jak již bylo zmíněno dříve, tahové síly v pásu pásového dopravníku nejsou po celé délce stejné. Při přechodu přes poháněný buben dochází ke změně maximální tahové síly T_1 na minimální tahovou sílu T_2 . Velikost těchto sil stanovíme dle vztahů (2.31) a (2.30). Při výpočtu uvažujeme úhel opásání $\alpha = 180^\circ$ a součinitel tření odpovídající hladkému ocelovému bubnu (suché a čisté stykové plochy) $\mu = 0,35$.

$$T_1 = F_o \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} = 51,1 \cdot \frac{e^{0,35 \cdot \frac{\pi \cdot 180}{180}}}{e^{0,35 \cdot \frac{\pi \cdot 180}{180}} - 1} = 76,5 \text{ N}, \quad (4.2)$$

$$T_2 = F_o \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} = 51,1 \cdot \frac{1}{e^{0,35 \cdot \frac{\pi \cdot 180}{180}} - 1} = 25,5 \text{ N}. \quad (4.3)$$

Pevnost pryžového materiálu v tahu uváděna prodejcem je 7 N/mm^2 . Z tohoto pohledu nedojde k přetržení ani při použití minimálního rozměru nabízeného profilu $2 \times 10 \text{ mm}$. Volba vhodného profilu bude tedy proveden s ohledem na prodloužení pásu.

4.1.2 Výpočet prodloužení pásu

Před samotným návrhem zařízení je zapotřebí stanovit přibližné prodloužení pryžového pásu. S ohledem na výsledné hodnoty bude zvolen nejvhodnější profil pásu. Vzhledem k tomu, že se jedná o hyperelastický materiál (vysoce nelineární materiál), bude výpočet proveden pomocí MKP analýzy. Analýza je provedena v programu Abaqus 6.12. Na obr. 4.1 je uveden příklad výpočtu vyjmuté části o délce 100 mm z nekonečného pásu profilu $5 \times 30 \text{ mm}$. Na obr. 4.1 je zobrazeno zavedení okrajových podmínek, které zaručí následné zužení pásu v celé jeho délce a nedojde k vychýlení a natočení profilu. Okrajové podmínky byly zavedeny následujícím způsobem:

- Horní ploše příčného průřezu profilu dle obr. 4.1 je zakázán posuv ve směru osy profilu a natočení ve všech osách.
- Bokům profilu je po celé jejich délce zakázáno natočení ve všech osách.

- Spodní plocha příčného průřezu je svázána pomocí vazbové podmínky coupling s řídicím bodem, do kterého je zavedena tahová síla. Řídicímu bodu je následně povolen pouze posuv ve směru osy profilu, aby nedocházelo k vychýlení tahové síly.

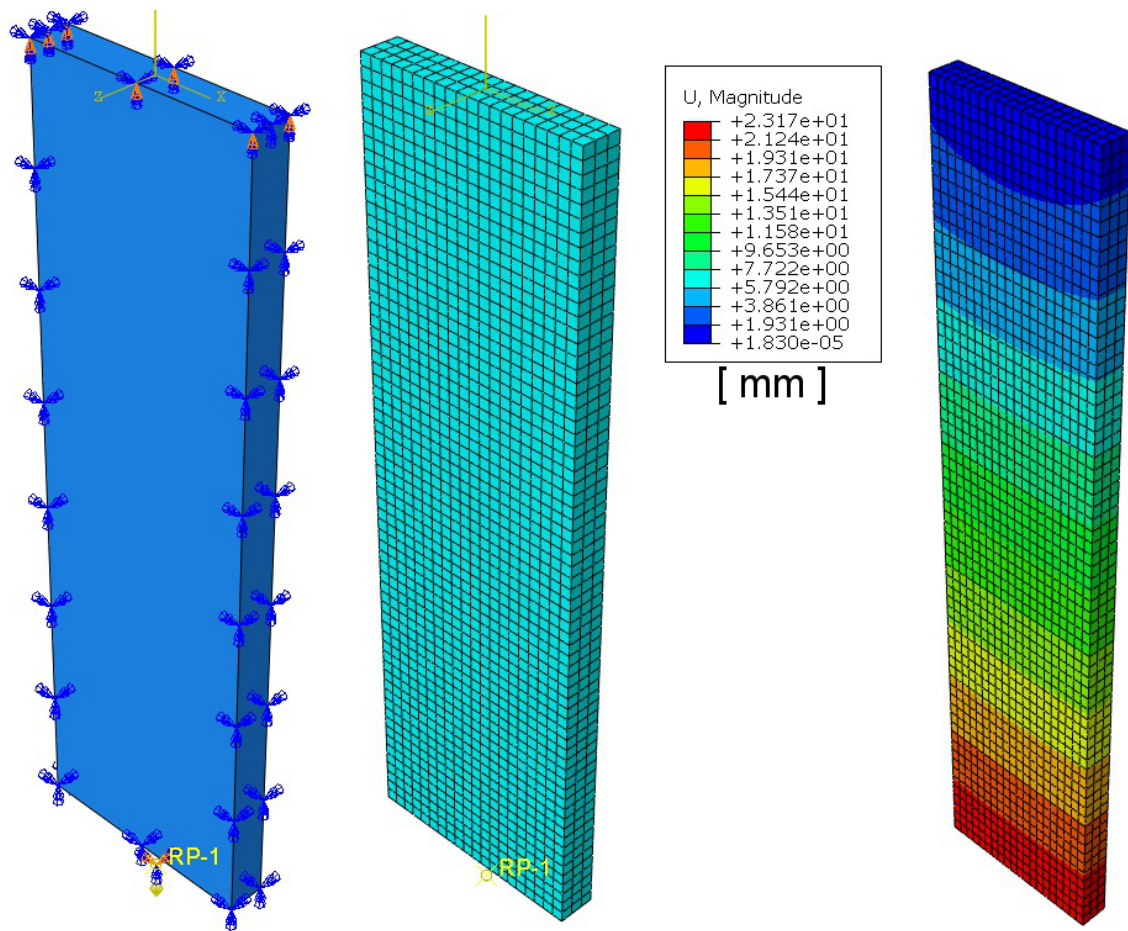
Pro síťování modelu je použita hexagonální strukturovaná síť, a lineární osmiuzlové objemové elementy. Velikost globálního elementu se pohybuje od 0,5 do 2 mm vzhledem k počítanému profilu pásu. Důležitou částí je správné zadání charakteristiky pryžového materiálu. Pro získání materiálových konstant pryže je zapotřebí podrobit pryž různým tahovým zkouškám a následně vybrat vhodný matematický model pryže. Tahové zkoušky byly provedeny na ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky v laboratořích kardiovaskulární biomechaniky [9]. Následnou kombinací výsledků z uniaxiální a biaxiální zkoušky lze dosáhnout uspokojivých výsledků z metody MKP. Profil je zatížen tahovou silou, která odpovídá síle napínací a dle [5] by měla být přibližně

$$Z = 2 \cdot T_2 = 2 \cdot 25,5 = 51N. \quad (4.4)$$

Výsledné hodnoty protažení pásů vybraných profilů jsou zaznamenány v tab. 4.1. Pro porovnání jsou v tabulce uvedeny i výsledky za použití materiálové charakteristiky pryže uvedené v knihovně materiálů programu Ansys.

Profil pásu	Prodloužení pásu [mm]	
	Abaqus - ČVUT	Abaqus - Ansys
2x10 (20mm²)	333,9	308,7
3x13 (39mm²)	137,5	126,1
4x15 (60mm²)	75,4	69,2
3x30 (90mm²)	43,75	40,36
5x30 (150mm²)	23,17	21,51
10x20 (200mm²)	16,54	15,4

Tabulka 4.1: Prodloužení pryžového pásu délky 100mm zatíženého tahovou silou 51 N



Obrázek 4.1: Příklad výpočtu provedený v programu Abaqus pro profil pásu 5 x 30 mm - charakteristika materiálu zadána na základě výsledků uniaxiální - biaxiální zkoušky pryže

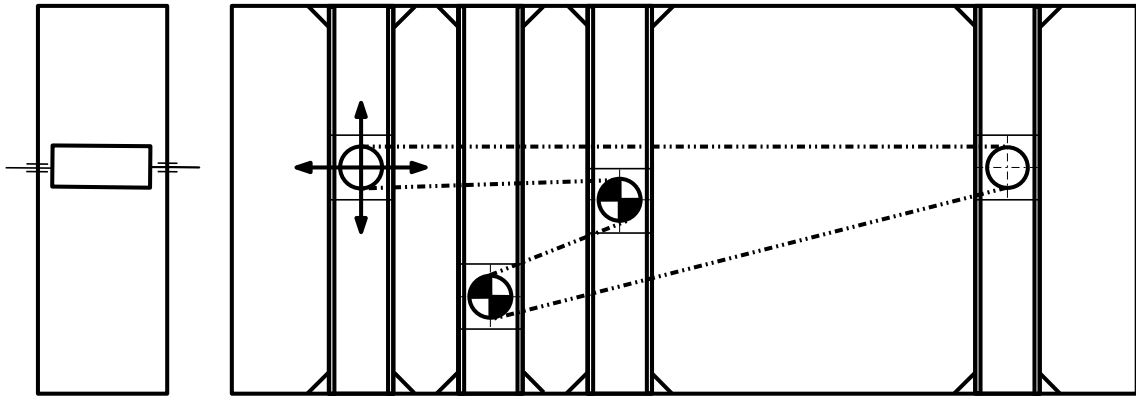
4.2 Konstrukční návrhy zařízení pro modelové testování pásu

V této kapitole budou uvedeny konstrukční návrhy zařízení pro modelové testování pásů pásových dopravníků. Veškeré konstrukční návrhy jsou vytvořeny v programu Autodesk Inventor 2015. Sestavné výkresy finální konstrukce jsou součástí příloh diplomové práce.

Konstrukce je navržena jako stavebnicová, aby bylo možné na zařízení odsimulovat různé uspořádání pásových dopravníků. Pro pohon zařízení byl použit stejný servomotor jako u zařízení pro testování spojů obalové fólie (EMMS AS 70). Do sestavy se neuvazuje použití převodovky, která by do testování a simulace chodu pásového dopravníku vnášela další nežádoucí jevy. Servomotor bude tedy přes spojku přímo spojen s hnacím bubnem.

4.2.1 První konstrukční návrh zařízení pro modelové testování pásu

Schéma prvního konstrukčního návrhu je uvedeno na obr. 4.2. Hlavní částí je rám, složený z hliníkových profilů Bosch Rexroth 45x45L. Spoje jsou řešeny centrálním šroubem, kde vnitřní závit je tvořen v ose profilu.



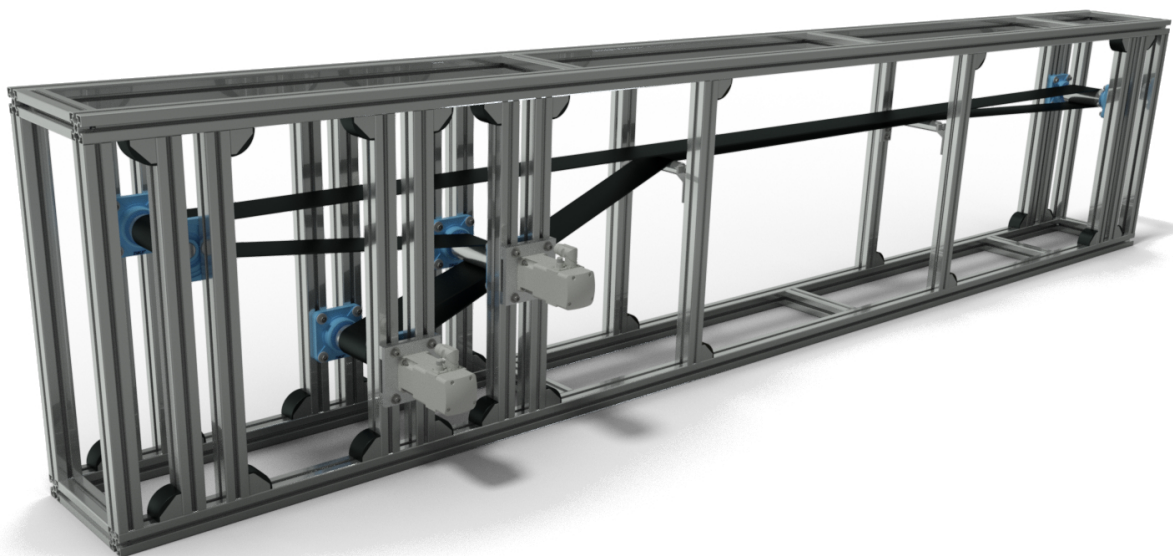
Obrázek 4.2: Schéma prvního konstrukčního návrhu zařízení pro modelové testování pásu

Do rámu jsou vsazeny sestavné celky (Obr. 4.3) vratného a hnacího bubnu (popř. nosného válečku). Hlavní částí těchto celků jsou bubny (hnací, vratný), které jsou uloženy v přírubových ložiskových jednotkách (SKF FYK 30). Ty jsou přišroubovány k hliníkovým profilům Bosch Rexroth 45x45L, ve kterých se mohou pohybovat ve svislém směru, a tak umožňují v tomto směru možnou přestavbu. V případě hnacího bubnu, je tento celek ještě rozšířen o servomotor, který je přišroubován k hliníkové desce 120 x 120 mm o tloušťce 10 mm, a následně deska je přišroubována k hliníkovým profilům. Buben je s výstupní hřídelí spojen pomocí pružné spojky. Sestavné celky jsou uchyceny pomocí rohových vzpěr k hliníkovému profilu rámu zařízení, což zajišťuje posuv v podélném směru.

Tato prvotní konstrukční varianta byla navržena pro testování menších pásů pásových dopravníků (minimální šířka 100 mm). U těch by bylo ovšem nutné zařadit do sestavy převodovku pro získání většího kroutícího momentu. S ohledem na později zvolené pryžové profily je tato konstrukce příliš robustní a složitá.



Obrázek 4.3: Sestavné celky hnacího bubnu, válečku a vratného bubnu



Obrázek 4.4: 3D model prvního konstrukčního návrhu zařízení pro modelové testování pásu

4.2.2 Druhý konstrukční návrh zařízení pro modelové testování pásu

Pro další konstrukční návrh je uvažováno letmé uložení pracovních bubnů v rámu, aby došlo k zjednodušení celého zařízení. Při tomto návrhu je nutné, aby nedocházelo k příliš velkému průhybu hliníkového profilu zatíženého silou, která se rovná součtu tahových sil působící v pásu při přechodu přes hnací buben. Velký průhyb by způsoboval sjíždění pásu z bubnu. Tento jev je zobrazen na obr. 4.6, kde jsou porovnány obě variantou. U předchozího návrhu vlivem uložení bubnu na obou koncích ke sjíždění pásu nedocházelo. Síla namáhající nosník je tedy rovna

$$F = T_1 + T_2 = 76,5 + 25,5 = 102N \quad (4.5)$$

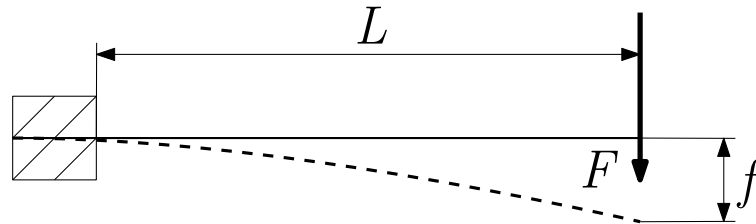
a působí na rameni $a = 80mm$.

Dle katalogu Bosch Rexroth [16] se průhyb (v místě zatížení) letmo uloženého hliníkového profil (Obr. 4.5) vypočítá dle vztahu

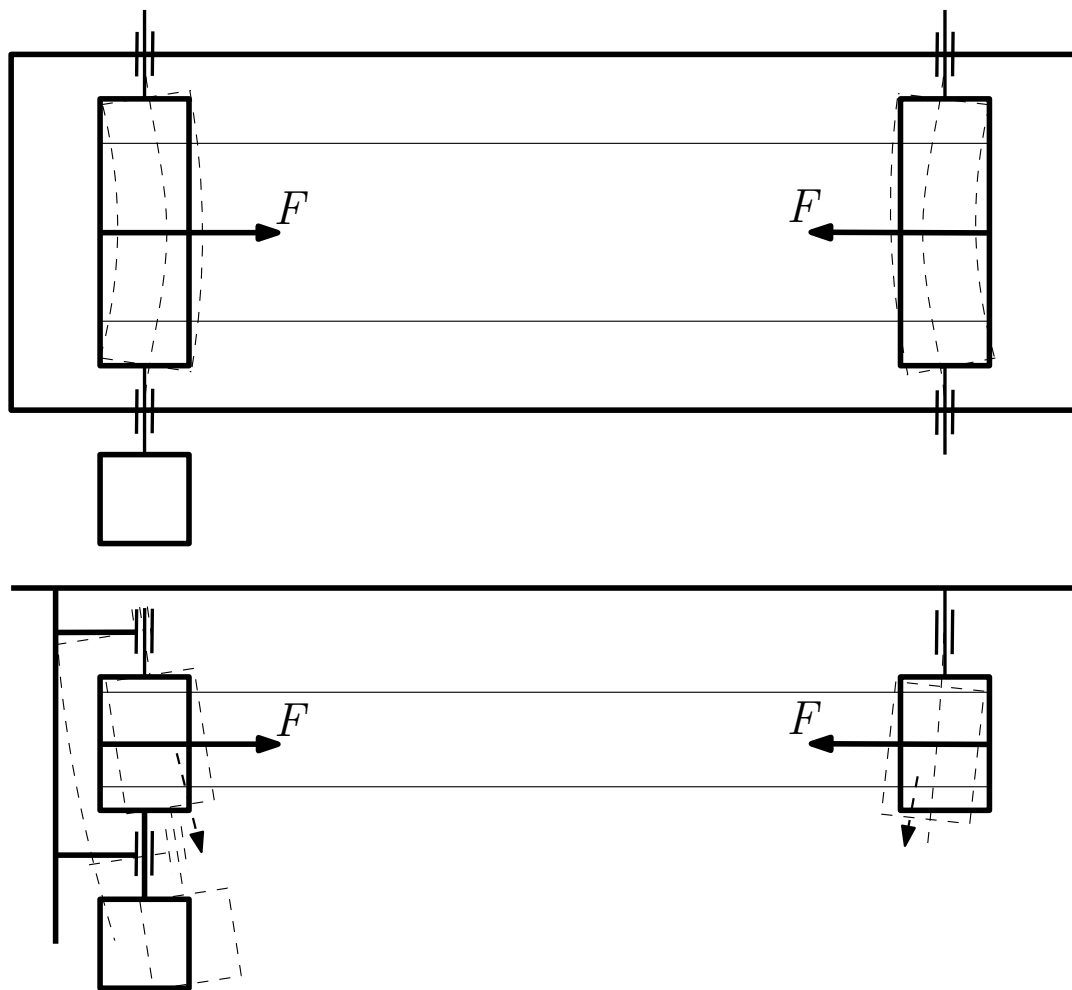
$$f = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot J \cdot 10^4} = \frac{102 \cdot 80^3}{3 \cdot 70000 \cdot 11 \cdot 10^4} = 0,0023mm \quad (4.6)$$

kde

f	[mm]	průhyb v místě zatížení,
L	[mm]	vzdálenost síly od letmého uložení,
E	[N/mm ²]	modul pružnosti hliníku,
J	[cm ⁴]	kvadratický moment průřezu profilu 45x45L.



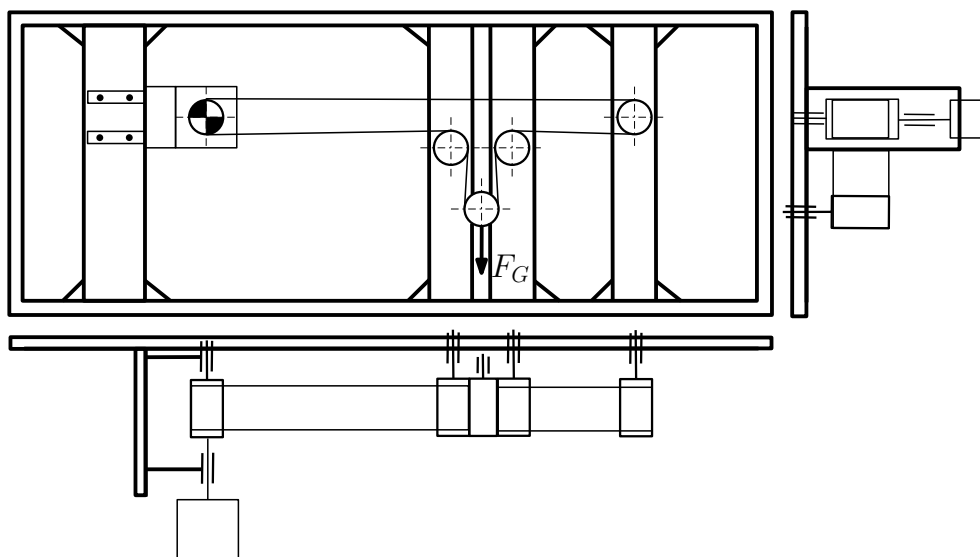
Obrázek 4.5: Průhyb letmo uloženého hliníkového profilu - Bosch Rexroth



Obrázek 4.6: Porovnání obou navržených konstrukčních variant - sjíždění pásu

Ze vztahu (4.6) je patrné, že výsledná síla od tahu v pásu je velmi malá a průhyb který způsobuje je zanedbatelný. Použité rohové vzpěry mají dle katalogu nosnost $F = 3000N$, $M_o = 60Nmm$ v případě vzpěry 45/45 a $F = 6000N$, $M_o = 180Nmm$ v případě vzpěry 45/90. Jejich nosnost je tedy dostačující. Z uvedeného výpočtu průhybu a dovoleného zatížení použitých vzpěr je zřejmé že při provozu zařízení nebude docházet k jeho výrazné deformaci a nedojde ke sjíždění pásu.

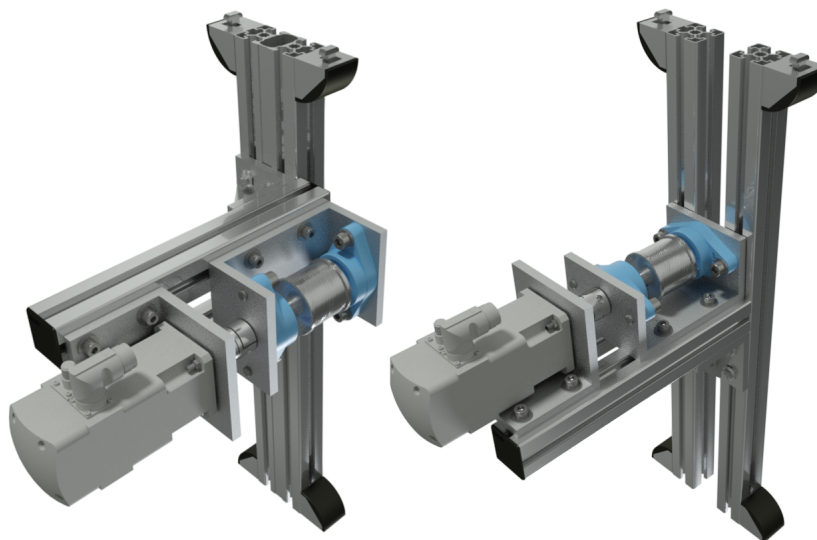
Předběžné schéma druhého konstrukčního řešení je uvedeno na obr. 4.7. Základní částí zařízení je rám, který je opět sestaven z hliníkových profilů 45x45L. Rám zařízení bude zavěšen na zeď a do něj se budou vkládat potřebné sestavné celky. Druhy a počet těchto celků bude záležet na daném uspořádání pásového dopravníku. Sestavné celky jsou k rámu uchyceny pomocí rohových vzpěr 45x45, čímž bude umožněn podélný posuv celého sestavného celku v rámu zařízení.



Obrázek 4.7: Schéma druhého konstrukčního návrhu zařízení pro modelové testování pásu

Sestavný celek pohonu

Na obr. 4.8 jsou zobrazeny 3D modely dvou sestavných celků pohonu. Hlavní částí je lože tvořené dvojicí hliníkových profilů na které je přišroubován hliníkový L - profil 100 x 100 x 10 mm, na kterém je uchycen servomotor FESTO EMMS AS 70 a hliníkový U - profil 160 x 80 x 10 mm na kterém jsou přišroubovány přírubové ložiskové jednotky SKF FYTB 20, v nichž je uložen hnací buben.

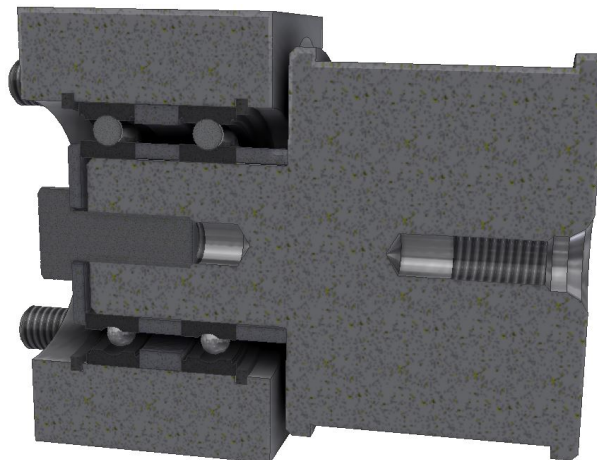


Obrázek 4.8: 3D modely sestavných celků pohonu

Celé lože servomotoru je poté uchyceno pomocí rohových vzpěr 45x90 k centrálnímu hliníkovému profilu. Ten je buď tvořen dvojicí profilů 45x45L a nebo jedním profilem 45x90L, podle potřeby nasměrování daného sestavného celku pohonu.

Sestavný celek vratného bubnu

Vratný buben je sestaven z volně otočného bubnu letmo uloženého v ložiskové jednotce. Jelikož běžně používané ložiskové jednotky umožňují svým naklopením vyrovnávat montážní nepřesnosti, není možné tyto jednotky použít. Jedna z možných variant je použití speciální pevné ložiskové jednotky s dvojicí kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem, která se používá např. pro pevné uložení konců kuličkových šroubů. Vzhledem k vysoké ceně těchto ložiskových je tato možnost použití nevhodná. Z tohoto důvodu bude ložiskový domek vyroben. První návrh vratného bubnu je uveden na obr. 4.9.

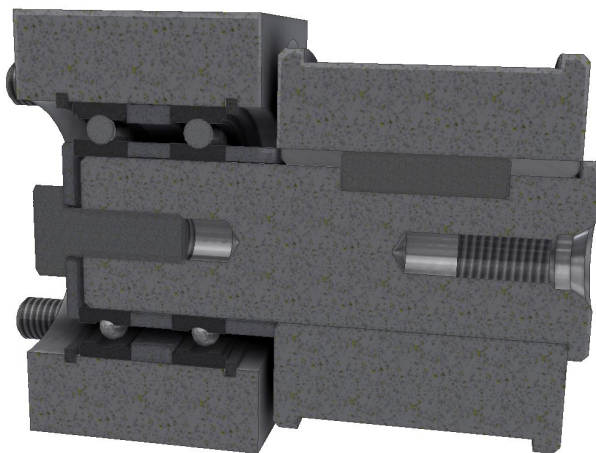


Obrázek 4.9: První konstrukční návrh vratného bubnu

Ložiskový domek je vyroben z hliníkového profilu 70 x 70 mm délky 40 mm. V domku je přes dvojici kuličkových jednořadých ložisek 61905 letmo uložen čep (buben). Axiální posuv ložisek je na čepu zajištěn pomocí axiální desky se šroubem a v ložiskovém domku dvojicí pojistných kroužků. Na čepu jsou tedy uchyceny pevně, zatímco v ložiskovém domku je zajištěna potřebná vůle z důvodu oteplení. Z montážních důvodů je mezi vnější ložiskové kroužky ložisek vložena distanční trubka, která zajišťuje udržení vzdálenosti mezi ložisky během nasazování na čep. Vzdálenost mezi čelem bubnu a ložiskem zajišťuje druhá distanční trubka.

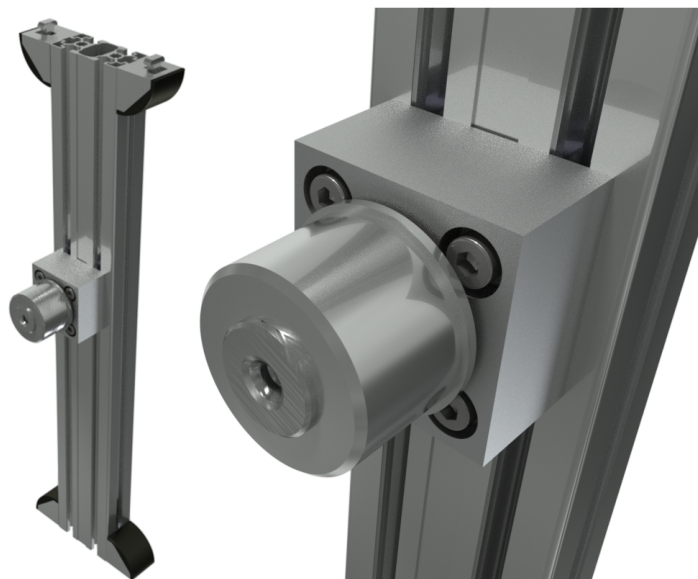
Vzhledem k množství odpadu při výrobě takto navrženého bubnu, je návrh upraven na použití čepu na který je nasazen náboj (buben)(Obr. 4.10). Přenos momentu je realizován

pomocí těsného pera. V čepu je vyroben středící důlek se závitem z důvodu připojení inkrementálního čidla pro měření otáček. Sestavný výkres této varianty vratného bubnu je součástí příloh diplomové práce.



Obrázek 4.10: Druhý konstrukční návrh vratného bubnu

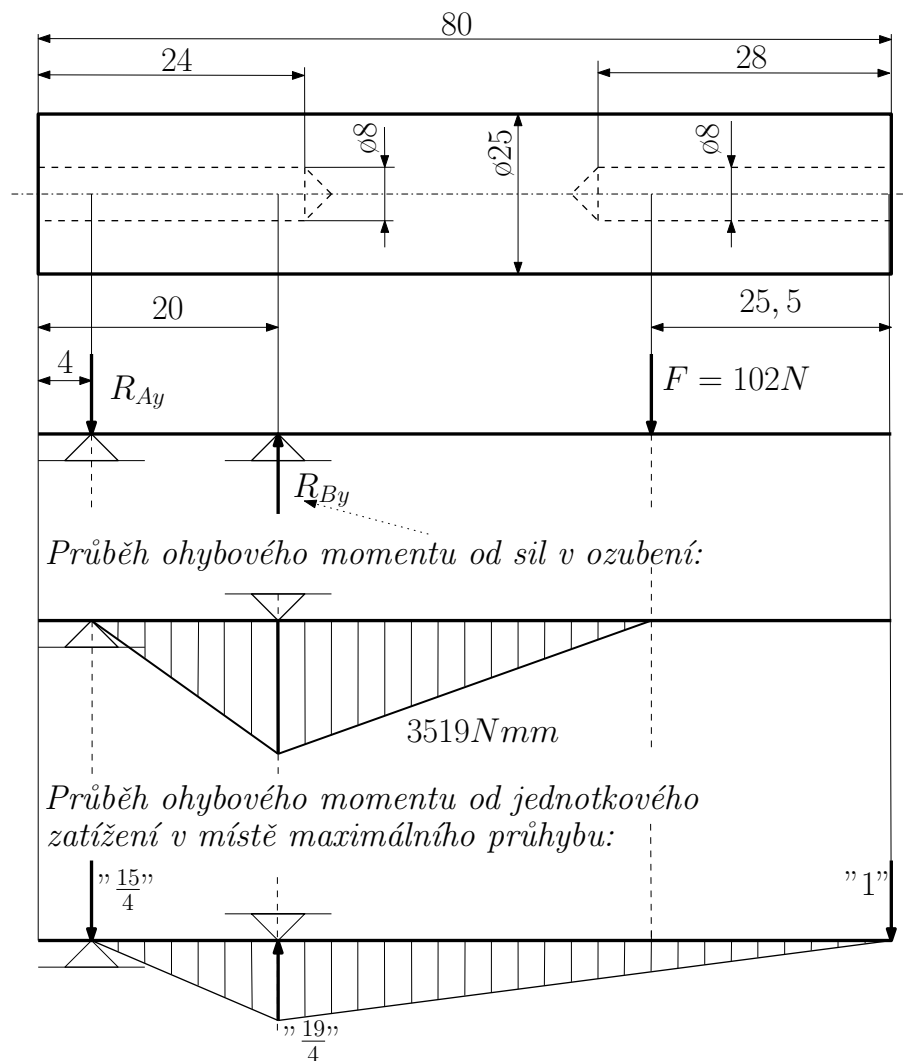
Takto navržený domek s otočným letmo uloženým bubnem je přišroubován k centrálnímu profilu 45x90L a celá tato podsestava (Obr. 4.11) uchycena k rámu zařízení.



Obrázek 4.11: Sestavný celek vratného bubnu

Kontrolní výpočet čepu na ohyb

Kontrolnímu výpočtu je podroben čep navrženého vratného bubnu. Ten je namáhán na ohyb silou F , která je rovna součtu tahových sil v pásu při přechodu přes bubnu, který je uložen na čepu. Síla má dle vztahu (4.5) velikost $F = 102N$ a její působíště je uvažováno ve středu bubnu. Na obr. 4.12 je schématicky naznačen navržený čep a průběhy ohybových momentů od zatěžující síly a od jednotkového zatížení v místě maximálního průhybu (obdobně jako tomu bylo u kontroly hřídele v předešlé kapitole).



Obrázek 4.12: Namáhání čepu na ohyb

Reakční sílu R_{By} určíme z momentové rovnice rovnováhy pro bod A

$$M_A : R_{By} \cdot 16 - F \cdot 50,5 = 0, \quad (4.7)$$

$$R_{By} = \frac{F \cdot 50,5}{16} = 321,9N \quad (4.8)$$

a dosazením vztahu (4.8) do rovnice rovnováhy ve svislém směru y dostaneme velikost reakce R_{Ay}

$$y : -R_{Ay} + R_{By} - F = 0, \quad (4.9)$$

$$R_{Ay} = R_{By} - F = 321,9 - 102 = 219,9N. \quad (4.10)$$

Pro správnou funkci navrženého zařízení je nutné aby nedocházelo k velkému průhybu čepu, který by způsobil sjíždění pásu z bubnu. Velikost maximálního průhybu určíme obdobně jako v předešlé kapitole pomocí Vereščaginovy metody pro kterou platí vztah (3.19). Vzhledem k tomu, že v průběhu délky čepu dochází ke změnám kvadratického momentu průřezu, je nutné plochy pod průběhem ohybového momentu rozdělit podle odpovídajících průřezů. Pro zjednodušení analytického výpočtu bude uvažován po celé délce konstantní průřez a to mezikruží s vnějším průměrem $D = 25 \text{ mm}$ a vnitřním $d = 8 \text{ mm}$. Za předpokladu tohoto zjednodušení je velikost maximálního průhybu dle obr. 4.12

$$v_i = \frac{\left[(219,9 \cdot 16 \cdot 16 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{15}{4} \cdot 16 \cdot \frac{2}{3}) + (102 \cdot 34,5 \cdot 34,5 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot \frac{97}{2}) \right]}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot (25^4 - 8^4)} = \quad (4.11)$$

$$= 1,021 \cdot 10^{-3} \text{ mm}.$$

Maximální průhyb je tedy velmi malý a dá se předpokládat, že ke sjíždění pásu z bubnu nedojde.

Největší ohybové napětí je v místě maximálního ohybového momentu. Napětí vypočteme dle vztahu (4.12)

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left[1 - \frac{d^4}{D^4} \right]} = \frac{3519}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{8}{25} \right)^4 \right]} = 2,32 \text{ N/mm}^2. \quad (4.12)$$

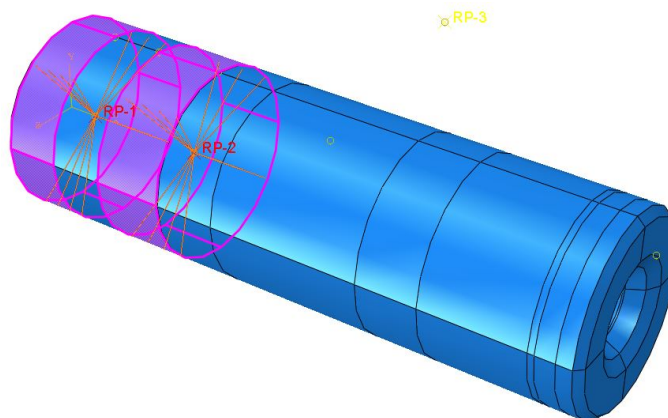
Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 4.2, kde jsou porovnány s výpočtem pomocí metody konečných prvků (Obr. 3.19), (Obr. 3.18) a s výpočtem z programu MITcalc, který počítá se zatížením od vlastní tíhy.

	<i>Analytický výpočet</i>	<i>MKP - Abaqus</i>	<i>MITcalc</i>
$\sigma_{Omax} [N/mm^2]$	2,32	2,46	2,4
<i>Maximální průhyb [mm]</i>	$1,021 \cdot 10^{-3}$	$0,903 \cdot 10^{-3}$	$1,034 \cdot 10^{-3}$

Tabulka 4.2: Porovnání výsledků při namáhání čepu na ohyb

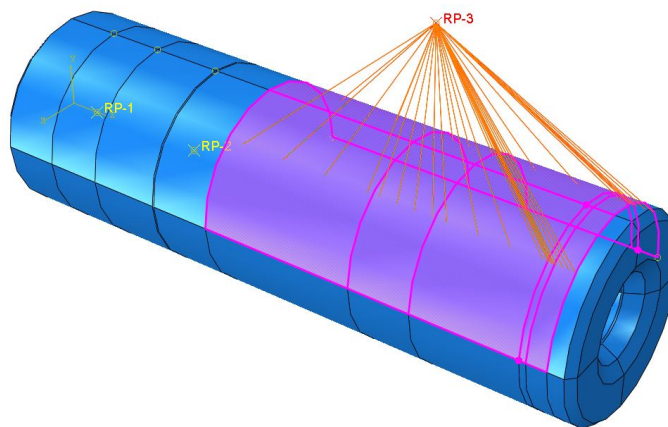
Popis MKP analýzy

MKP analýza navrženého čepu je provedena v programu Abaqus v.6.12., kde je čep vymodelován jako 3D poddajné těleso. Zavedení okrajových podmínek je provedeno do dvojice referenčních bodů, které jsou umístěny v ose čepu v místě uložení ložisek. Referenčním bodům je zamezen posuv a jsou svázány pomocí vazby coupling s plochami čepu pod ložisky (Obr. 4.13).

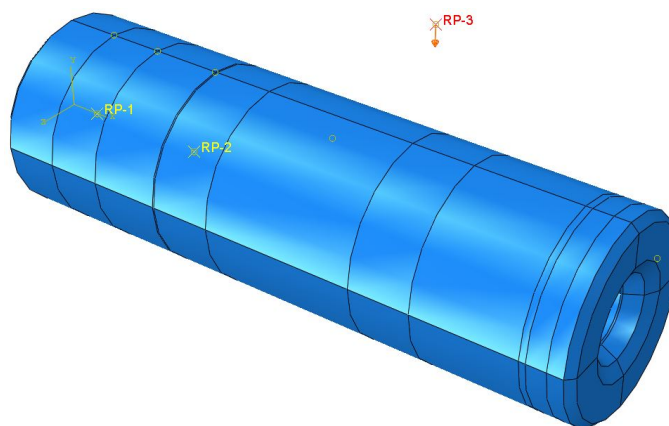


Obrázek 4.13: MKP analýza čepu - použití vazby coupling pro zavedení okrajových podmínek

Namáhání čepu od tahových sil v pásu je zavedeno do dalšího referenčního bodu, který je svázán s plochou čepu v místě uložení vratného bubnu (Obr. 4.14). Síla působí kolmo na osu čepu (Obr. 4.15).

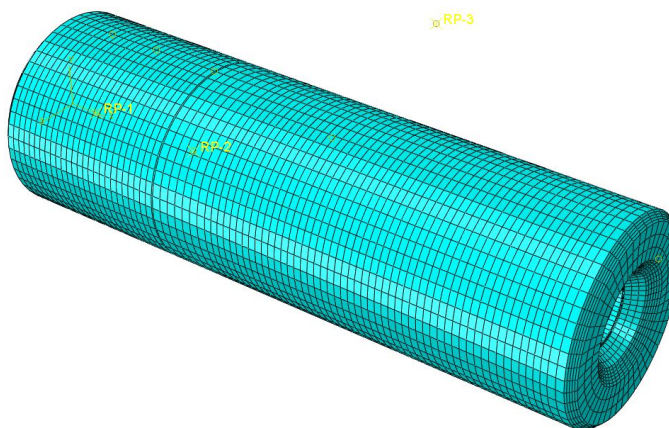


Obrázek 4.14: MKP analýza čepu - použití vazby coupling pro zavedení vnějšího zatížení



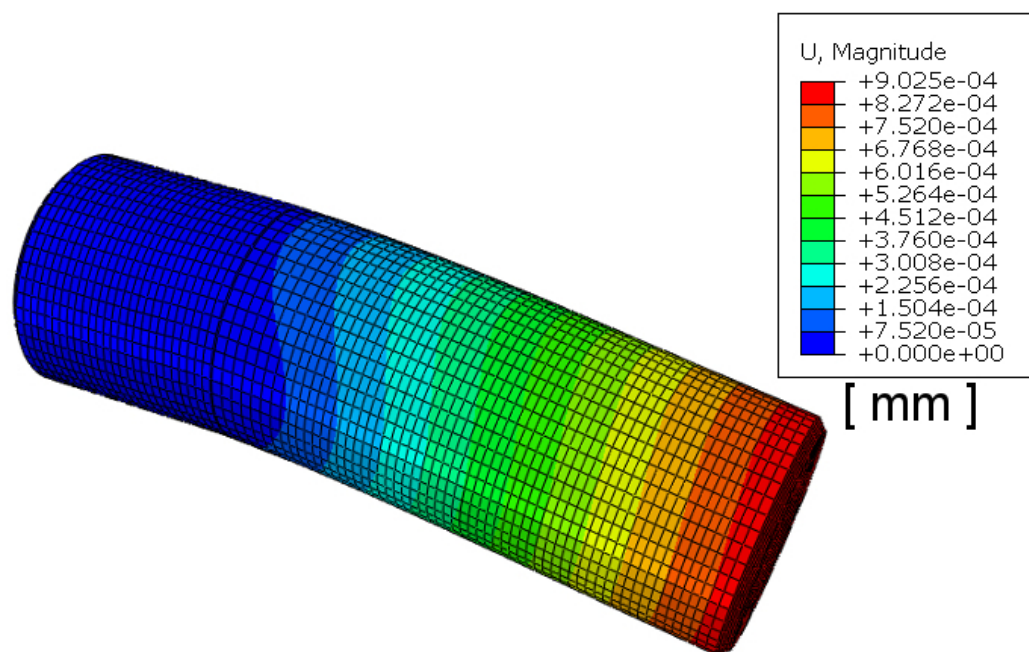
Obrázek 4.15: MKP analýza čepu - zavedení vnější síly

Model čepu je vysítován osmiuzlovými objemovými elementy. Velikost globálního elementu je 0,9 mm (Obr. 3.17).

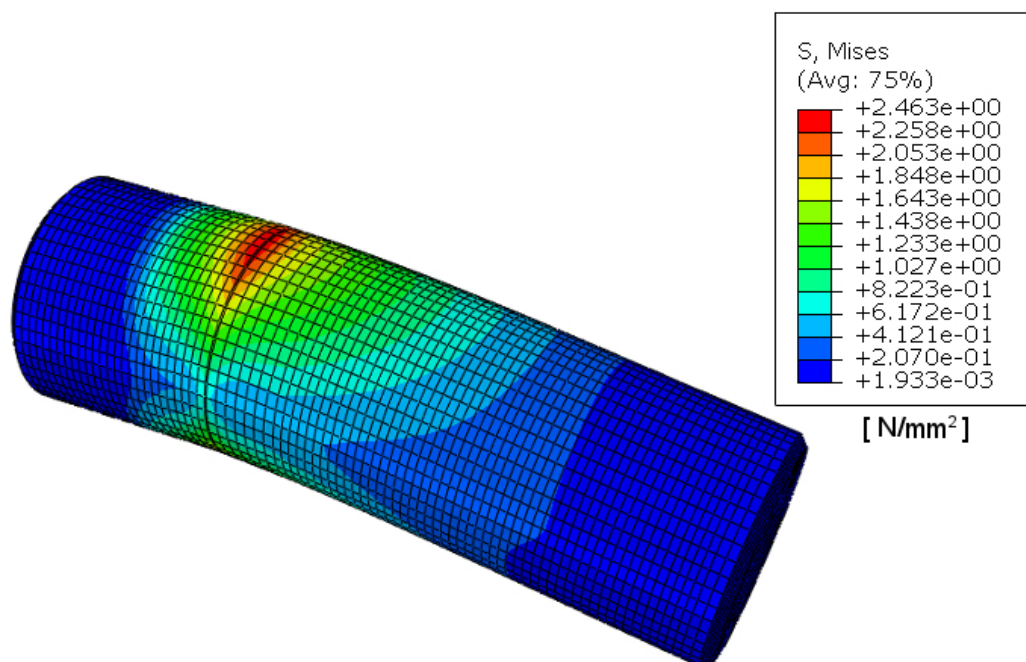


Obrázek 4.16: MKP analýza čepu - vysítování

Průběh vypočteného průhybu čepu je zobrazen na obr. 4.17. Jeho maximální hodnota je $0,903 \cdot 10^{-3} mm$. Rozdíl od analytického výpočtu je při takto zavedených okrajových podmínkách 11,5%. Na obr. 4.18 je dále uveden průběh ohybového napětí. To je největší v místě maximálního ohybového momentu a má hodnotu $2,46 N/mm^2$. Rozdíl od analytického výpočtu je v tomto případě 6%. Vypočtené hodnoty jsou pro porovnání uvedeny v tab. 4.2.



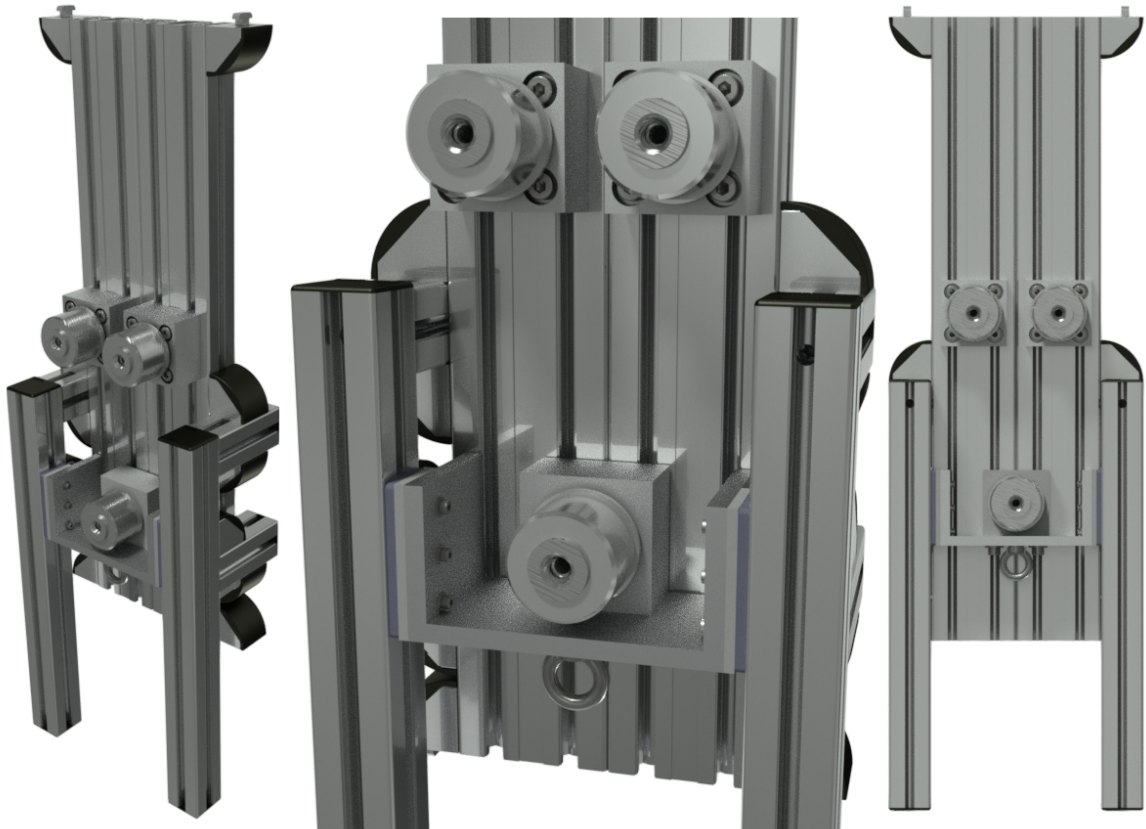
Obrázek 4.17: MKP analýza čepu - průhyb



Obrázek 4.18: MKP analýza čepu - napětí v ohybu

Sestavný celek napínacího zařízení

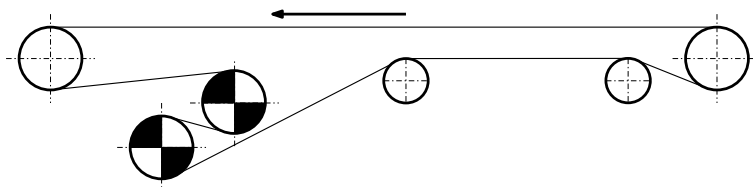
Pro přenos obvodové síly na poháněcím bubnu je nutná existence jistého tahu. U páso-
vých dopravníků se používá napínání vrátkem, u kterého napínací buben před rozběhem
a po rozběhu nemění svou polohu a nebo napínání závažím (gravitační), které samo-
činně reaguje na deformace pásu. Na testovacím zařízení bude použito gravitační napínání
(Obr. 4.19). Napínací zařízení je složeno ze dvou sestavných celků vratných bubnů, na
které je připevněna přídatná konstrukce pro vedení kluzáku napínacího ústrojí. To je tvo-
řeno U - profilem o rozměru 160 x 80 x 10 mm a délky 78 mm na kterém je přišroubován
napínací domek z hliníkového profil 70 x 70 mm a délky 38 mm Ostatní části napínacího
bubnu jsou totožné s vratným bubnem. Na boční strany U - profilu jsou přišroubovány
kluzáky, které vedou napínací ústrojí v drážkách přídatné konstrukce z hliníkových pro-
filů 45x45L. Konstrukce pro umístění závaží bude zavěšena na oku přišroubovaném do
U - profilu ze spodní strany. Pro správnou funkci gravitačního napínacího zařízení bylo
nutné zajistit, aby vedení napínacího zařízení bylo ve stejné rovině jako tahové síly v pásu
a tíhová síla vyvolaná závažím. V tomto případě nedojde ke vzpříčení napínacího ústrojí.



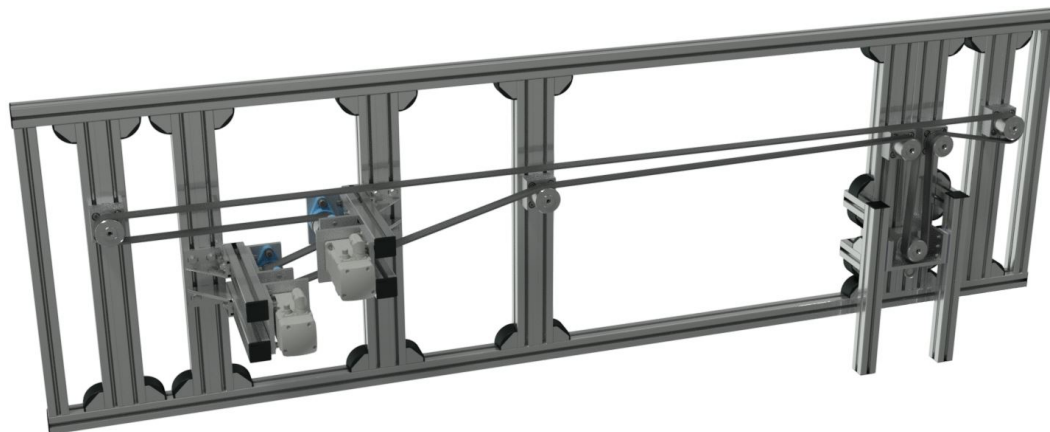
Obrázek 4.19: Sestavný celek napínacího zařízení

4.2.3 Příklady možného uspořádání pásových dopravníků

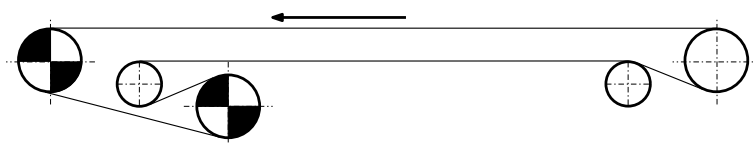
V této podkapitole je uvedeno pár příkladů možného uspořádání bubnů u pásových dopravníků. Jednotlivé uvedené schémata jsou doplněna o sestavy uspořádání na testovacím zařízení.



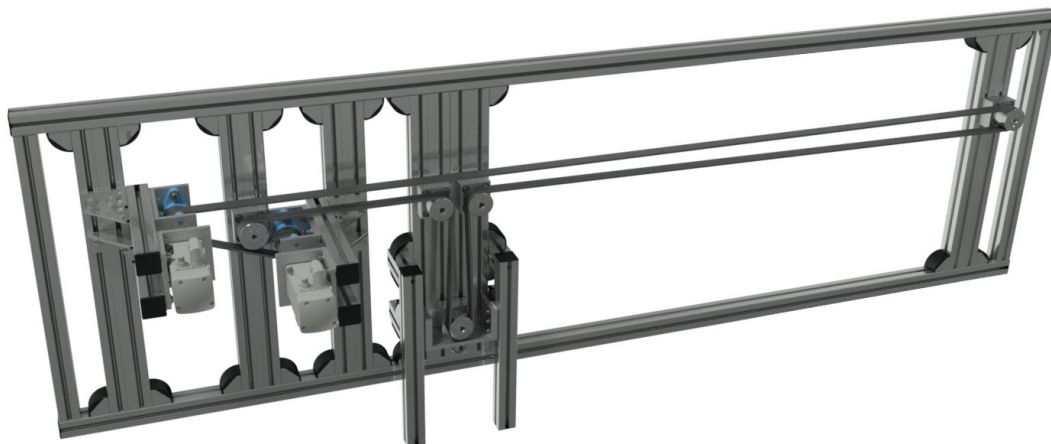
Obrázek 4.20: Schéma uspořádání s dvoububnovým pohonem v dolní větvi u přepadového bubnu a napínacím bubnem umístěným na protilehlém konci



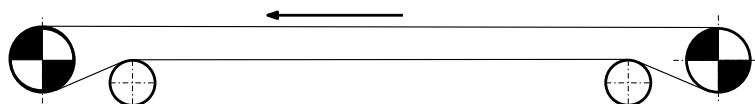
Obrázek 4.21: Uspořádání pásového dopravníku podle schématu obr. 4.20 na testovacím zařízení



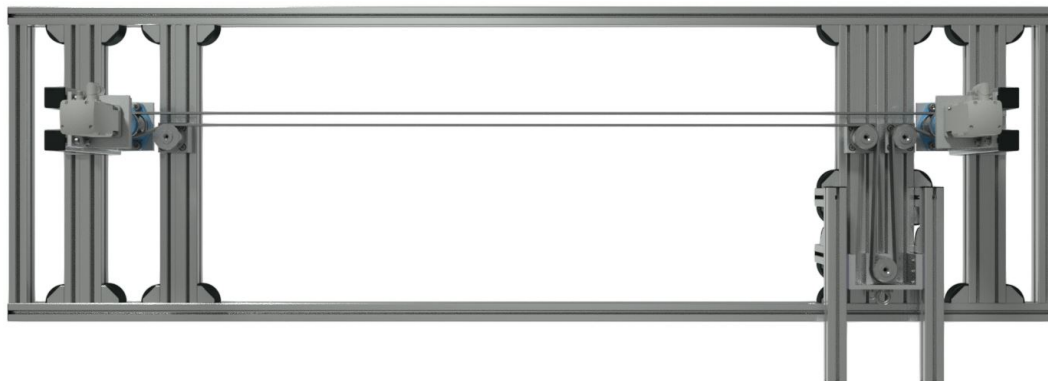
Obrázek 4.22: Schéma uspořádání pásového dopravníku s dvoububnovým pohonem s hnačím bubnem na přepadovém konci a napínací bubnem umístěným na přepadovém konci



Obrázek 4.23: Uspořádání pásového dopravníku podle schématu obr. 4.22 na testovacím zařízení



Obrázek 4.24: Schéma uspořádání pásového dopravníku s dvoububnovým pohonem umístěným na obou koncích dopravníku.



Obrázek 4.25: Uspořádání pásového dopravníku podle schématu obr. 4.24 na testovacím zařízení

Kapitola 5

Závěr

V úvodu diplomové práce byla provedena rešerše dané problematiky společně s teorií pásových dopravníků, na jejichž základech byly realizovány konstrukční návrhy měřících zařízení.

V první konstrukční části práce byly navrženy různé varianty modifikace měřícího zařízení pro testování spojů obalové fólie. Cílem této části bylo navržení stanoviště s protisměrným navíjením testované fólie. Pro vybranou vhodnou variantu byly provedeny nezbytné kontrolní a návrhové výpočty. K vybrané variantě byl zpracován 3D detailní model a výkresová 2D dokumentace.

V druhé konstrukční části práce bylo navrženo měřící zařízení umožňující simulaci podélného kmitání pružných pásů při vícebubnovém uspořádání pohonu. Měřící zařízení umožní mapovat průběh podélného kmitání a ověření výpočetních modelů a postupů na modelovém zařízení. Po ověření bude možné postupy aplikovat také na přiměřeně zvětšené reálné modely. Opět bylo navrženo více variant uspořádání tohoto měřícího zařízení a vybraná varianta byla detailně rozpracována a u ní provedeny nezbytné kontrolní a návrhové výpočty. K vybrané variantě byl zpracován 3D detailní model a výkresová 2D dokumentace.

Cíle diplomové práce byly splněny.

Literatura

Použitá literatura

- [1] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací.* Praha: ČVUT, 2008
- [2] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody.* Praha: ČVUT, 2003
- [3] POLÁK, J. a kol.: *Dopravní a manipulační zařízení I.* VŠ skriptum, VŠB Ostrava, 1994
- [4] POLÁK, J., BICHLER, J.: *Dopravní zařízení v hlubinných dolech.* VŠ skriptum, VŠB Ostrava, 1990
- [5] DRAŽAN, F.: *Teorie pásových dopravníků.* SNTL Praha, 1994
- [6] HRABOVSKÝ, L.: *Strmá a svislá doprava pásovými dopravníky I.* VŠB-TU Ostrava, 2004
- [7] MAŠÍN, O.: *Doprava a dopravní zařízení pro povrchové doly.* Metasport Ostrava, 1987
- [8] KULT, O.: *Systém řízení předpětí ve fólii.* Diplomová práce, Praha: ČVUT, 2013
- [9] HORNÝ, L.: *Experimenty pro určení konstitutivního modelu pryže při velkých deformacích.* Výzkumná zpráva, FS ČVUT v Praze, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, 2012
- [10] MICHALEC, J., a kol.: *Pružnost a pevnost I.* Praha: ČVUT, Praha 1995 a 1998,
- [11] KUGL, O., HOUKAL, J., TOMEK, P., ZÝMA, J.: *Projekt - III.ročník.* Praha: ČVUT, 2005

Webové odkazy

- [12] <http://www.obal-expert.cz/obalove-folie/>
- [13] <http://obaly.aldatrade.cz/obalove-materialy/folie>
- [14] <http://www.ekobal.cz/files/files/Katalog-Eko-WEB.pdf>
- [15] http://www.murtfeldt.cz/fileadmin/downloads/td_ws_tws2_murlubric_cz.pdf
- [16] http://www.boschrexroth-us.com/country_units/america/united_states/en/Documentation_and_Resources/a_downloads/AluminumStructuralFraming_Catalog.pdf

Seznam obrázků

1.1	3D model zařízení pro testování spojů obalové fólie	13
2.1	Bublínková fólie	16
2.2	Pěnová fólie	16
2.3	PVC fólie	17
2.4	Manunet fólie - ALDA TRADE	17
2.5	Stretch fólie	18
2.6	Pásový dopravník - převzato z [3]	19
2.7	Jednoválečková stolice - převzato z [6]	20
2.8	Dvouválečková stolice - převzato z [6]	20
2.9	Tříválečková stolice - převzato z [6]	20
2.10	Silové poměry na bubnu	21
2.11	Rovnováha sil na bubnu	22
2.12	Úhly opásání hnacího bubnu	24
2.13	Průběh tahové síly v pásu na pásovém dopravníku	26
2.14	Průběh tahové síly v pásu na pásovém dopravníku - rozvinutý tvar	27
2.15	Průběh tahové síly v pásu při dvoububnovém pohonu - mezní stav	29
2.16	Průběh tahové síly v pásu na pásovém dopravníku při dvoububnovém pohonu	30
2.17	Průběh tahové síly v pásu při přechodu přes poháněný buben	31
2.18	Element dopravního pásu [7]	34
2.19	Visko-elastické vlastnosti dopravního pásu [7]	35
2.20	Model dopravního pásu [7]	35

2.21	Model uzlu pohonu a dopravního pásu [7]	36
3.1	Schéma zařízení pro testování spojů obalové fólie	38
3.2	3D model zařízení pro testování spojů obalové fólie	39
3.3	Schéma prvního konstrukčního návrhu protisměrného navíjení	40
3.4	3D model prvního konstrukčního návrhu protisměrného navíjení	40
3.5	Schéma druhého konstrukčního návrhu protisměrného navíjení	41
3.6	3D model druhého konstrukčního návrhu protisměrného navíjení	42
3.7	3D model úpravy lože servomotoru	42
3.8	Schéma třetího konstrukčního návrhu protisměrného navíjení	43
3.9	3D model třetího konstrukčního návrhu protisměrného navíjení	44
3.10	Detail kuželového ozubení	44
3.11	Konstrukční návrh protisměrného navíjení - varianta 3	45
3.12	Silové poměry na kuželovém soukolí - převzato z [11]	47
3.13	Namáhání hřídele na ohyb	50
3.14	MKP analýza hřídele - použití vazby coupling pro zavedení okrajových podmínek	52
3.15	MKP analýza hřídele - použití vazby coupling pro zavedení vnějšího zatížení	52
3.16	MKP analýza hřídele - zavedení vnějšího zatížení	53
3.17	MKP analýza hřídele - vysíťování	53
3.18	MKP analýza hřídele - průhyb	54
3.19	MKP analýza hřídele - napětí v ohybu	54
3.20	Namáhání hřídele na krut	55
3.21	MKP analýza hřídele - použití vazby coupling pro zavedení kroutícího momentu	56
3.22	MKP analýza hřídele - nastavení kroutícího momentu	57
3.23	MKP analýza hřídele - napětí v krutu	57
3.24	MKP analýza hřídele - nastavení kombinovaného namáhání	59
3.25	MKP analýza hřídele - průběh napětí od kombinovaného namáhání	59

4.1	Příklad výpočtu provedený v programu Abaqus pro profil pásu 5 x 30 mm - charakteristika materiálu zadána na základě výsledků uniaxiální - biaxiální zkoušky pryže	66
4.2	Schéma prvního konstrukčního návrhu zařízení pro modelové testování pásu	67
4.3	Sestavné celky hnacího bubnu, válečku a vratného bubnu	68
4.4	3D model prvního konstrukčního návrhu zařízení pro modelové testování pásu	68
4.5	Průhyb letmo uloženého hliníkového profilu - Bosch Rexroth	69
4.6	Porovnání obou navržených konstrukčních variant - sjíždění pásu	70
4.7	Schéma druhého konstrukčního návrhu zařízení pro modelové testování pásu	71
4.8	3D modely sestavných celků pohonu	71
4.9	První konstrukční návrh vratného bubnu	72
4.10	Druhý konstrukční návrh vratného bubnu	73
4.11	Sestavný celek vratného bubnu	73
4.12	Namáhání čepu na ohyb	74
4.13	MKP analýza čepu - použití vazby coupling pro zavedení okrajových podmínek	76
4.14	MKP analýza čepu - použití vazby coupling pro zavedení vnějšího zatížení	76
4.15	MKP analýza čepu - zavedení vnější síly	77
4.16	MKP analýza čepu - vysítování	77
4.17	MKP analýza čepu - průhyb	78
4.18	MKP analýza čepu - napětí v ohybu	78
4.19	Sestavný celek napínacího zařízení	79
4.20	Schéma uspořádání s dvoububnovým pohonem v dolní větvi u přepadového bubnu a napínacím bubnem umístěným na protilehlém konci	80
4.21	Uspořádání pásového dopravníku podle schématu obr. 4.20 na testovacím zařízení	80
4.22	Schéma uspořádání pásového dopravníku s dvoububnovým pohonem s hnacím bubnem na přepadovém konci a napínací bubnem umístěným na přepadovém konci	80

4.23	Uspořádání pásového dopravníku podle schématu obr. 4.22 na testovacím zařízení	81
4.24	Schéma uspořádání pásového dopravníku s dvoububnovým pohonem umístěným na obou koncích dopravníku.	81
4.25	Uspořádání pásového dopravníku podle schématu obr. 4.24 na testovacím zařízení	81

Seznam tabulek

3.1	Porovnání výsledků při namáhání hřídele na ohyb	51
3.2	Porovnání výsledků při namáhání hřídele na krut	56
3.3	Porovnání výsledků při namáhání hřídele kombinací ohybu a krutu	58
4.1	Prodloužení pryžového pásu délky 100mm zatíženého tahovou silou 51 N	65
4.2	Porovnání výsledků při namáhání čepu na ohyb	75

Seznam příloh

- [1] Servomotor FESTO EMMS-AS-70-S-LS-RS
- [2] Kuželová kola plastová - T.E.A. TECHNIK
- [3] Inkrementální rotační snímače IRC 202 a 205
- [4] Výkresová dokumentace