



# Návrh a realizace zařízení pro vedení dopravníkových pásů valchovacího stroje

## Diplomová práce

*Studijní program:*

N2301 Strojní inženýrství

*Studijní obor:*

Konstrukce strojů a zařízení

*Autor práce:*

**Bc. David Němec**

*Vedoucí práce:*

Ing. Šimon Kovář, Ph.D.

Katedra textilních a jednoúčelových strojů





## Zadání diplomové práce

# Návrh a realizace zařízení pro vedení dopravníkových pásů valchovacího stroje

*Jméno a příjmení:* **Bc. David Němec**  
*Osobní číslo:* S19000248  
*Studijní program:* N2301 Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* Konstrukce strojů a zařízení  
*Zadávací katedra:* Katedra textilních a jednoúčelových strojů  
*Akademický rok:* **2019/2020**

### Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši transportních dopravníků.
2. Analyzujte mechanismus vzniku příčného pohybu a navrhňte způsob vedení jednotlivých dopravníkových pásů děleného dopravníku.
3. Navržené způsoby prověřte pomocí experimentu.
4. Pro vybranou variantu vypracujte výrobní dokumentaci.

*Rozsah grafických prací:*  
*Rozsah pracovní zprávy:*  
*Forma zpracování práce:*  
*Jazyk práce:*

výkresová dokumentace  
40  
tištěná/elektronická  
Čeština



### **Seznam odborné literatury:**

- [1] L. PEŠÍK. Části strojů: stručný přehled. Díl 1 / Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita, 2001. ISBN 80-7083-584-2  
[2] L. PEŠÍK. Části strojů: stručný přehled. Díl 2 / Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita, 2005. ISBN 80-7083-608-3  
[3] H. Meerkamm. Technical pocket guide. University of Erlangen-Nuremberg. Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG, 1st edition, March 2014.  
[4] STEHLÍK, Jaroslav. *Dopravníky*. Liberec: Technická univerzita, 2004. ISBN 80-7083-888-4.

*Vedoucí práce:*

Ing. Šimon Kovář, Ph.D.  
Katedra textilních a jednoúčelových strojů

*Datum zadání práce:*

25. února 2020

*Předpokládaný termín odevzdání:*

31. prosince 2022

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan

L.S.

doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 25. února 2020

## Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

12. května 2022

Bc. David Němec

## **Anotace**

Diplomová práce se zabývá řešením a konstrukčním návrhem vedení pásových dopravníků valchovacího stroje pro výrobu klobouků z králíčí srsti. V teoretické části jsou popsány požadavky konstrukce pásových dopravníků a provedena rešerše způsobů vedení dopravníkových pásů. V další části je provedena analýza vzniku příčných sil v pásech a poté je představeno řešení. Práce je zaměřena zejména na naváděcí dopravník umístěný před valchovacími válci, jehož funkcí je eliminace přehýbání plstěnců při vstupu mezi válce. Jsou vypracovány tři varianty konstrukčního provedení, z nichž je vybrána, na základě stanovených posuzovaných hledisek, ta nejlepší. Vybraná varianta je poté popsána, jsou u ní provedeny potřebné výpočty a její výkresová dokumentace.

## **Klíčová slova**

Pásový dopravník, valchování, vedení pásů

## **Annotation**

This diploma thesis is focused on solution and design of guidance of belt conveyors for felting machine, which produces hats from rabbit fur. Theoretical part describes requirements of the design of belt conveyors and searches for methods of its belt guidance. In the next part, an analysis of creation of transverse forces in the belts is performed and its solution is presented. The work is focused mainly on guide conveyor located near the felting rollers, which function is to eliminate the folding of felts at the entrance into the rollers. Three variants of design are created, from which the best one is selected based on the determined assessed aspects. After that, the selected variant is described and necessary calculations and its drawing documentation are performed.

## **Key words**

belt conveyor, felting, guidance of belt

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Šimonu Kovářovi, Ph.D. za podporu a odborné názory při vykonávání diplomové práce, dále katedře textilních a jednoúčelových strojů, která byla vždy ochotna poskytnou jakoukoliv pomoc, a nakonec svým přátelům, kteří mě v mé práci podporovali.

# Obsah

1	Úvod .....	14
2	Pásové dopravníky.....	15
2.1	Základní části pásového dopravníku.....	15
2.2	Varianty provedení pasových dopravníků .....	16
3	Konstrukce jednotlivých částí pásového dopravníku .....	18
3.1	Dopravníkový pás .....	18
3.2	Válce .....	19
3.2.1	Hnací stanice.....	19
3.3	Napínací stanice .....	20
4	Vedení pásu .....	22
4.1	Vedení pásu pomocí válcovitě kuželovitého tvaru válce.....	22
4.2	Vedení pásu pomocí řídicího válce.....	23
4.3	Vedení pásu pomocí nosných válečků.....	23
4.4	Vedení pásu pomocí šikmo nastavených válečků v dolní větvi .....	23
4.5	Vedení pásů pomocí vodicích profilů .....	24
4.6	Automatické řízení pásů .....	24
4.7	Vedení pásu pomocí tvarové vazby .....	24
5	Výroba klobouků .....	26
5.1	Materiály pro výrobu plsti .....	26
5.2	Příprava vlákně suroviny .....	27
5.3	Plástění.....	28
5.4	Plstění a valchování .....	28
5.5	Dokončovací operace.....	28
6	Valchovací stroj společnosti Tonak.....	29
6.1	Valchovací a podávající válce .....	30
6.2	Pásový dopravník.....	32
6.3	Naváděcí dopravník .....	34
7	Vznik příčných sil v horním a dolním dopravníkovém pásu.....	35
7.1	Příčina vzniku sil v horním a dolním dopravníkovém pásu .....	35
7.2	Řešení vedení pásů horního a dolního dopravníku .....	36
8	Analýza a návrh naváděcího dopravníku.....	38
8.1	Příčina vzniku příčného posuvu pásů .....	38

8.2	Řešení zamezení příčného posuvu .....	39
8.3	Výpočet předpětí pásu .....	39
8.4	Návrh průměrů hnacího a vratného válce .....	40
8.5	Varianty provedení hnacího válce .....	42
8.5.1	Varianta 1 .....	42
8.5.2	Varianta 2 .....	43
8.5.3	Varianta 3 .....	43
8.6	Provedení vratného válce .....	44
8.6.1	Varianta 1 .....	45
8.6.2	Varianta 2 .....	51
8.6.3	Varianta 3 .....	53
8.7	Vícekritériální analýza .....	56
8.8	Výběr varianty hnacího válce .....	56
8.9	Výběr varianty vratného válce .....	59
9	Návrh vybraného řešení .....	61
9.1	Výpočet kinematických a dynamických veličin .....	62
9.2	Návrh pohonné jednotky .....	67
9.3	Hlavní válce .....	71
9.4	Pás .....	72
9.5	Podpěrná sestava vratného válce .....	73
9.6	Uložení válců .....	74
9.7	Boční deska a uchycení k valchovacímu stroji .....	76
9.8	Krytování .....	76
9.9	Bezpečnost .....	77
10	Závěr .....	78
11	Reference .....	79
12	Seznam příloh .....	81



## Seznam ilustrací

Obrázek 1: Části pásového dopravníku .....	16
Obrázek 2: Varianty provedení pásových dopravníků .....	17
Obrázek 3: Podepření pásu pomocí podpěrných válců.....	18
Obrázek 4: Řez bubnovým motorem (ACHENBACH-CZ).....	20
Obrázek 5: Tuhé napínací zařízení (vlevo) a závažové napínací zařízení (vpravo) (Glac, 2015).....	21
Obrázek 6-válcovitě kuželovitý tvar válce .....	22
Obrázek 7: Způsoby vedení pásu (Seiler, 2002).....	25
Obrázek 8: Detail vlákna z králičí srsti (Strnad, 2015) .....	26
Obrázek 9: Struktura vlákna z ovčí vlny (Strnad, 2015).....	26
Obrázek 10: Plástěcí forma neboli zvon. Vlevo prázdná, vpravo s plstěncem. (Louda, 2007).....	28
Obrázek 11: Valchovací stroj pro pokročilou technologii valchování (TONAK) .....	29
Obrázek 12: Řez valchovacím strojem společnosti TONAK.....	29
Obrázek 13: Boční pohled na válcovací trať valchovacího stroje.....	31
Obrázek 14: Horní pohled na válcovací trať valchovacího stroje .....	32
Obrázek 15: Tuhé napínací zařízení .....	33
Obrázek 16: Překládání plstí při vstupu polotovaru mezi válce .....	34
Obrázek 17: Vstup polotovaru mezi válce s použitím přitlačného zařízení .....	34
Obrázek 18: Sdílení válce horním a dolním dopravníkovým pásem.....	35
Obrázek 19: Vznik příčné síly v horním a dolním dopravníkovém pásu.....	36
Obrázek 20: Vedení pásků pomocí tvarové vazby prostřednictvím vodicí hřídele.....	37
Obrázek 21: Naváděcí dopravník umístěný před vstupem mezi válce.....	38
Obrázek 22: Průhyb vratného válce.....	38
Obrázek 23: Provedení hnacího válce varianta 1 .....	42
Obrázek 24: Provedení hnacího válce varianta 2 .....	43
Obrázek 25: Provedení hnacího válce varianta 3 .....	44
Obrázek 26: Rozdělení vratného válce na úseky působení síly od předpětí pásů .....	45
Obrázek 27: Provedení vratného válce varianta 1 .....	45
Obrázek 28: Optimalizovaný rozměr varianty 1 s dvěma podpěrami .....	46
Obrázek 29: Optimalizovaný rozměr varianty 1 s třemi podpěrami .....	46
Obrázek 30: Řez podpěrnou sestavou varianty 1 .....	48

Obrázek 31: Okrajové podmínky vratného válce varianty 1 .....	50
Obrázek 32: Simulace zatížení vratného válce varianty 1 .....	50
Obrázek 33: Provedení vratného válce varianta 2 .....	51
Obrázek 34: Simulace zatížení vratného válce varianty 2 .....	53
Obrázek 35: Provedení vratného válce varianta 3 .....	53
Obrázek 36: Výpočtový model vratného válce varianty 3 .....	55
Obrázek 37: Simulace zatížení vratného válce varianty 3 .....	55
Obrázek 38: Výška naváděcího dopravníku varianty 1 .....	58
Obrázek 39: Výška naváděcího dopravníku varianty 2 .....	58
Obrázek 40: Vybraná varianta hnacího a vratného válce .....	61
Obrázek 41: Výpočtové schéma řemenového převodu .....	62
Obrázek 42: Kinematické schéma zapojení pohonné jednotky .....	67
Obrázek 43: Typy elektromotorů účinnosti IE3 od firmy Siemens .....	69
Obrázek 44: Typy převodovek 0,18kW od firmy Raveo .....	70
Obrázek 45: Hnací válec naváděcího dopravníku .....	71
Obrázek 46: Řez hnacím válcem naváděcího dopravníku .....	71
Obrázek 47: Rozměry válcovitě-kuželovitého provedení válce .....	72
Obrázek 48: Parametry pásu FAB-5EIWH od firmy Habasit .....	73
Obrázek 49: Sestava podpěrného systému vratného válce .....	74
Obrázek 50: Podpěra vratného válce .....	74
Obrázek 51: Napínací ložisková jednotka (katalog SKF) .....	75
Obrázek 52: Napínací systém naváděcího dopravníku .....	75
Obrázek 53: Typy ložiskových domků s tří šroubovým upevněním firmy SKF .....	75
Obrázek 54: Popis funkčnosti jednotlivých závitových děr v bočnici .....	76
Obrázek 55: Uchycení naváděcího dopravníku k hlavnímu rámu valchovacího stroje .....	76
Obrázek 56: Krytování naváděcího dopravníku .....	77
Obrázek 57: Provedení bezpečnostního mechanismu naváděcího dopravníku .....	77

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Bodování jednotlivých kritérií 3 variant hnacího válce ..... 58

Tabulka 2: Bodování jednotlivých kritérií 3 variant vratného válce ..... 60

## Seznam grafů

Graf 1: Závislost mezi tažnou silou v pásu a výpočtním faktorem  $c_6$  pro ocelový válec a obložený válec (Seiler, 2002) ..... 40

Graf 2: Závislost úhlu opásání bubnu na výpočtovém faktoru  $c_4$  pro různé koeficienty tření (Seiler, 2002) ..... 41

Graf 3: Závislost vzdálenosti 2 podpěr od středu délky hřídele na maximálním ohybu ..... 47

Graf 4: Závislost vzdálenosti 3 podpěr od středu délky hřídele na maximálním ohybu ..... 47

Graf 5: Závislost výšky profilu  $h$  na velikosti vratného válce při použití 2 a 3 podpěr ..... 49

Graf 6: Závislost maximálního průhybu válce na výšce podpěrného hranolu ..... 52

Graf 7: Závislost maximálního průhybu vratného válce na velikosti průměru podpěrného válce ..... 54

Graf 8: Graf závislosti dynamického momentu a rychlosti rozběhu ..... 66

## Seznam použitých zkratk, značek a symbolů

Symbol	Popis	Jednotky
$\mu$	účinnost	%
$\mu_A$	koeficient tření	[-]
a	osová vzdálenost hlavních válců	mm
b	šířka válce	mm
$b_0$	šířka pásu	mm
$b_c$	šířka válcové části válce	mm
$b_p$	šířka drážky těsného pera	mm
C	dynamická únosnost	kN
$C_0$	statická únosnost	kN
$c_4$	výpočtový faktor	[-]
$c_6$	výpočtový faktor	[-]
d	průměr válce	mm
$d_1$	průměr hnacího válce	mm
$d_{1i}$	vnitřní průměr hnacího válce	mm
$d_2$	průměr vratného válce	mm
$d_{min}$	minimální průměr válce	mm
f	koeficient tření	[-]
F	užitečná obvodová síla pásu	N
$F_0$	předpětí v pásu	N
$F_R$	síla působící na válec od předpětí pásů	N
$F_{V1}$	síla v tažné větvi pásu	N
$F_{V2}$	síla v odlehčené větvi pásu	N
h	stoupání kuželovité části válce	mm
$h_i$	hodnocení i-té varianty	[-]
i	převodový poměr	[-]
$i_{AB}$	převodový poměr převodovky	[-]
$J_1$	moment setrvačnosti hnacího bubnu	$kg \cdot m^2$
$J_2$	moment setrvačnosti vratného bubnu	$kg \cdot m^2$
$J_{red}$	Redukovaný moment setrvačnosti	$kg \cdot m^2$
k	bezpečnost součástí	[-]
$k_F$	tažná síla na jednotku šířky	N/mm
$k_{zul}$	přípustná tažná síla na jednotku šířky	N/mm
L	délka pásu	mm
l	délka těsného pera	mm
M	Krouticí moment	N·m
$m_1$	hmotnost hnacího válce	kg
$m_2$	hmotnost vratného válce	kg
$M_A, M_B$	potřebný krouticí moment v místě A, B	N·m
$M_D$	Dynamický moment síly	N·m
n	počet pásů	[-]
$n_1$	otáčky hnacího válce	ot/min
$n_2$	otáčky hnaného válce	ot/min
$n_B$	otáčky v místě B	ot/min
$n_l$	limitní rychlost ložiska	ot/min
P	výkon	W
p	počet pólů	[-]

$P_A, P_B$	minimální výkon v místě A, B	W
$p_D$	hodnota otlacení pera	MPa
$P_{uz}$	mez únavového zatížení	kN
$r_1$	poloměr hnacího válce	mm
$r_{1i}$	vnitřní poloměr průřezu hnacího válce	mm
$r_{1o}$	vnější poloměr průřezu hnacího válce	mm
$r_2$	poloměr vratného válce	mm
$R_e$	mez kluzu	MPa
$t$	hloubka drážky pera	mm
$t_k$	konečný čas	s
$t_p$	počáteční čas	s
$v$	obvodová rychlost pásů	m/min
$v_j$	hodnota j- tého kritéria	[-]
$y$	průhyb válce	mm
$y_{ij}$	udělené body v kritériální tabulce na pozici i, j	[-]
$\alpha$	úhel opásání válce	rad
$\alpha_1$	úhel opásání hnacího válce	rad
$\alpha_2$	úhel opásání vratného válce	rad
$\beta$	pomocný úhel	rad
$\Delta t$	rozdíl časů	s
$\Delta \omega$	rozdíl úhlových rychlostí	rad/min
$\varepsilon$	úhlové zrychlení	rad/s <sup>2</sup>
$\varepsilon_d$	minimální prodloužení pásu	%
$\sigma_{0,01}$	Síla potřebná pro prodloužení pásu 1 %	N/mm
$\sigma_{Dt}$	dovolení napětí v tahu a tlaku	MPa
$\omega$	úhlová rychlost	rad/min
$\omega_1$	úhlová rychlost hnacího válce	rad/min
$\omega_2$	úhlová rychlost vratného válce	rad/min
$\omega_A, \omega_B$	úhlová rychlost v místě A, B	rad/min
$\omega_k$	konečná úhlová rychlost	rad/min
$\omega_p$	počáteční úhlová rychlost	rad/min

# 1 Úvod

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem vedení pásů pásových dopravníků valchovacího stroje pro pokročilou technologii valchování, který se nachází ve společnosti Tonak specializující se na výrobu klobouků. Nejčastěji používaným materiálem je srst z králičí kůže. Plstěnce opakovaně procházejí mezi valchovacími válci, čímž dochází k jejich postupnému zplstňování. To je proces vzájemného proplétání a zhušťování materiálu vlivem působení sil, vysoké teploty a chemického prostředí. Díky valchování zároveň dochází k podélným a příčným změnám rozměrů, které se odvíjí od cílového produktu výrobku. Z důvodu automatizace jsou součástí valchovacího stroje pásové dopravníky, které zajišťují nekonečný cyklus opakovaného průchodu polotovarů válcovací tratí. Vlivem nesouměrnosti polotovarů a konstrukcí dopravníků však dochází v pásích ke vzniku příčných sil, jež je potřeba zachytávat vhodným vedením pásů. Zmíněnou problematikou, analýzou a řešením se zabývá tato diplomová práce.

Cílem práce je analyzovat příčiny vzniku příčných sil v pásích a navrhnout řešení pro jejich minimalizaci. Dílčím cílem je provedení rešerše vedení pásových dopravníků.

## 2 Pásové dopravníky

Dopravníky jsou zařízení sloužící k transportování, nebo distribuci výrobků. V dnešní době je možné se setkat s mnoha typy dopravních zařízení jejichž volba závisí na fyzikálních a chemických požadavcích dané aplikace, charakteristických vlastnostech materiálu a směru, kterým je materiál dopravován. Dopravníky lze rozdělit podle (Ing. Jaroslav Stehlík, 2004) na skluzy, pásové dopravníky, válečkové dopravníky, článkové dopravníky, vibrační dopravníky, šnekové dopravníky, magnetické dopravníky, závěsové dopravníky, doprava materiálu v pomocném médiu.

Pásové dopravníky jsou jedny z nejpoužívanějších druhů dopravníků. Jejich výhodou je hlavně vysoký výkon, malá spotřeba energie a rychlost přepravy na velké vzdálenosti. Další výhodou je rovněž možnost naložení a vyložení materiálu kdekoli po celé délce dopravního pásu. Používají se zejména k přepravě kusových, nebo sypkých výrobků, a to ve vodorovném nebo mírně nakloněném směru kde je doprava limitována úhlem sklonu pásu. Nejvíce jsou využívány v těžebním průmyslu obvykle pro přepravu hornin a substrátů (Ing. Zdeněk Havelka, 1971) dále pak v chemickém průmyslu, zemědělství. (Žáček, 2014) Pásové dopravníky lze rozdělit dle ČSN 260001 podle dvou hledisek.

Dle materiálu tažného elementu:

- gumový, nebo PVC pás (popřípadě PU)
- ocelový pás
- ocelogumový pás
- pás z drátěného pletiva

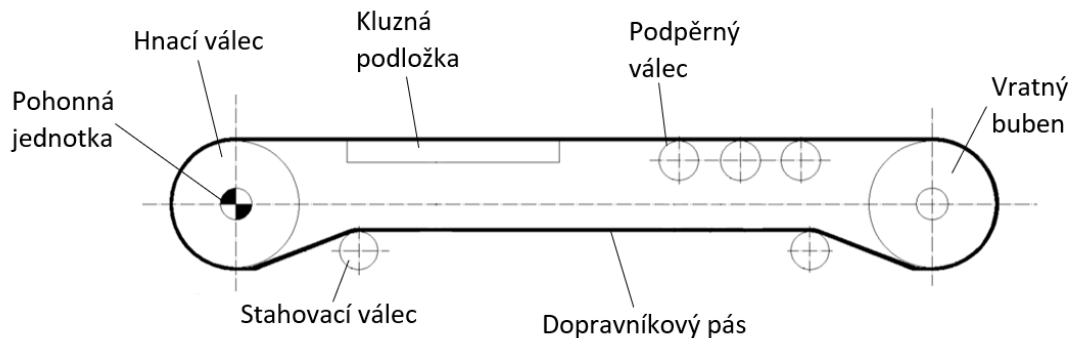
Dle uspořádání nosné konstrukce:

- stabilní, kde je nosná konstrukce napevno připevněna k základu
- pojízdné, využívají se pro malé dopravované vzdálenosti a malé množství dopravovaného materiálu
- přestavitelné se využívají pro přepravu na velké vzdálenosti a pro velké rychlosti

### 2.1 Základní části pásového dopravníku

Jednou ze základních částí pásového dopravníku je dopravní pás, který plní tažnou a nosnou funkci. Ten obepíná dva hlavní válce, hnací válec, který přenáší krouticí moment z hnací stanice a prostřednictvím tření předává hnací sílu pásu. Druhým důležitým válcem

je vratný válec, který je obvykle umístěn na druhém konci dopravníku a má za úkol změnit směr chodu pásu. Pro vyšší účinnost vedení pásu jsou využívány stahovací neboli řídicí válce, které zvyšují úhel opásání hlavních válců. Pás je zároveň podpírán buď soustavou nosných válečků, což je výhodnější zejména pro přepravu kusových výrobků, nebo kluznou podložkou po které se smýká. Tímto způsobem je možné docílit klidnějšího chodu pásu. (Ing. Jaroslav Stehlík, 2004)



Obrázek 1: Části pásového dopravníku

## 2.2 Varianty provedení pasových dopravníků

Existují různé varianty provedení pásových dopravníků, které se odlišují umístěním pohonné jednotky a napínacího zařízení. Mezi základní uspořádání lze řadit:

### Pásový dopravník s čelním pohonem a napínáním na vratném válci

Čelní pohon je obecně preferovanější způsob pohonu dopravníku, a to zejména díky příznivému namáhání pásu a hřídele vratného válce. Tento druh dopravníku se používá při vodorovné dopravě, nebo dopravě s mírným stoupáním. Při dopravě v mírně klesajícím směru je výhodné využít pohonu na vratném válci, který může mít funkci brzdící. Při velkých hnacích výkonech lze také využít pohonu na obou válcích. V těchto případech je třeba aby otáčky válců byly regulovány a nedocházelo tak k přetížení pásu. Na obrázku 2 (a), je prázdnou šipkou znázorněn směr chodu pásu (šipka mířící vlevo) a plnou šipkou je naznačeno napínací zařízení. (Seiler, 2002)

### Pásové dopravníky s pohonem v dolní větvi a napínáním na vratném válci

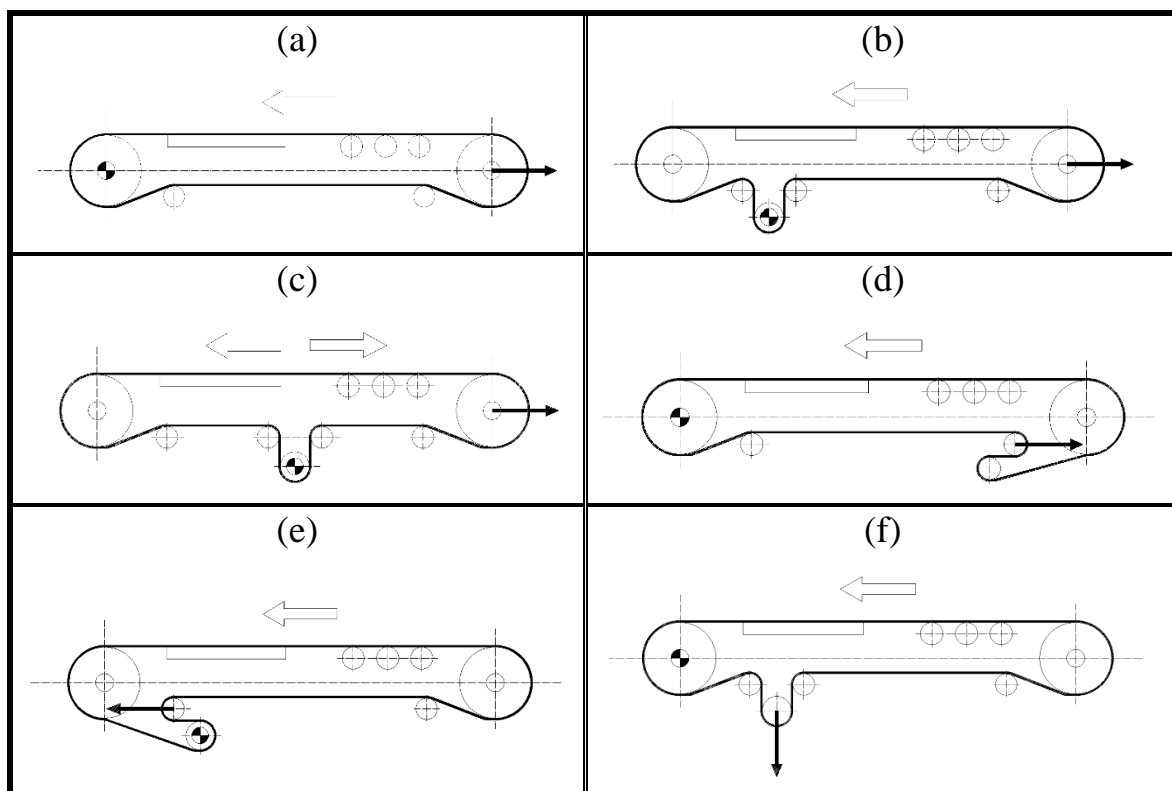
Příklady dopravníků s pohonem v dolní větvi a napínáním na vratném válci lze vidět na obrázku 2 (b), (c). Toto konstrukční provedení se využívá standardně, pokud má být dopravníkový pás veden v úzkém prostoru, kde není místo pro hnací stanici. Na obrázku 2



(c) je vidět středový pohon, díky němuž je možné provozovat dopravníkový pás v obou směrech. Doporučuje se však co nejmenší počet těchto změn chodu pásu. (Seiler, 2002)

### Pásové dopravníky s napínáním v dolní větvi

Pokud nastane případ, že je omezený prostor před a za dopravním pásem, a není tudíž možné napínání pásu na vratném válci, je třeba zvolit jiné umístění. Na obrázku 2 (d) je znázorněna varianta dopravníkového pásu s čelním pohonem a napínáním v dolní větvi. Pokud je to nezbytné, dá se provozovat jak pohon, tak zároveň i napínání v dolní větvi, jak je zřejmé z obrázku 2 (e). Další možností je provedení dopravníkového pásu, který je v dolní větvi zatížen konstantní silou, nebo pružinou viz obrázek 2 (f). Ten automaticky udržuje stálé napětí v pásu. Toto provedení se využívá u aplikací, kde dochází ke změnám namáhání za chodu, nebo k vysokým výkyvům teplot. (Seiler, 2002)



Obrázek 2: Varianty provedení pásových dopravníků

### 3 Konstrukce jednotlivých částí pásového dopravníku

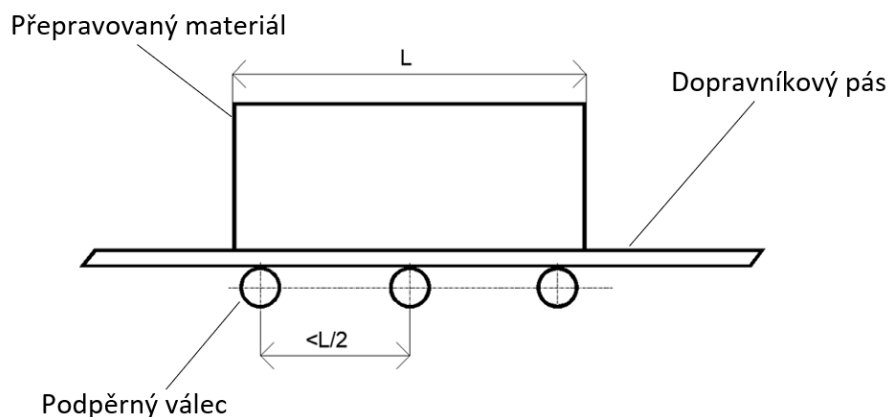
V dalších kapitolách jsou popsány jednotlivé konstrukční uzly pásového dopravníku, kterými jsou dopravníkový pás, válce, pohonná jednotka, vedení pásu, napínací zařízení atd.

#### 3.1 Dopravníkový pás

Dopravníkový pás je jedna ze základních částí pásových dopravníků. Plní dvě základní funkce, a to tažnou a nosnou. Podle (Ing. Jaroslav Stehlík, 2004) pás tvořen třemi základními vrstvami:

- Nosná vrstva, díky které je přepravovaný materiál držen na pásu. Obvykle se jedná o pryž nebo PVC
- Tažná vrstva, zajišťující přenos tažné síly. Je tvořena textilními, nebo ocelovými vlákny
- Oběžná vrstva, která ovlivňuje přenos hnací síly bubnu na pás obvykle z pryže nebo z PVC

Podpěření pásu se provádí buď prostřednictvím kluzného stolu, nebo nosnými válečky viz obrázek 3. Podpěření pásu kluzným stolem zajišťuje klidnější chod pásu, nevýhodou je, že mezi stolem a pásem dochází k většímu tření. Často používané materiály jsou ocel, v potravinářském průmyslu nerezová ocel, dále tvrdé plasty například duroplasty, nebo desky z tvrdého dřeva. Pro správnou funkci je výhodné z konstrukčního hlediska, když je deska zapuštěná alespoň o 2 mm oproti povrchu válců. (Seiler, 2002) Musí být hladká a nesmí být znečištěná, jinak mohou nastat problémy s chodem pásu.



Obrázek 3: Podpěření pásu pomocí podpěrných válců

Podepření nosnými válečky se používá v případě, pokud se jedná o dopravu na delší vzdálenosti, nebo je celková zátěž pásu vyšší. Mají vždy válcový profil a jsou vyrobeny z přesných ocelových trubek, nebo mají plastový plášť. Maximální vzdálenost mezi válečky musí být menší než polovina přepravovaného kusového materiálu, tak že kusový materiál je vždy v kontaktu alespoň se dvěma válečky. Při vyšších délkách os válců (2 m a více) se doporučuje podepřít nosnými válečky i dolní větev pásu z důvodu zamezení velkého průvěsu pásu. (Seiler, 2002)

## **3.2 Válce**

Další základní součástí pásového dopravníku jsou válce. Je možno se setkat s několika typy válců. Základními jsou:

- Hnací válec
- Vratný válec
- Stahovací válec

Hnací válec je ten, ke kterému je připojena hnací stanice. Ten předává hnací sílu pásu prostřednictvím tření mezi válcem a pásem. Toto tření se dá zvýšit například pogumováním, nebo obložením keramickými destičkami. (Žáček, 2014). Obvykle však dostačují ocelové čisté odmaštěné válce s drsností max Ra1,6 $\mu$ m. Vzorkování povrchu z důvodu zvýšení tření například rýhami nebo žlábkami vede ke zvýšenému opotřebení pásu a mohou způsobovat také problémy s vedením pásu. Jedna z dalších variant je tedy použití třecího obložení z otěruvzdorného plastu nebo pryže. (Seiler, 2002)

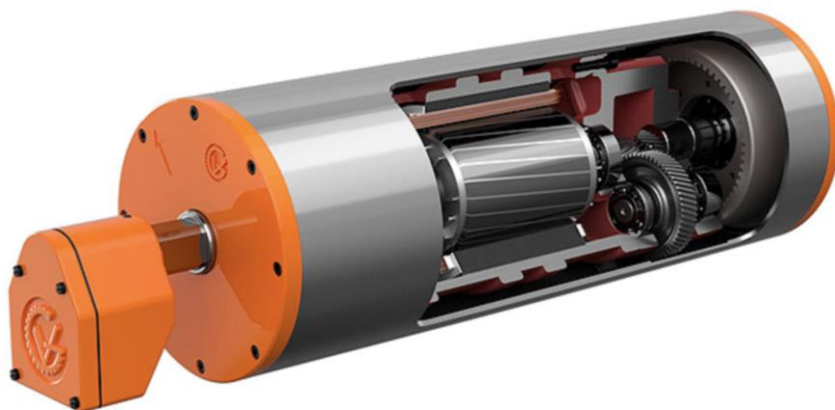
Vratný válec nepřenáší tahovou sílu, ale má za úkol změnu směru pásu a v některých případech může mít i napínací funkci. Ve výjimečných případech je na něm přidělena hnací jednotka a válec pak funguje spíše jako válec brzdící.

Dalším válcem, se kterým je možné se setkat je převáděcí (stahovací, nebo zúžovací) válec, který má za úkol zvyšovat úhel opásání hnacího válce a tím zvýšení účinnosti. Dále zmenšuje konstrukční výšku, což je vzdálenost mezi horní a dolní větví dopravníku.

### **3.2.1 Hnací stanice**

Jedná se o nedílnou součást dopravníku, neboť zajišťuje krouticí moment hnacího válce a tím i pohyb pásu. Nejčastěji používaným typem pohonu je asynchronní motor s kotvou na krátko vhodný pro menší výkony nebo asynchronní motor s kotvou kroužkovou. Výhodou tohoto motoru je jednoduchost, bezúdržbovost a nízká cena. Nevýhodou je jejich velikost.

Řízení otáček se provádí pomocí změny kmitočtu frekvenčním měničem. Kromě toho se dá použít bubnový motor, který má asynchronní motor s převodovkou zabudovaný přímo uvnitř válce. vestavěného přímo ve válci. Jedná se o velmi kompaktní řešení s výhodnou úsporou prostoru.



Obrázek 4: Řez bubnovým motorem (ACHENBACH-CZ)

Dalším použitelným typem pohonné jednotky může být stejnosměrný motor (DC), nebo bezkartáčový stejnosměrný motor (BLDC). Jejich výhodou je oproti AM levnější způsob řízení například pomocí změny napětí. Pokud dojde k reverzaci napětí, motor je možné brzdít. Nevýhodou je potřeba převodu střídavého napětí na stejnosměrné. Kromě toho lze pro pohon válců využívat také krokové motory, které jsou vhodné pro menší výkony. U vyšších otáček však ztrácejí krouticí moment. Jejich výhody jsou velká přesnost, spolehlivost a nízká cena. (Dražka, 2019/20)

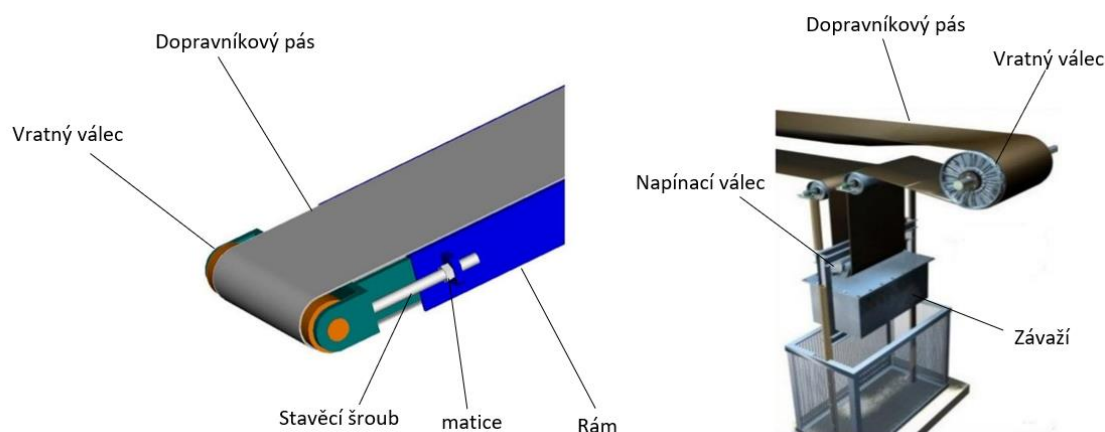
### 3.3 Napínací stanice

Životnost a spolehlivost pásů pásových dopravníků je velmi ovlivněna správným nastavením předpětí tak, aby vznikla dostatečná třecí vazba zajišťující transformaci rotačního pohybu na pohyb pásu a zároveň aby uložení válců bylo namáháno co nejméně. Nastavení předpětí pásového dopravníku se provádí pomocí napínacího zařízení. Podle (Glac, 2015) jsou napínací zařízení rozdělena na:

- Tuhá napínací zařízení
- Závažová napínací zařízení
- Pneumatická napínací zařízení
- Elektrická napínací zařízení
- Elektrohydraulická napínací zařízení

Tuhá napínací zařízení jsou konstrukčně nejjednodušším a nejlevnějším způsobem napínání pásů, které je prováděno prostřednictvím posuvu závitové tyče šroubového spoje viz obrázek 5 vlevo. Pásky musí být napínány individuálně na obou uloženích tak aby bylo zabráněno jejich příčnému posuvu. Další možností je využití pastorku s hřebenem, kde pastorek spojuje hřebeny na obou stranách válce, čímž dochází k rovnoměrnému napínání. U těchto případů však může docházet k přepnutí a následné poškození pásu. Napínací zařízení je kromě toho třeba jednou za čas seřídit. (Žáček, 2014) Pokud je omezený zástavbový prostor nebo na sebe dopravníky navazují a délka dopravníku se nemůže měnit, potom je vhodné umístit napínací zařízení do dolní větve. Viz kapitola 2.2.

Závažová napínací zařízení využívají závaží zařazeného například v dolní větvi viz obrázek 5 vpravo. Toto závaží zaručuje maximální předpětí v pásu. To je výhodné, pokud při provozu dochází například k rozdílu pracovních teplot, a tudíž změnám délky pásu. (Glac, 2015) Moderní pásy se však vyrábějí s velmi omezenou teplotní roztažností.



Obrázek 5: Tuhé napínací zařízení (vlevo) a závažové napínací zařízení (vpravo) (Glac, 2015)

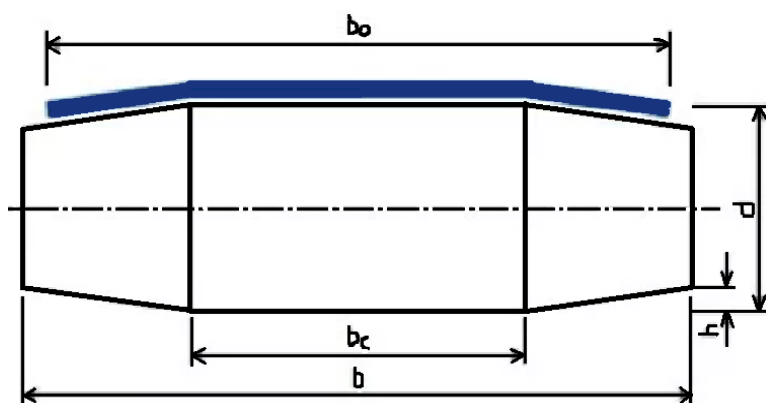
## 4 Vedení pásu

Správné vedení pásu je předpokladem k bezproblémovému chodu pásového dopravníku. V první řadě musí být stabilní nosná konstrukce, všechny válce a válečky musí být přesně vyrovnané kolmo k ose pásu. Dále všechny části, které přichází do styku s pásem musí být čisté. Mezi způsoby vedení pásu dle (Seiler, 2002) se řadí:

- Válcovitě-kuželový tvar válce
- Použití řídicího válce
- Požití výkyvných nosných válečků
- Šikmé nastavení válečků v dolní větvi
- Vodící profily
- Automatické řízení pásu
- Pomocí tvarové vazby

### 4.1 Vedení pásu pomocí válcovitě kuželovitého tvaru válce

Vedení pásu pomocí válcovitě kuželovitého tvaru válce je nejjednodušší a nejlevnější metoda řešení vedení pásu. Válec není válcový po celé délce, ale je opatřen dvěma kuželovými plochami na obou koncích viz obrázek 7 (a) a obrázek 6.



Obrázek 6-válcovitě kuželovitý tvar válce

- kde  $d$  je největší průměr válce  
 $b$  je šířka válce  
 $b_c$  je šířka válcovité části  
 $b_0$  je šířka pásu  
 $h$  je stoupání kuželovité části

U tohoto způsobu vedení dochází k samočinnému středění, neboť má pás snahu posunovat se k většímu průměru hřídele. Stoupání kuželové plochy by nemělo být příliš velké, aby nedocházelo k přehýbání případně překládání pásu vlivem působení příčných sil. Velká hodnota stoupání  $h$  může mít také za následek nedokonalé přiléhání pásu k válci a tím zániku samovolného směrovacího účinku. Válcovitě kuželový tvar má obvykle jeden z válců, a to nejčastěji hnací válec. Pokud se jedná o větší délky dopravníků, doporučuje se použití válcově kuželovitého tvaru u obou válců. (Seiler, 2002)

Dle firmy ERO joint, která se zabývá výrobou řemenových a dopravníkových pásů, lze rozměry válce stanovit podle následujících vztahů:

$$\text{Délka válcové části: } b_c = b/2$$

$$\text{Šířka pásu: } b_0 = 1,1 \cdot b$$

$$\text{Stoupání: } h = (d+100) / 450 \text{ mm}$$

## 4.2 Vedení pásu pomocí řídicího válce

Dalším možností vedení pásu je pomocí řídicího válce viz obrázek 7 (e). Řídicí (jinak stahovací, nebo směrovací válec) má za úkol hlavně zvětšovat úhel opásání hlavního nebo vratného válce. Pro získání dobrého účinku musí být úhel opásání řídicího válce alespoň  $30^\circ$ . Vedení se pak provádí natáčením válce ve směru šipek A a B. Největší směrovací účinek je tehdy, pokud je směrovací válec umístěn v dolní větvi těsně před vratným válcem. Nevýhodou je že proces není samočinný a pokud se pás začne odchylovat, je potřeba nastavit nové natočení řídicího válce.

## 4.3 Vedení pásu pomocí nosných válečků

Kromě řídicího válce je možné vedení pásu provozovat pomocí nosných válečků. Stejně jako u řídicího válce není toto nastavení samočinné a je proto nutné ho při nerovnoměrném chodu pásu seřídit. Pokud má pás tendenci se vychylovat doprava je potřeba nosný váleček pootočit doleva dle obrázku 7 (c). Pokud během provozu začne docházet ke změnám zatížení takto řízeného dopravníku, začne se zvyšovat i třecí síla mezi válečky a pásem a tím i středící účinek. Chod pásu je třeba znovu vyrovnat. Další nevýhodou je zvýšený otěr vznikající v důsledku šikmo natočených válečků.

## 4.4 Vedení pásu pomocí šikmo nastavených válečků v dolní větvi

Další možností je vedení pomocí šikmo nastavených válečků v dolní větvi. Do dolní větve před vratný válec se na každou stranu přidá jeden nosný váleček sklopený pod mírným

úhlem, (Seiler, 2002) doporučuje 5-10° viz obrázek 7 (d). Tím vznikne jakýsi korýtkový tvar pásu, ve kterém je pás samočinně veden za předpokladu, že jsou válečky uspořádány přesně kolmo k ose pásu. Díky poměrně vysoké třecí síle vznikajícího mezi válečky a pásem, tato metoda zaručuje dobré vedení. Používá se obvykle pro vedení krátkých širokých pásu, nebo tenkých pásů s vysokými rychlostmi.

#### **4.5 Vedení pásů pomocí vodicích profilů**

Vedení pásu pomocí vodicích profilů využívá tvarové vazby mezi vodicím prvkem a pásem. Používají se pro vedení pásu a zároveň k zachytávání příčných sil vznikajících například boční nakládece, nebo vykládce. Vodicím profilem může být například klín viz obrázek 7 (b), nebo plochý výstup, popřípadě jiné vodicí těleso. Například na obrázku 7 (l) je vidět vedení pomocí boční kladky. Toto řešení však vyžaduje vysokou příčnou tuhost pásu. Navíc dochází ke zvýšenému opotřebení vlivem tření, proto (Seiler, 2002) použití tohoto způsobu vedení nedoporučuje. Stejně tomu je i u varianty, která je vidět na obrázku 7 (j), kde je díky konstrukci vodicího zařízení vedení pásu samočinné.

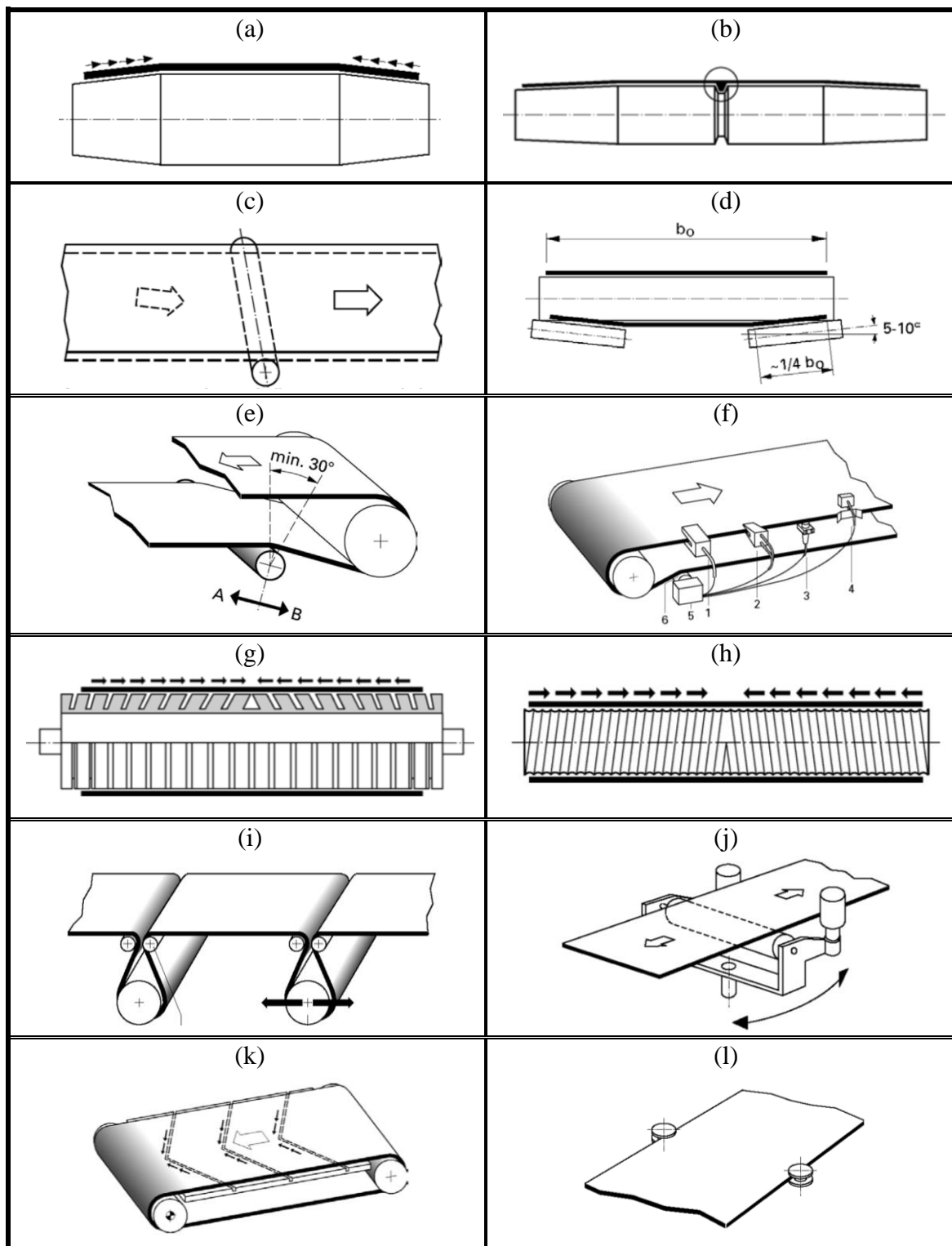
#### **4.6 Automatické řízení pásů**

Dalším způsobem vedení pásu je automatické řízení pásu, kdy je pás opatřen snímači, které snímají polohu pásu viz obrázek 7 (f). Pokud dojde k vychýlení signál je předán řídicímu mechanismu, který natáčí řídicí válec, čímž je dosaženo směrovacího účinku. Tento způsob je velice nákladný, a proto se doporučuje používat u aplikací, kde jsou vysoké požadavky na přesnost chodu pásu. (Seiler, 2002)

#### **4.7 Vedení pásu pomocí tvarové vazby**

Vedení pásu je možné provést volbou vhodného povrchu válce. Na obrázku 7 (g) je vidět vedení pomocí deformovatelného směrovacího povrchu hnacího válce. Dochází ke zvýšení tření a samovolnému směrovacímu účinku. Nevýhodou jsou velmi vysoké náklady. Dalším možným řešením je vedení pomocí spirálového zahlobení viz obrázek 7 (h). Stejně jako u předchozí metody je vedení samočinné. Nevýhodou je však větší opotřebení válce. Poslední metodou může být vedení pásu pomocí „V“ drážek v kluzné podložce viz obrázek 7 (k), čímž je docíleno samo středícího účinku. Tato metoda je však funkční pouze u málo napnutých nebo hodně zatížených pásů. V opačném případě může být řídicí účinek nulový. Drážky bývají také využívány k odvádění vlhkosti mezi pásem a kluznou podložkou.





Obrázek 7: Způsoby vedení pásu (Seiler, 2002)

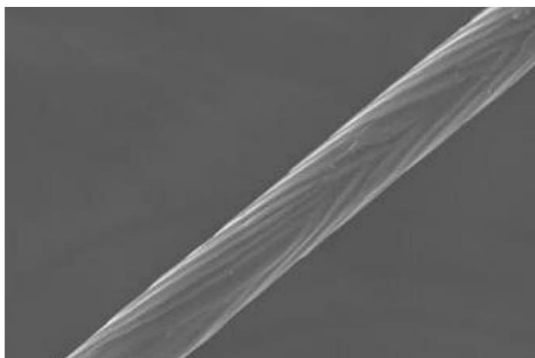
(a) válcovitě-kuželovitý tvar, (b) klínová drážka, (c) natočení podpěrného válce, (d) vychýlení válečků v dolní větvi, (e) vychýlení řídicího válce, (f) automatické řízení (g) deformovatelný směrovací profil, (h) spirálovité zahloubení, (i) dodatečné opásání, (j) snímání chodu pásu v kombinaci s výkyvnými válečky, (k) „V“ drážky v kluzné podložce, (l) postranní vodicí válečky

## 5 Výroba klobouků

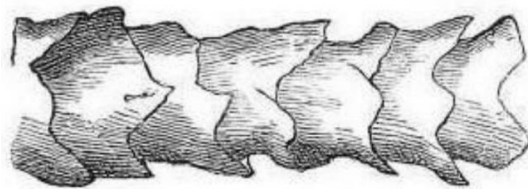
Klobouky jsou vyráběny na jednoúčelových kloboučnických strojích. Proces výroby plstěných klobouků od počáteční kožky až do hotového klobouku vyžaduje více než 100 pracovních operací. Pro výrobu jednoho klobouku je potřeba 5-7 králíčích nebo zaječích kožek. Ty jsou na jedné straně tvořeny srstí neboli vlasem, který je základní surovinou pro tvorbu plsti, a na druhé straně řemenem. Ten je při zpracování kožek oddělen, nařezán a lze ho dále využít například jako hnojivo. (Lysáková, 2011)

### 5.1 Materiály pro výrobu plsti

Nejpoužívanějším materiálem pro výrobu plsti jsou vlákna ze srsti zvířat nejčastěji ovčí, a králíčí. Průměr vláken z ovčí vlny se pohybuje mezi 20-40  $\mu\text{m}$  a délka od 50-400 mm. Vlákna jsou typická svým šupinkatým povrchem viz obrázek 9, která jsou schopna při pohybu a daných podmínkách do sebe zaklesnout. Mají vysokou pružnost a tažnost, která se zvyšuje při navlhnutí. Vlna je schopna přijmout až 40% vlhkosti. Kromě toho velmi dobře izoluje teplo. Její tepelná odolnost se pohybuje kolem 150-160  $^{\circ}\text{C}$  (Prof. Ing. Jiří Militký, 2012) (Recmanová, 2014) Další skupinou živočišných vláken jsou vlákna ze srsti živočichů. Využívá se srst kozy andorské, velbloudů, lamy nebo například králíčí srst, která je pro výrobu klobouků nejpoužívanější. Vlákna z králíčí srsti jsou, oproti vláknům z ovčí vlny, kratší a jemnější viz obrázek 8. Jejich průměr je přibližně 12-17  $\mu\text{m}$  a délka 1-7.5 cm. Obsahují vzduchové kapsy, díky kterým disponují výbornou tepelnou izolací. Povrch vláken je hladký, a materiál proto nepelichá. Z hlediska plstění je však tato vlastnost nepříznivá. (Strnad, 2015)



Obrázek 8: Detail vlákna z králíčí srsti (Strnad, 2015)



Obrázek 9: Struktura vlákna z ovčí vlny (Strnad, 2015)

## 5.2 Příprava vlákenné suroviny

Kožky jsou po balících dodávány do závodu. Nejdříve se kožky čistí od různých nečistot jako jsou různá cizí tělesa, rostlinné zbytky, prach, krev, trus atd. To je provedeno na polokartáčovém stroji. Poté se kožky smáčí vlažnou vodou po určitou dobu tak aby došlo k dostatečnému změkčení řemene. Následuje ořezání přebytečných tukových váčků na řemeni. Dále nastává třídění kožek na kožky

- s příliš tvrdým řemenem, které musí být v dalším kroku zvlášť změkčovány
- s vysokým obsahem tuků v chlupech, které musí být odtučněny ve speciálním bubnu s přítomností pilin, které jsou za vysoké teploty schopny tuto tučnost absorbovat
- normální kožky, které nepotřebují žádný speciální proces úpravy.

Po tomto rozčlenění jsou kožky naskládány na palety tak že se dotýkají vždy řemen řemenu a chlup chlupů. To zabrání znečištění chlupů.

V další fázi přípravy vlákenné suroviny dochází k odstranění pestíků rupováním neboli vytrháváním anebo stříháním. a zarovnání s podsadou. Poté přichází důležitá operace a to moření, které se provádí v mořicí lázni. Dochází zde k chemickým reakcím uvnitř chlupu, což následně ovlivňuje plstící schopnost materiálu. Mořicí lázeň se obvykle skládá z určitého poměru kyseliny dusičné, nebo chlorovodíkové, peroxidu vodíku a vody. Po moření přichází operace sušení a kartáčování, čímž se rozčešou slepené chlupy od mořidla případně se odstraní zbytky jiných nečistot.

Nyní jsou kožky připraveny na to, aby byla srst oddělena od řemene. To je prováděno v řezacím stroji. Oddělené chlupy se dále oddělují podle barvy a podle kvality, která je závislá na části kožky, ze které chlupy jsou. Nejlepší jsou z břicha. Následuje operace profukování, která jak čistí materiál od zbylých nečistot, tak rozděljuje chlupy na hrubá vlákna, která klesají ke dnu a jemná podsadová vlákna, která spolu s dalšími přísadami tvoří kloboukovou směs. Takto připravená hmota je uskladněna v dřevěných příhradách a připravena na další výrobní operace. (Lysáková, 2011) (Kopecká, 2005)

### 5.3 Plástění

Plástění materiálu je proces, při kterém dochází k nanášení přesného množství vláken na kloboukovou formu kuželovitého tvaru neboli zvonu. Ten má v sobě malé otvory, které vlivem podtlaku nasávají padající vlákna na formu. Kromě toho zvon koná rotační pohyb, tak aby byla na povrchu vytvořena stejnoměrná vrstva plsti. Pro zvýšení kompaktnosti plstěnce je nakonec nanesená hmota pokropena horkou vodou.



Obrázek 10: Plástěcí forma neboli zvon. Vlevo prázdná, vpravo s plstěncem. (Louda, 2007)

### 5.4 Plstění a valchování

Hlavní funkcí valchovacího stroje je valchování, což je proces, při kterém dochází k plstění a zároveň zmenšování rozměrů materiálu v podélném a příčném směru. Plstění je proces vzájemného provazování vláken, ke kterému dochází tehdy, pokud mají vlákna dostatečně zdrsňený povrch. Vlákno z ovčí vlny je obsaženo z velkého množství šupinek, které do sebe zapadají, a proto se lehce plstí. Naproti tomu vlákno z králičí kožky je poměrně hladké, proto je potřeba před plstěním jeho povrch narušit neboli namořit. To se obvykle provádí kyselinou sírovou. Pro urychlení procesu valchování je výhodné použití vyšší teploty a kyselého prostředí, díky kterému je zplstění zároveň pevnější. (Strnad, 2015) Proto celý proces probíhá ve valchovací lázni s potřebným chemickým prostředím a dostatečnou teplotou.

### 5.5 Dokončovací operace

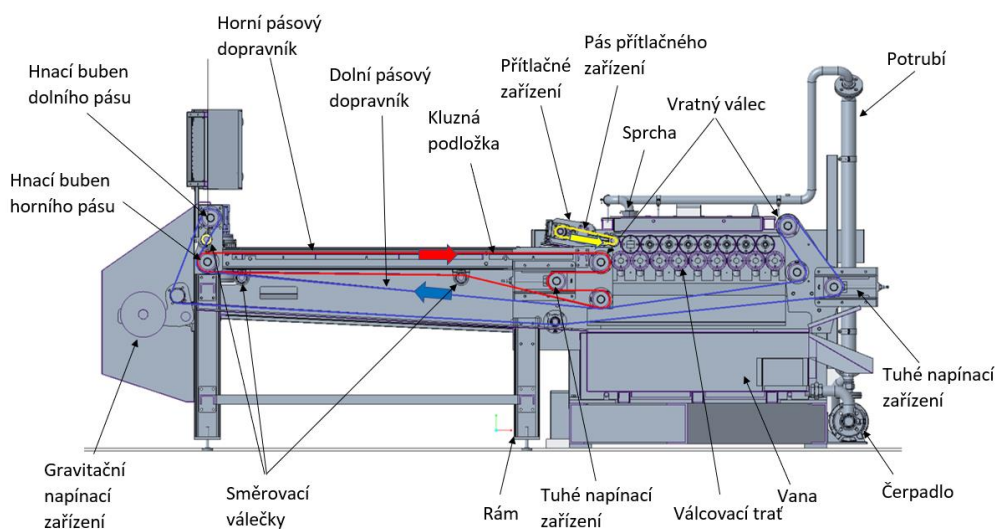
Pro docílení konečného tvaru klobouku je zapotřebí mnoho dalších operací. Jedná se o tužení, získání tvaru klobouku díky zapékání na dřevěných formách a další povrchové úpravy jako jsou například kartáčování, česání, opalování, hlazení atd. Konkrétní operace závisí na požadovaném povrchu koncového produktu. Nakonec přichází závěrečné zdobení, podšívkování, opatřením potního pásku nebo šňůrkou k upevnění pod krkem. (Kopecká, 2005)

## 6 Valchovací stroj společnosti Tonak

Společnost TONAK a.s. sídlí v Novém Jičíně a Strakonících. Firma se zabývá výrobou plstěných klobouků především z králíčí srsti a vlny. Už v roce 1799 byla založena kloboučnická manufaktura, která se postupem příchodů strojů začala měnit v továrnu na klobouky z čehož vznikla zkratka TONAK. Na přelomu tisíciletí se dostává na zahraniční trhy a její významnost roste. Dnes je firma jednou z největších světových výrobců pokrývek hlavy.



Obrázek 11: Valchovací stroj pro pokročilou technologii valchování (TONAK)



Obrázek 12: Řez valchovacím strojem společnosti TONAK

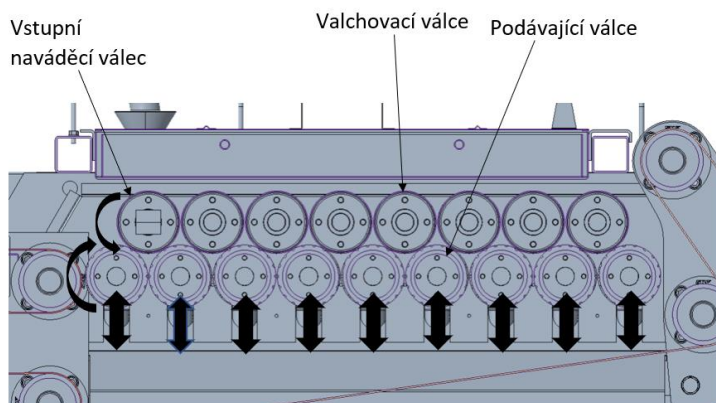
Současně používaný valchovací stroj pro pokročilou technologii valchování ve společnosti TONAK je zobrazen na obrázku 11. Stroj je využíván na výrobu polotovarů pokrývek hlavy převážně z králíčích kožek. Obrázky 12,13,14 zobrazují řez tímto strojem. Základními částmi jsou:

- Soubor pracovních a podávajících válců, kdy horní válce plstí díky jejich vhodnému tvaru a pohybu a spodní zajišťují podporu a podélný pohyb strojem
- pásový dopravník, který je rozdělen na horní dopravník, který navádí polotovary do válcovací stolice a dolní dopravník, který dopravuje materiál zpět na začátek cyklu.
- Naváděcí dopravník, jehož funkcí je lepší navádění plstěnců do valchovacího stroje (mezi válce)
- nosný rám
- uzavřený systém pro zkrápění polotovarů roztokem

Proces začíná na horním dopravníkovém pásu, kde jsou v prvním cyklu polotovary obsluhou naskládány na pás. V dalších cyklech jsou plstěnce překládány a měřeny tak aby bylo zajištěno jejich požadovaného tvaru pro další zpracování, které je dáno výsledným produktem. Polotovary dále putují po horním dopravníku ve směru červené šipky viz obrázek 13 až ke vstupu mezi válce kde jsou smáčeny roztokem 4 % koncentrátu kyseliny sírové nebo kyseliny mravenčí. Tento koncentrát dosahuje teploty až 90°C. Zde jsou plstěnce přitlačeny k pásu pomocí naváděcího dopravníku, tak aby byly správně vtaženy mezi válce, kde postupným zvyšováním přítlaku spodních válců probíhá samotný proces valchování. Díky vhodnému prostředí dochází k postupnému zplstňování. Po vyjetí z válcovací tratě, jsou polotovary postupně naváděny dolním dopravníkovým pásem ve směru modré šipky zpět na začátek cyklu. tak dlouho, dokud není docíleno požadovaných vlastností a rozměrů polotovarů. Celý proces trvá přibližně 4 hodiny.

## **6.1 Valchovací a podávající válce**

Funkcí valchovacích a podávajících válců je plstění materiálu, a podélný posuv strojem. Oba typy válců lze vidět na obrázku 12.



Obrázek 13: Boční pohled na válcovací trať valchovacího stroje

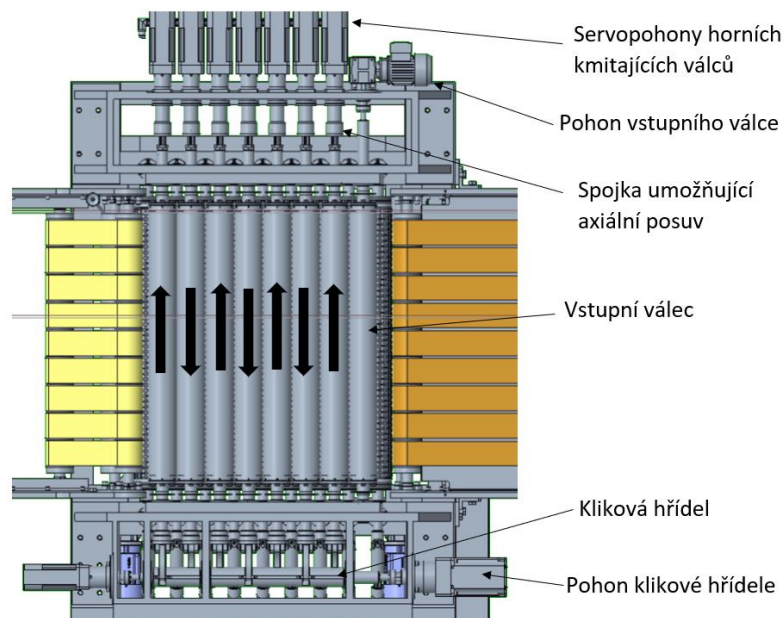
## Valchovací válce

Hlavní funkcí valchovacích válců je plstění polotovarů realizované vhodným povrchem a pohybem válců. Ty vykonávají celkem tři pohyby. Rotační pohyb, který je doplněn o kmitání kolem své osy a zároveň kmitání ve směru osy hřídele viz obrázek 14, u kterého sousední válce kmitají v protifázi, což zajišťuje dokonalejší vzájemné proplétání a zaklestění vláken polotovarů. Výjimkou je vstupní válec, který koná pouze pohyb rotační. Plstící proces je ještě umocněn tvarovým povrchem válců, které jsou po celé délce pláště opatřeny půlkulovými prolisy. Tyto válce jsou dle požadavků zákazníka vyrobeny z nerezové oceli. Rotační pohyb válců je zajištěn servopohony, za kterými je zařazena spojka umožňující přenos momentu a zároveň axiálního pohybu mezi pevným pohonem a změnou polohy valchovacího válce. Kmitavý pohyb je vyvozován klikovou hřídelí, která je umístěna na opačné straně, než je pohon válců. Ta je taktéž poháněna servopohonem viz obrázek 14.

## Podávající válce

Podávající válce mají za úkol posuv polotovarů. Ten je umožněn díky jejich rotaci a přiléhavému povrchu. Válce jsou uloženy na pružinách což umožňuje oddalování podávajících a valchovacích válců při průchodu polotovarů. Předpětí tohoto uložení se dá měnit čímž je možné určovat intenzitu valchování, která je postupně zvyšována s délkou procesu. Válce jsou vyrobené z Texitu, což je materiál složený z textilních vláken spojených pryskyřicí, se zvýšenou chemickou odolností a použitelností i pro vysoké teploty. Jeho hlavní výhodou je přilnavost, díky kterému dobře vede polotovary mezi válci.

Pohon je zajištěn asynchronním motorem a moment je dále rozveden pomocí řemenové rozvodové převodovky na všechny válce. Za ním jsou zařazené kloubové spojky z důvodu změny polohy os pevné rozvodové převodovky a os podávajících válců.



Obrázek 14: Horní pohled na válcovací trať valchovacího stroje

## 6.2 Pásový dopravník

Další částí valchovacího stroje je pásový dopravník, který je určen k distribuci polotovarů. Pásový dopravník je dělený, to znamená že místo jednoho širokého pásu, je použito devět úzkých pásků. Ve stroji jsou zařazené celkem tři pásové dopravníky:

- horní pásový dopravník,
- dolní pásový dopravník
- naváděcí dopravník

Horní a dolní pásový dopravník díky svému konstrukčnímu uspořádání zajišťují nekonečný cyklus oběhu výrobku. Horní dopravník navádí kožky do válcovací tratě, zároveň před vjezdem mezi válce obsluha polotovary pootáčí dle požadavků na změny rozměrů. Při vstupu jsou polotovary naváděny naváděcím dopravníkem a vtahovány naváděcími válci. Po projetí válcovací tratí jsou výrobky vedeny spodním dopravníkem, který je umístěný pod horním dopravníkem a dopravuje materiál zpět na začátek cyklu viz obrázek 12.



## Hlavní válce

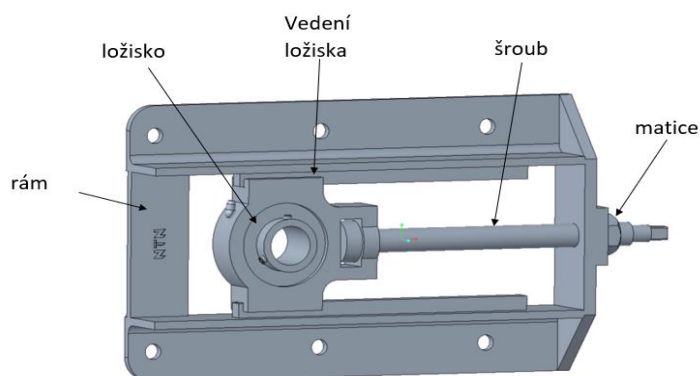
Hlavními válci jsou hnací buben a vratný válec. Jejich umístění je možné vidět na obrázku 13. Tyto válce jsou vyrobeny z nerezové trubky a musí dosahovat dostatečné tuhosti tak, aby nedocházelo k jejich průhybu a tím poklesům napětí v jednotlivých páscích. Povrch válců a opásání válců musí zajišťovat takové tření, aby docházelo k přenosu krouticího momentu na pás, což popisuje Eulerova rovnice vláknového tření.

## Pásy

Pro tento stroj byly použity pásy typu FAB-5EIWH ze společnosti Habasit. Pásy musí odolávat jak vysoké teplotě, tak být chemicky odolné. Kvůli průtoku zavlažovacího systému musí být pásy dělené, tak aby skrz ně mohl materiál protékat do nádrže umístěné ve spod stroje. Řízením chodu těchto pásů se zabývá experimentální část této bakalářské práce viz kapitoly 7-9. Počáteční předpětí pásu je zajištěno tuhým napínacím zařízením a výkyvy v napětí dolního pásu jsou regulovány gravitačním napínacím zařízením.

## Tuhé napínací těleso s ložiskem

Tuhé napínací zařízení viz obrázek 15, se používá k počátečnímu vytvoření předpětí v pásu. To je vyvozováno pootáčením šroubu v matici, která je přivařena k rámu. Šroub posouvá ložisko, ve kterém je uložena napínaná hřídel. Posuv je umožněn díky podélné drážce.



Obrázek 15: Tuhé napínací zařízení

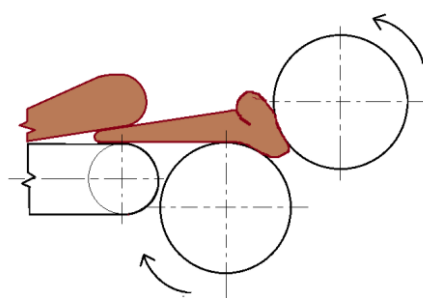
Šroubem je pootáčeno pomocí čtyřhranu na jeho konci. Během jedné otáčky šroubu se ložisko posune o výšku stoupání závitového spoje. Toto napínací zařízení je umístěno na obou stranách hřídele, tak aby bylo možné rovnoměrné napnutí pásu a nedocházelo k jeho vychylování.

## Gravitační napínací zařízení

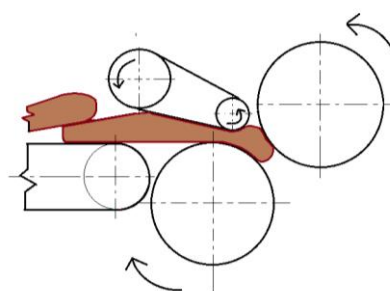
Gravitační zařízení se používá ke kompenzaci změny délky dopravníku, která může být způsobena například změnou teploty nebo jako je to v případě této diplomové práce, průchodem polotovarů mezi dvěma pásy a tím změně poloměru zakřivení viz kapitola 7.1. Z toho důvodu je pás konstantně zatěžován závažím, které způsobuje předpětí i při změnách geometrie chodu pásu.

### 6.3 Naváděcí dopravník

Naváděcí dopravník je další důležitou součástí valchovacího stroje tvořenou jednoduchým pásovým dopravníkem sestaveným pouze z hnacího a vratného válce. Jeho funkce není dopravní, ale naváděcí. Na obrázcích 16 a 17 je vidět rozdíl vtahování polotovarů mezi válce v případě činnosti stroje bez naváděcího dopravníku (vlevo) a s naváděcím dopravníkem (vpravo). V případě, kdy nejsou polotovary přitlačovány k hornímu pásu, začne docházet ke špatnému vtahování plstěnců vstupními válci a jejich následnému překládání a muchlání. To je způsobováno jak tvarem polotovarů, které mají vlivem překládání tvar kapky, tak předsunutým spodním válcem, díky němuž plstěnce najíždí na horní vtažovací válec z boku. Kromě toho je velký rozdíl v koeficientech tření obou válců. Spodní je vyrobený z Textitu, jenž vyniká výbornou přilnavostí, a vtažování materiálu je proto bezproblémové. Na druhé straně je horní válec, který je hladký a má nízký koeficient tření. To způsobuje klouzání polotovarů po povrchu válce a následné přehýbání plstěnců. Z toho důvodu musí být do sestavy zařazeno zařízení, které polotovary bude přitlačovat k hornímu dopravníku a tím umožní, aby materiál vstoupil mezi válce bez muchlání.



Obrázek 16: Překládání plstí při vstupu polotovaru mezi válce



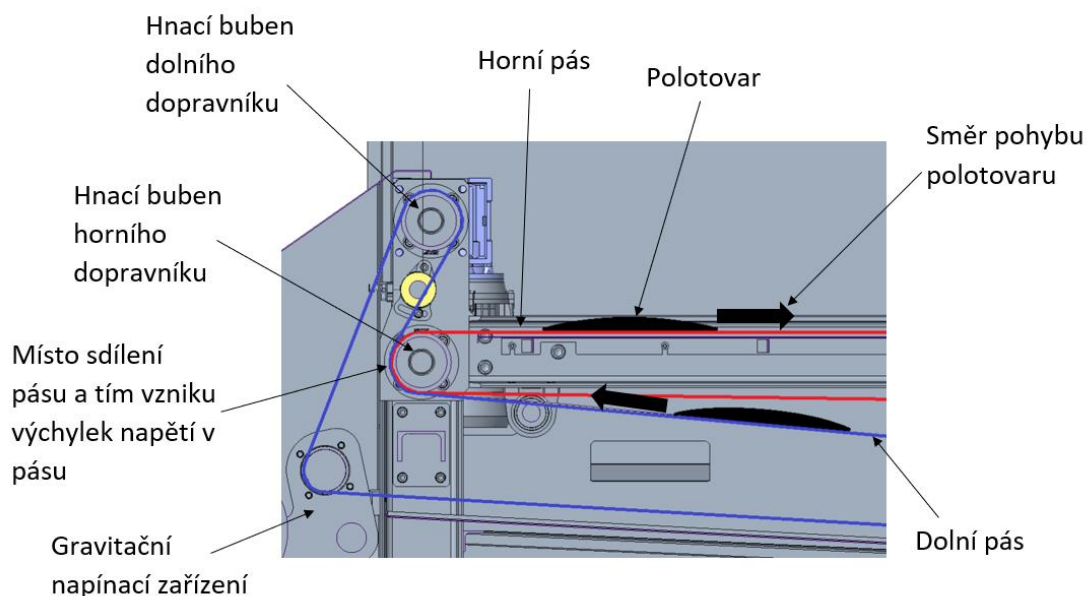
Obrázek 17: Vstup polotovaru mezi válce s použitím přitlačného zařízení

## 7 Vznik příčných sil v horním a dolním dopravníkovém pásu

Analýza vzniku příčných sil pásového dopravníku valchovacího stroje byla podnětem k návrhu této diplomové práce. Nejdříve je řešena problematika horního a dolního dopravníku, a poté naváděcího dopravníku. Případy jsou rozděleny, protože vznik axiální síly má odlišnou příčinu.

### 7.1 Příčina vzniku sil v horním a dolním dopravníkovém pásu

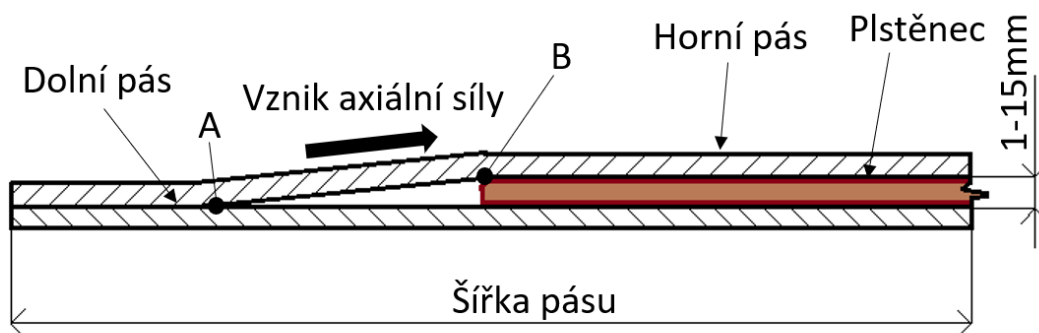
Horní a dolní dopravník spolu kooperují a zajišťují nekonečný cyklus chodu polotovaru. Aby se polotovar dostal z dolního dopravníku na horní dopravník, musí projít mezi pásy v místě, kde je umístěn hnací buben horního dopravníku viz obrázek 18. Právě tento buben je pro oba pásy společný a při průchodu polotovaru začne docházet ke změnám geometrických poměrů, což má za následek nadměrné napínání pásů. Z toho důvodu je v konstrukci zařazeno gravitační napínací zařízení.



Obrázek 18: Sdílení válce horním a dolním dopravníkovým pásem

Druhým, a mnohem zásadnějším problémem, je různorodost tvaru plstěnce. Jeho šířka, délka a tloušťka se odlišuje kus od kusu stejně jako poloha na pásu, která se mění podle toho, jak je obsluha překládá a natáčí. Často nastává případ, kdy polotovar není přes celou šířku pásu, jak je znázorněno na obrázku 19, ale může zasahovat pouze do části šíře pásu. V tu chvíli začne v horním pásu docházet k rozdílným napětím vlivem změny průměru opásání. Na obrázku 19 je znázorněn řez pásu v místě, kde dochází ke sdílení jednoho

bubnu a polotovar musí procházet mezi pásy. Bod A se nachází na menším poloměru než bod B, tudíž v bodě B bude vznikat větší napětí a pás bude mít tendenci se tímto směrem posouvat. Díky třecí vazbě může začít horní pás unášet spodní pás čímž se oba začnou vychylovat ze středové polohy. Tloušťka plstěnců může být až 15 mm, což způsobuje veliký rozdíl napětí v bodech A a B, a tím velký posuv pásků, který je pak problémem pro běžné typy vedení.



Obrázek 19: Vznik příčné síly v horním a dolním dopravníkovém pásu

## 7.2 Řešení vedení pásů horního a dolního dopravníku

Řešení vedení pásů horního a dolního dopravníku probíhalo experimentálně přímo na valchovací stroji. Protože se jedná o případ, kdy dochází ke vzniku a zániku příčných sil za chodu pásu, bylo třeba navrhnout vedení, které je samočinné. Řešily se dvě základní věci:

- Typ vedení
- Umístění vedení

### Návrh typu vedení

Nejprve byla testována varianta vedení pomocí vypoulení. Do sestavy byly přidány válce z nerezové oceli na jejímž povrchu bylo vypoulení pro každý pás. Experimenty probíhaly pro:

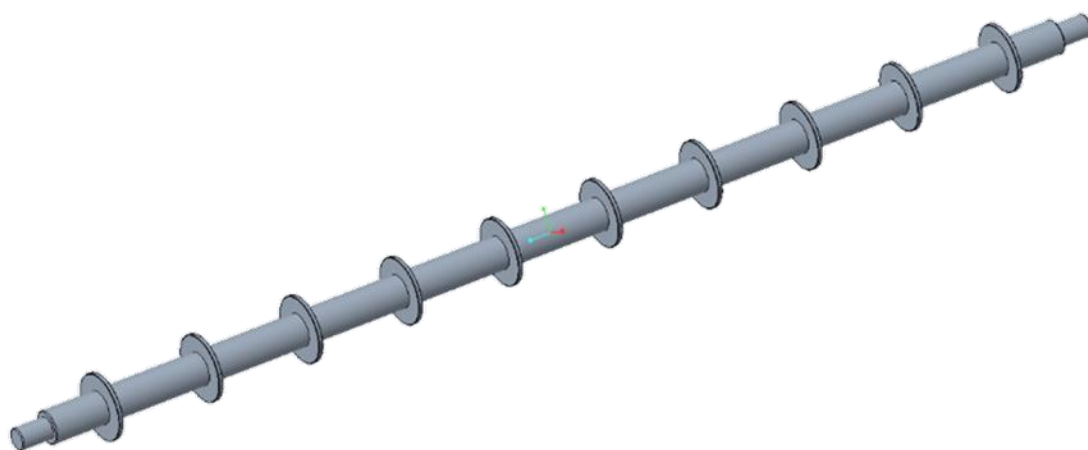
- Různé materiály válců
- Změna výšky stoupání vypoulení

Tato varianta byla však kvůli nedostatečné schopnosti vedení zamítnuta.

Poté bylo testováno vedení pásu s tvarovou vazbou. Nejprve se zkoušelo řízení pomocí klínku, který je zespod připevněn k pásu a veden v drážkách vyrobených v hlavních

válcích. Tato metoda byla funkční, dokud nezačalo docházet k zanášení drážek krátkými králíčími chlupy a tím k snížení spolehlivosti vedení.

Nakonec bylo navrženo řešení, kdy byly použity vodící hřídele, které jsou osazeny naváděcími kroužky pro vedení jednotlivých pásků. Ty jsou vytvořeny pomocí podložek navařených na válec, čímž zabraňují pohybu pásu na obě strany. Jejich průměr musí být dostatečný tak, aby nedocházelo k jejich přeskokování pásy. Tato varianta se nakonec osvědčila, ačkoliv není ideální vzhledem k tomu, že mezi pásem a podložkami dochází k nadměrnému otěru, což snižuje životnost pásů a tím i celého dopravníku. Lepším řešením by bylo provedení vodící hřídele jako obrobek z jednoho kusu materiálu. Toto konstrukční provedení by však bylo velmi nákladné.



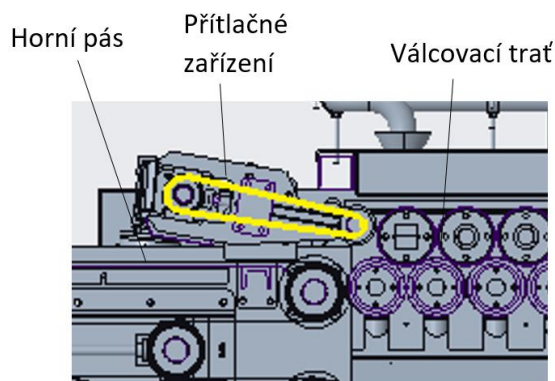
*Obrázek 20: Vedení pásků pomocí tvarové vazby prostřednictvím vodící hřídele*

### **Návrh umístění vedení**

Umístění vedení pásu je stejně důležité jako typ vedení. Ideální varianta by byla, kdyby osazení byla přímo součástí hnacího válce. To však není možné, z důvodu že by podložky do kožek dělaly rýhy a měly tendenci je trhat. Proto toto zařízení bylo testováno před a za hnacím válcem. U varianty za hnacím válcem se zdálo, že řídicí válečky nemají na řízení žádný vliv. Při použití před vratným válcem se ukázalo že je řízení dostatečné. Proto byly umístěny právě sem viz obrázek 12 (směrovací válečky).

## 8 Analýza a návrh naváděcího dopravníku

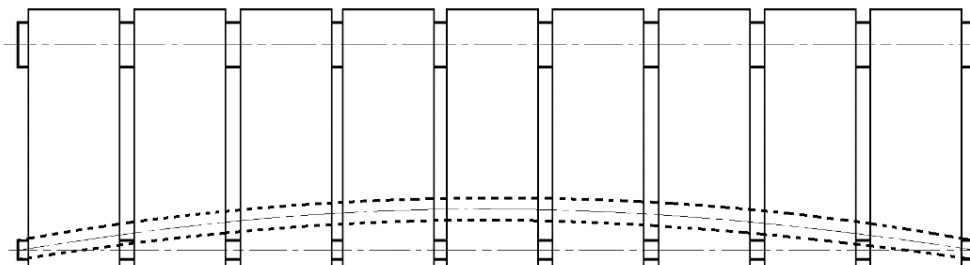
Naváděcí dopravník je konstruovaný jako jednoduchý dopravník, jehož funkcí je navedení plstěnců k pásu. Je umístěný těsně před vstupem do válcovací tratě viz obrázek 12. Jeho základní části jsou hnací válec, hnaný válec a 9 pásků. Aby docházelo k správnému navádění, musí být dopravník a jeho vratný válec co nejvíce přiblížen válcovací trati viz obrázek 21.



Obrázek 21: Naváděcí dopravník umístěný před vstupem mezi válce

### 8.1 Příčina vzniku příčného posuvu pásů

Snahou je tedy minimalizovat průměr vratného válce a tím zvýšit jeho přiblížení k válcům. To má však za následek jeho průhyb viz obrázek 22, který je důvodem vzniku posouvání pásků v příčném směru. Prostřední pásky se vlivem průhybu povolí a přestanou plnit naváděcí funkci. Zároveň se začnou sjíždět do středu šířky dopravníku. V dalších kapitolách je proto řešena minimalizace tohoto průhybu, který má zásadní vliv na spolehlivost chodu pásu.



Obrázek 22: Průhyb vratného válce

## Hodnota minimálního průhybu

Hodnota minimálního průhybu vratného válce  $y$  je dána podle (Žáček, 2014) vztahem:

$$y \leq (0,001 \cdot d) + 0,07 \quad (1)$$

Po dosazení průměru  $d=30$  mm:

$$y \leq (0,001 \cdot 30) + 0,07 = 0,1 \text{ mm}$$

## 8.2 Řešení zamezení příčného posuvu

Velikost ohybu vratného válce má zásadní vliv na spolehlivý chod pásu, proto je cílem tento průhyb co nejvíce minimalizovat viz kapitola 8.6. Kromě to je třeba zajistit správné vedení pásu viz kapitola 8.5. jeho funkčnost je také závislá na velikosti průhybu vratného válce. Velikost maximálního průhybu je 0,1mm viz kapitola 8.1.

## 8.3 Výpočet předpětí pásu

Výpočet předpětí pásu vychází z katalogových informací typu použitého pásu:

- Typ pásu FAB-5EIWH
- Prodloužení pásu o 1 % při tahovém zatížení  $\sigma_{0,01} = 6$  N/mm (šířky)
- Doporučené minimální prodloužení pásu  $\varepsilon_d = 0,3$  %.

Celkem je použito devět pásků  $n = 9$  a každý z pásků je široký  $b_0 = 90$  mm.

Předpětí pásu se pak vypočítá podle vztahu:

$$F_0 = \sigma_{0,01} \cdot \varepsilon_d \cdot n \cdot b_0 \quad (2)$$

A po dosazení hodnot vyjde velikost předpětí:

$$F_0 = 6 \cdot 0,3 \cdot 9 \cdot 90 = 1458N$$

Hodnota předpětí je počítána s minimální doporučenou hodnotou prodloužení pásu  $\varepsilon_d = 0,3$ , protože na pás nejsou kladeny žádné speciální požadavky. Navíc není funkce pásu dopravní, ale pouze naváděcí. Výpočet síly působící na válec je pak dána vztahem dle (Prof. Ing. Lubomír Pešík, 2015) jako:

$$F_R = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \frac{\beta}{2} \quad (3)$$

$$F_R = 2 \cdot 1458 \cdot \cos \frac{0,099}{2} = 2912N$$

Hodnota úhlu  $\beta$  viz kapitola 9.1.

## 8.4 Návrh průměrů hnacího a vratného válce

Návrh hnacího a vratného válce byl proveden pomocí doporučených vztahů firmy Habasit.

Návrh minimálního průměru hnacího válce  $d_{min}$  se vypočítá podle vzorce:

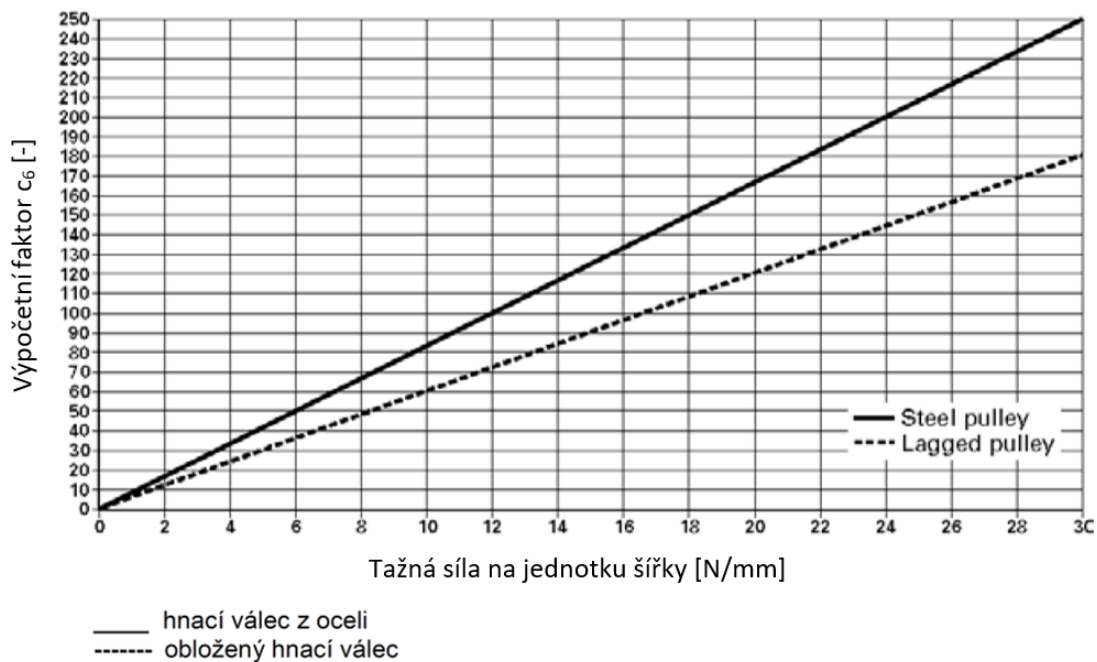
$$d_{min} = c_6 \cdot \frac{180}{\alpha} \cdot \frac{k_F}{k_{zul}} \quad (4)$$

Kde  $c_6$  je výpočtový faktor viz graf 1.

$\alpha$  je úhel opásání válce

$k_F$  je tažná síla na jednotku šířky

$k_{zul}$  je přípustná tažná síla na jednotku šířky



Graf 1: Závislost mezi tažnou silou v pásu a výpočtním faktorem  $c_6$  pro ocelový válec a obložený válec (Seiler, 2002)

Hodnota tažné síly na jednotku šířky se pak vypočítá podle vztahu:

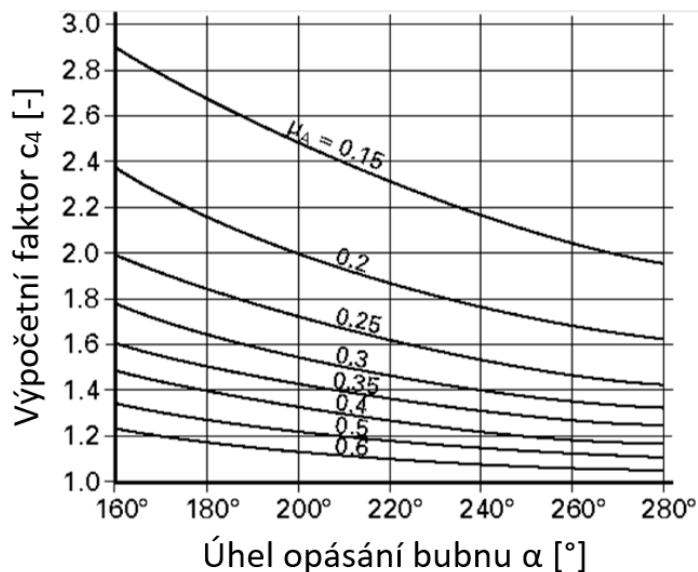
$$k_F = \frac{F_0 \cdot c_4}{b_0} \quad (5)$$

Kde  $F_0$  je obvodová síla v pásu

$c_4$  je výpočtový faktor viz graf 2

$b_0$  je šířka pásu





Graf 2: Závislost úhlu opásání bubnu na výpočtovém faktoru  $c_4$  pro různé koeficienty tření (Seiler, 2002)

Dané hodnoty:

obvodová síla v pásu	$F_0 = 1458 \text{ N}$ (viz kapitola 8.3)
šířka pásů	$b_0 = 900 \text{ mm}$ (součet šířek všech dílčích pásků)
koeficient tření	$\mu_A = 0,2$ (z katalogu použitého pásu)
přípustná tažná síla	$k_{zul} = 6 \text{ N/mm}$ (z katalogu použitého pásu)
úhel opásání hnacího válce	$\alpha_1 = 3,24 \text{ rad}$ ( $185,64^\circ$ ) viz kapitola 9.1

Výpočtový faktor  $c_4$  je určen z grafu 2, kde vstupními hodnotami jsou úhel opásání a koeficient tření mezi pásem a válcem. Z těchto hodnot lze vyčíst že  $c_4 = 2,15$ . Díky němu lze nyní vypočítat hodnotu tažné síly viz rovnice (5).

$$k_F = \frac{1458 \cdot 2,15}{900} = 3,483 \text{ N/mm}$$

Druhý výpočtový faktor  $c_6$  viz graf 1, lze určit pomocí tažné síly na jednotku šířky a materiálu hnacího válce. V tomto případě je materiál vyroben z oceli, proto platí pro určení koeficientu plná čára. Jeho hodnota je pak  $c_6 = 50$ . A minimální průměr válce je pak dle rovnice (4):

$$d_{min} = 50 \cdot \frac{180}{185,64} \cdot \frac{3,483}{6} = 28,14 \text{ mm}$$

Pro hnací válec je z důvodu minimalizace průhybu zvolen průměr 60 mm a pro vratný válec průměr 30 mm.

## 8.5 Varianty provedení hnacího válce

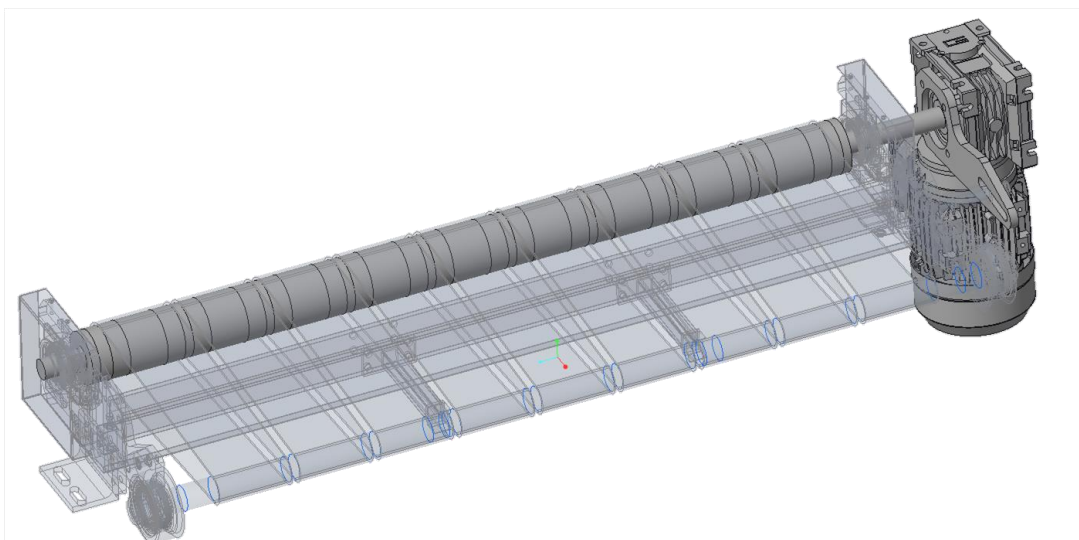
Hnací válec je jeden z hlavních válců, který přenáší výkon z hnací jednotky a převádí jej pomocí třecí vazby na pás. Jeho součásti jsou:

- Hnací válec
- Hnací jednotka
- Vedení pásu

Vedení pásu je umístěno na hnacím válci z důvodu ušetření prostoru na vratném válci, kde musí docházet k minimalizaci vzdálenosti od válcovací tratě. Všechny výše zmíněné součásti hnacího válce jsou brány v potaz při výběru vhodné varianty. V dalších podkapitolách jsou představeny tři varianty provedení hnacího válce.

### 8.5.1 Varianta 1

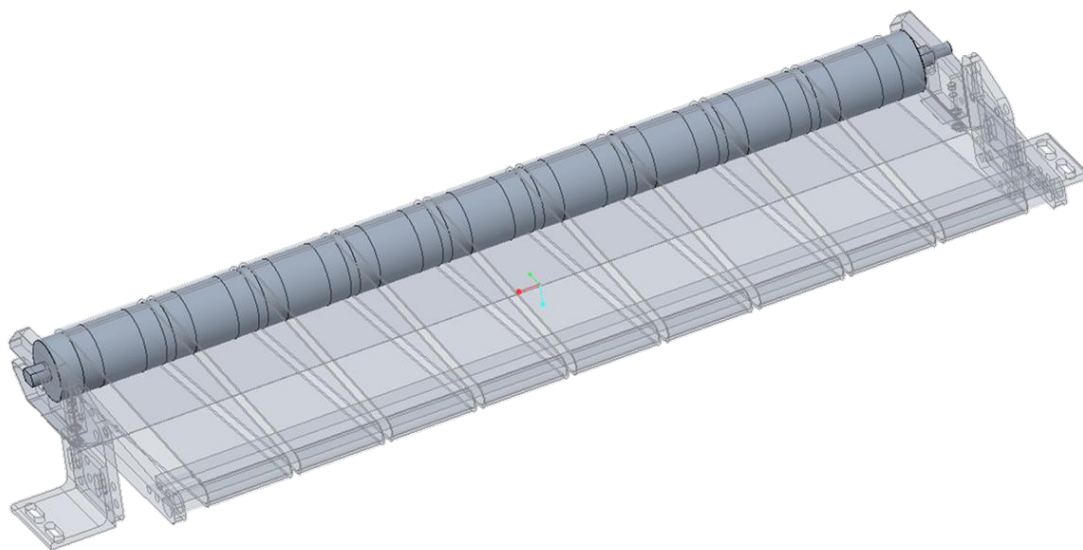
U 1. varianty je válec vyrobený z trubky, na jejímž povrchu jsou zhotoveny válcovité plochy pro vedení jednotlivých pásků. Na obou koncích válce jsou přivařena čela válce ve tvaru kruhových desek, které mají uprostřed otvory pro ustavení výstupních hřídelů, které budou navařeny a obrobeny na koncový rozměr výrobku. Všechny součásti jsou zhotoveny z nerezového materiálu. Hnací jednotka je tvořena asynchronním motorem a šnekovou převodovkou, která je orientována z důvodu zástavby směrem dolů viz obrázek 23.



Obrázek 23: Provedení hnacího válce varianta 1

### 8.5.2 Varianta 2

Varianta 2 představuje provedení hnacího válce jako bubnového motoru, který má asynchronní motor a převodovku zabudovanou uvnitř válce. Vedení pásů je stejné jako u varianty 1, a to vytvořením válcovitě-kuželovitých částí pro jednotlivé pásy na povrchu válce. Výhodou použití bubnového motoru je jeho kompaktnost, ale také ochrana motoru a převodovky před vnějším chemickým prostředím. Nevýhodou je cena bubnového motoru a náklady při poruše. Výrobou bubnových motorů se zabývá například firma Rollcontech. Ta standartně vyrábí tyto pohony s válcovitě-kuželovitým tvarem na celé délce válce. V rámci speciálních požadavků firma však nabízí vytvoření jakéhokoliv povrchu bubnového válce. Firma dodává nerezové bubnové motory od průměru 60mm výše a od délky minimálně 365 mm s ochranou IP66. Výstupní hřídele těchto válců jsou standartně nabízeny s vybroušenými ploškami pro uchycení k rámu. Jednou stranou je skrz hřídel vedeno připojení motorů.

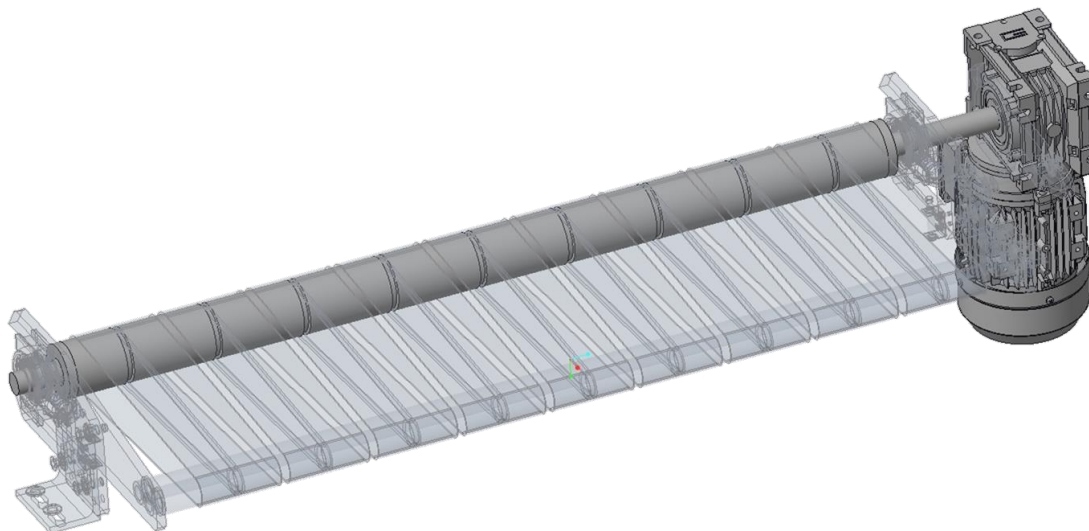


Obrázek 24: Provedení hnacího válce varianta 2

### 8.5.3 Varianta 3

Třetí varianta provedení hnacího válce je podobná jako u první varianty. Válec je tvořen nerezovou trubkou, na jejichž koncích jsou přivařena kruhová čela s otvorem uprostřed, do kterých jsou ustaveny a přivařeny výstupní hřídele. Vedení pásu je zprostředkováno pomocí klínového vedení. Uprostřed každého pásu je přilepen ze spodní strany klínek, který je veden v drážkách vysoustružených na obou hlavních válcích. Tento typ vedení je standartně nabízen dodavateli pásů a řemenů, jako je například firma Habasit, nebo

Gumex. Hnací jednotkou této varianty je asynchronní motor se šnekovou převodovkou umístěný stejně jako u varianty 1. Výhodou 3. varianty je jednoduchost konstrukce jednotlivých dílů.



Obrázek 25: Provedení hnacího válce varianta 3

## 8.6 Provedení vratného válce

Funkce vratného válce je otáčet směr chodu pásu zpět k hnacímu válci. Požadavek vratného válce je, aby jeho průměr byl co nejmenší a bylo možné naváděcí dopravník ustavit co nejblíže ke vstupu mezi válce viz obrázek 21. V kapitole 9.4 byl navržen minimální průměr válce. Jeho hodnota je 30 mm. Při tomto průměru, délce přibližně 1000 mm a zatížení hřídele 3000 N dochází k velkému ohybu hřídele, který má za následek sjíždění pásků. Minimální doporučená hodnota průhybu je 0,1mm viz kapitola 8.1.

Proto byly vypracovány tři varianty provedení podpěrné konstrukce tohoto vratného válce, tak aby byl jeho průhyb co nejvíce eliminován. U každé varianty je pomocí programu Creo Parametric a Creo Simulate provedena optimalizace některých parametrů válce a podpěrných komponent a statická analýza ke zjištění maximálního průhybu sestavy. Krut hřídele, vznikající vlivem rozdílných sil v dolní a horní větvi je kvůli nízkým hodnotám výkonu a rychlosti pásu zanedbán. Simulace dále nezahrnují ani vliv gravitační síly, která je taktéž minimální, a tudíž nemá zásadní vliv na výsledky simulací. Zatížení vratného válce vychází z předpětí pásů, které je vypočítáno v kapitole 9.3. Pro co nejpřesnější popis situace byl povrch válce rozdělen do devíti dílčích úseků dlouhých 90 mm představující

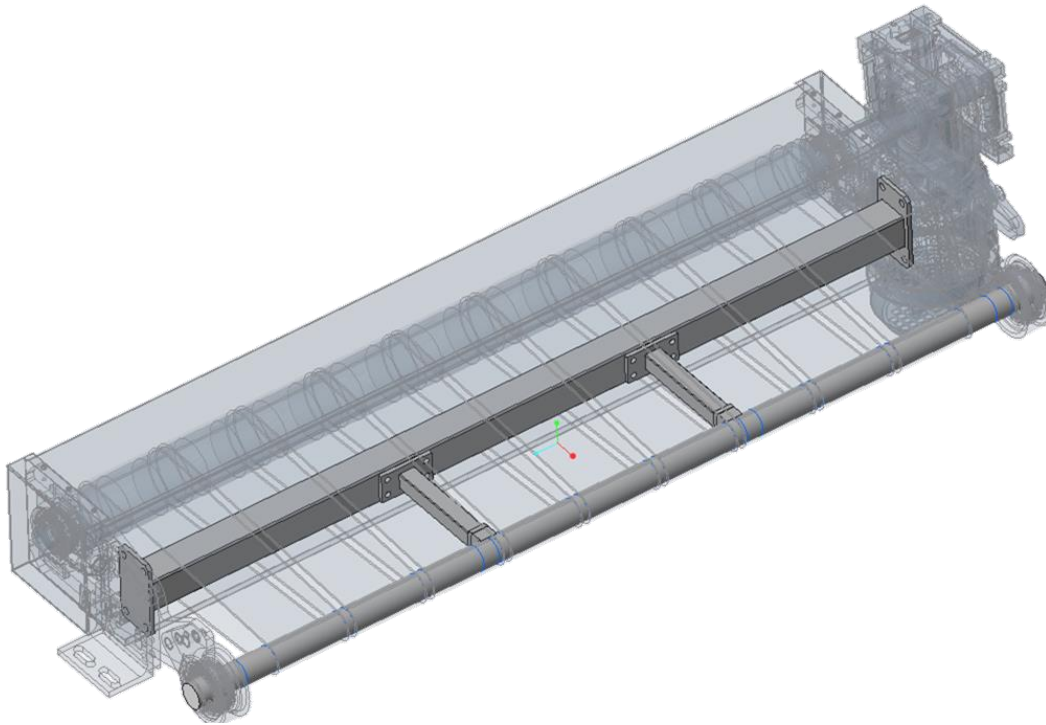
místa působení řemenů, na které je rozložena celková vypočítaná síla 3000 N viz obrázek 26. Úzké proužky představují mezery mezi pásy.



Obrázek 26: Rozdělení vratného válce na úseky působení síly od předpětí pásů

### 8.6.1 Varianta 1

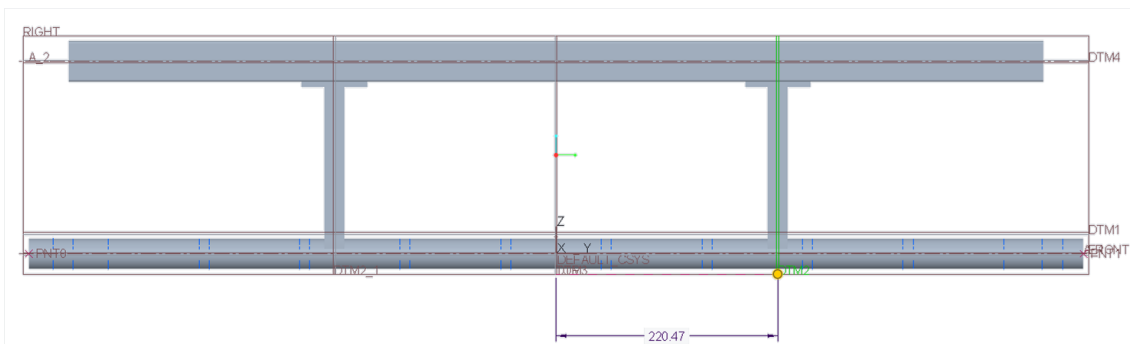
První variantou zamezení průhybu vratného válce je použití podpěr, na jejichž koncích je ustaveno kluzné ložisko. Podpory jsou uchycené ke středovému profilu, který je připevněn k bočním deskám, jak je vidět na obrázku 27. Středový profil je tvořen hranolem průřezu  $h$  x  $b$  a tloušťce  $t$  viz obrázek 30. Byla testována varianta s použitím 2 a 3 podpěr.



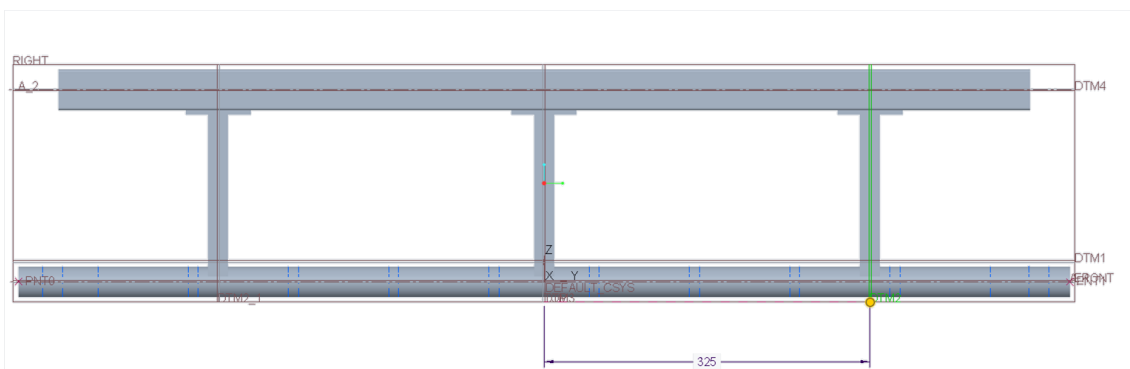
Obrázek 27: Provedení vratného válce varianta 1

### Optimalizace vzdálenosti podpěr

Rozložení podpěr je jedním z faktorů, který ovlivňuje velikosti průhybu vratného válce. V první fázi byla provedena optimalizace této vzdálenosti, která je okótována na obrázku 28 pro dvě podpory a na obrázku 29 pro 3 podpory.



Obrázek 28: Optimalizovaný rozměr varianty 1 s dvěma podpěrami



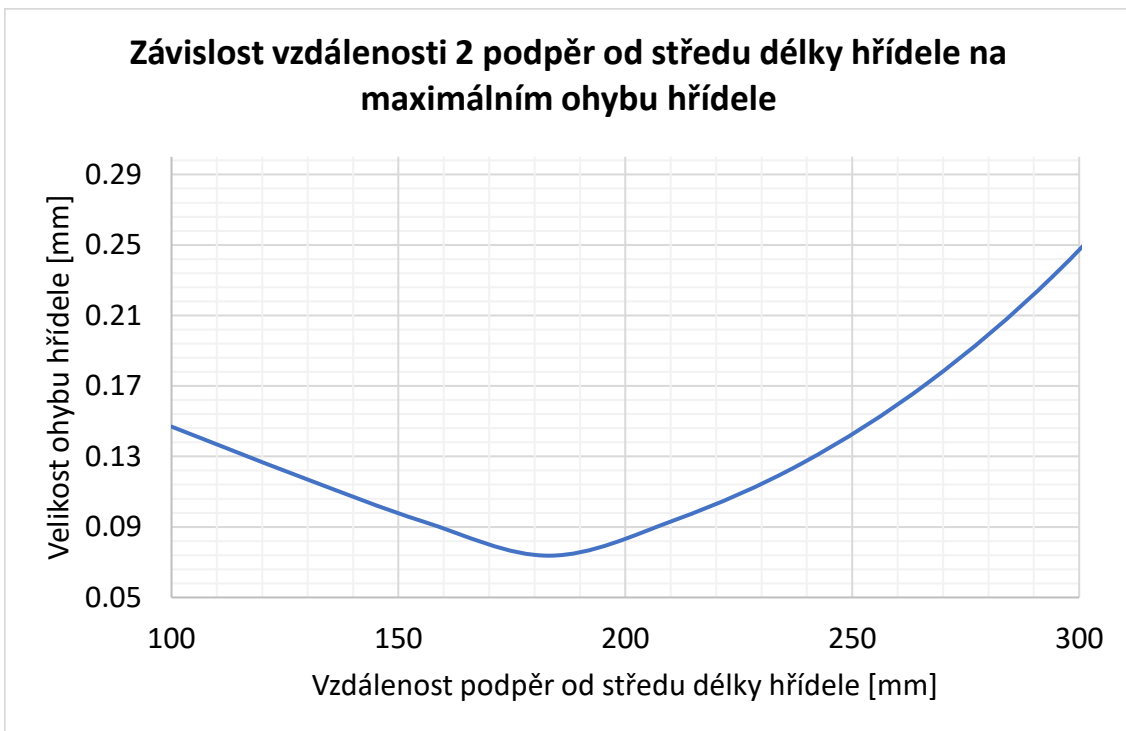
Obrázek 29: Optimalizovaný rozměr varianty 1 s třemi podpěrami

Nejprve byla v programu Creo Simulate provedena statická analýza viz kapitola 8.6.1. Poté byla optimalizována vzdálenost 2 a 3 podpěr s následujícími parametry:

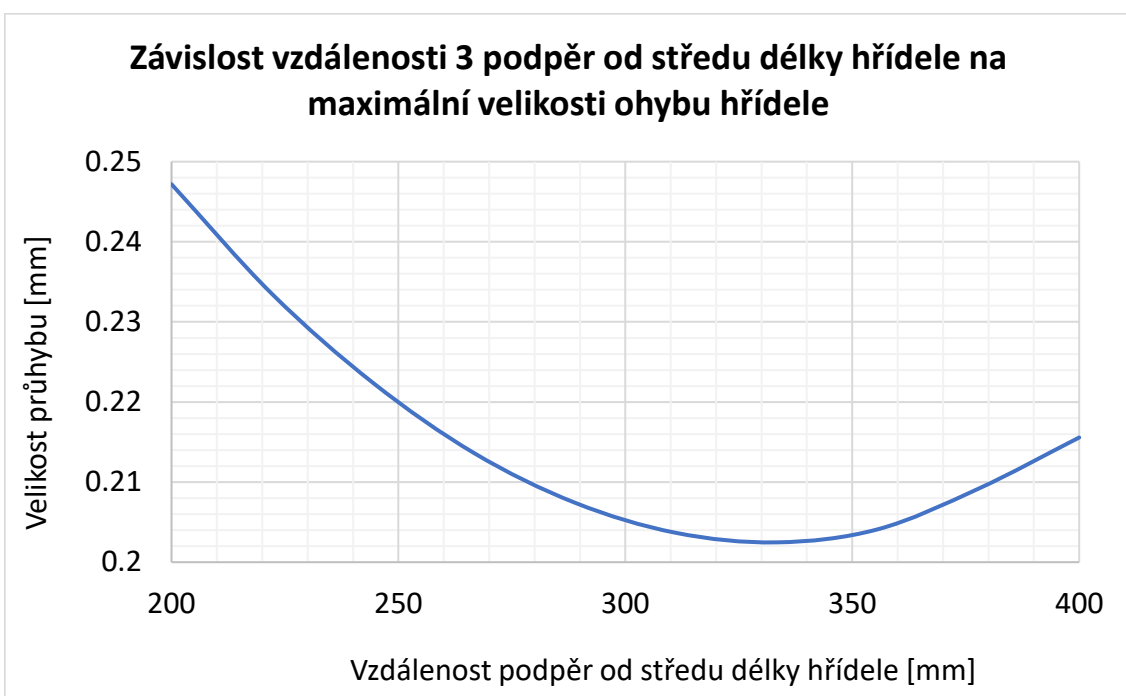
- Cíl: minimalizovat maximální průhyb hřídele
- Rozsah optimalizovaného rozměru pro 2 podpěry od 100 do 300 mm
- Rozsah optimalizovaného rozměru pro 3 podpěry od 200 do 400 mm

Na následujících grafech 3 a 4 je vidět výsledek optimalizace prostřednictvím závislosti vzdálenosti podpěr na maximálním průhybu soustavy. Z grafů je patrné, že pokud jsou podpory blízko středu válce, nebo blízko okraji válce, tak je průhyb nejvyšší. Optimalizované hodnoty vzdálenosti podpěr od středu délky hřídele jsou pro

- 2 podpory 180 mm
- 3 podpory 325 mm



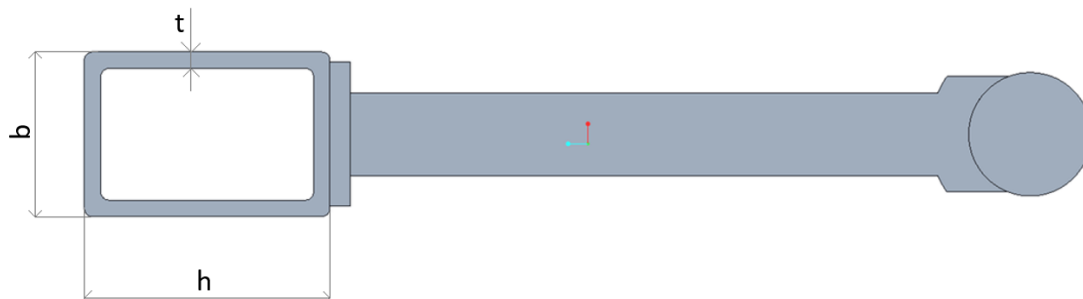
Graf 3: Závislost vzdálenosti 2 podpěr od středu délky hřídele na maximálním ohybu



Graf 4: Závislost vzdálenosti 3 podpěr od středu délky hřídele na maximálním ohybu

## Návrh rozměrů podpěrného profilu

V další části byla provedena citlivostní analýza pro návrh rozměrů podpěrného profilu. Ten je tvořen obdélníkovým průřezem s rozměry: výška  $h$ , šířka  $b$  a tloušťka  $t$  viz obrázek 30.



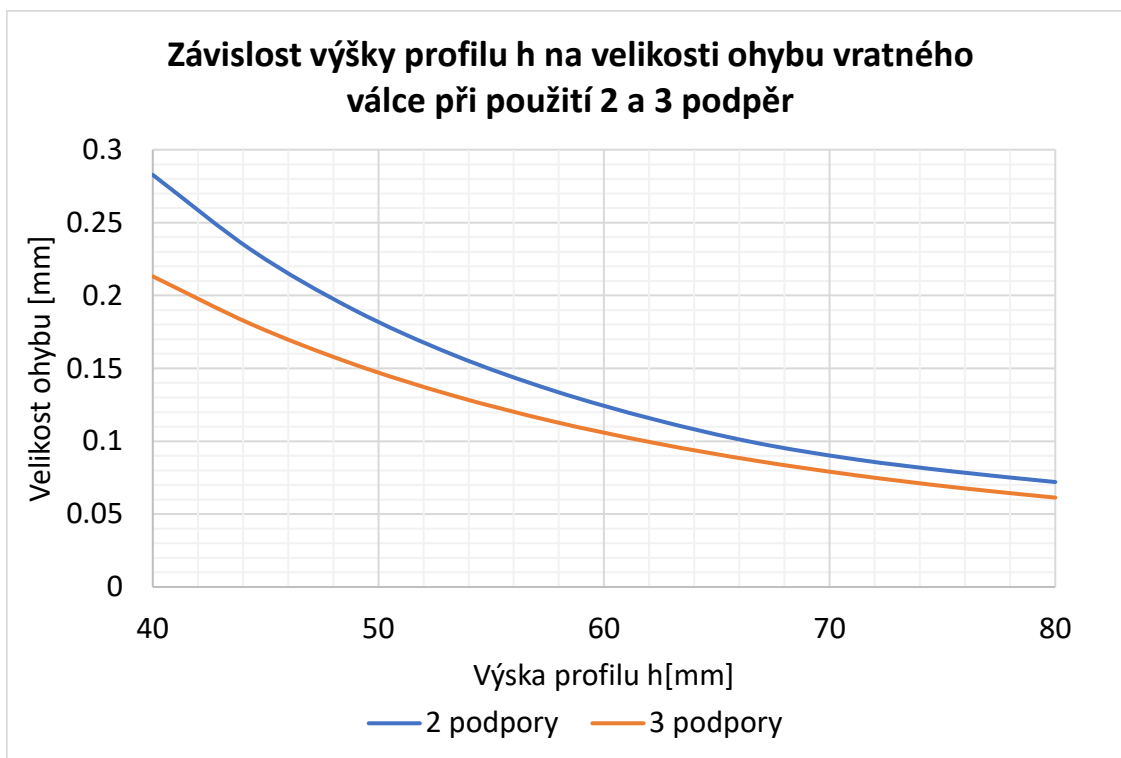
Obrázek 30: Řez podpěrnou sestavou varianty 1

Šířka  $b$  byla zvolena dle konstrukčních požadavků na 40 mm a tloušťka profilu  $t$  byla zvolena 4 mm. Nejdříve byla provedena v programu Creo Simulate statická analýza viz kapitola 8.6.1. Následovalo provedení citlivostní analýzy v programu Creo Parametric s následujícími parametry:

- Cíl: minimalizovat maximální průhyb hřídele
- Rozsah rozměru  $h$  od 40 do 80 mm

Výsledek citlivostní analýzy je vidět v grafu 5. Z něj je patrné, že s rostoucí velikostí výšky hranolu  $h$ , dochází ke snižování ohybu vratného válce. Zajímavé je že u výšky profilu většího, než 60 mm je průhyb při použití 3 podpěr menší přibližně pouze o 0,02mm než průhyb při použití 2 podpěr. Z toho vyplývá že počet podpěr nemá takový vliv na velikost průhybu, jako právě změna výšky profilu  $h$ . Cílem této optimalizace je navrhnout vhodné řešení tak, aby nedocházelo k průhybu většímu, než je 0,1mm viz kapitola 8.1. V případě dvou podpěr toto kritérium splňuje výška profilu 67 mm a v případě 3 podpěr výška profilu 62 mm. Dle katalogu firmy inerez.cz, která nabízí nerezové standardizované obdélníkové duté profily je nejbližší nabízený normalizovaný rozměr 80x40x4. Tím že tento průřez vyhovuje minimálnímu ohybu jak pro 2 podpěry, tak i pro 3 podpěry, je volena jednodušší varianta použití 2 podpěr.





Graf 5: Závislost výšky profilu h na velikosti vratného válce při použití 2 a 3 podpěr

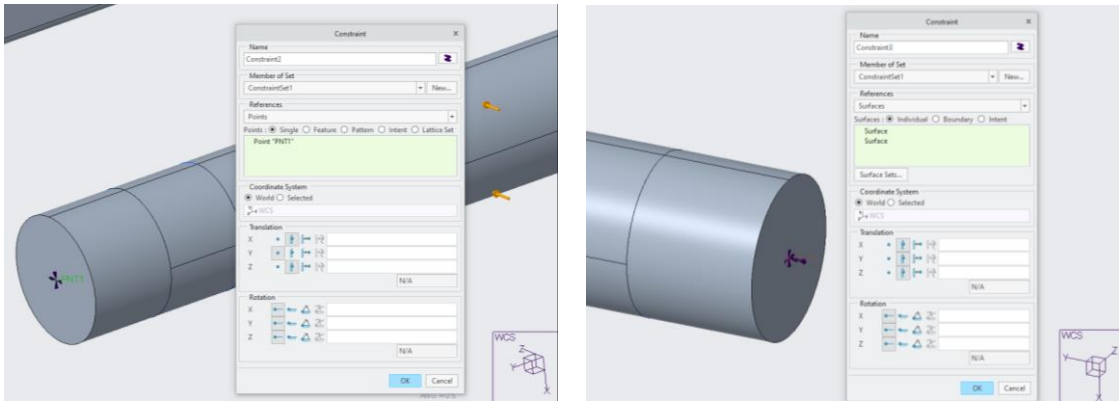
## Statická analýza

Statická analýza pro zjištění průhybu hřídele byla provedena již s optimalizovanou vzdáleností podpěru od středu délky hřídele a optimalizovaným rozměrem výšky podpěrného profilu. Výpočtový model lze vidět na obrázku 34. Parametry simulace:

- Typ analýzy: statická
- Materiál: austenitická ocel 1.4571
- Maximální velikost elementu 15 mm
- Zatížení válce 3000 N/m

## Okrajové podmínky

U této varianty jsou oba konce hřídelů uloženy v ložiskových domcích, které z důvodu středění hřídelů obsahují kloubovou vazbu. Proto byl na obou koncích hřídelů povolen rotační pohyb ve všech třech hlavních osách viz obrázek 31. Na levé straně byl navíc povolen posuv v ose hřídele.

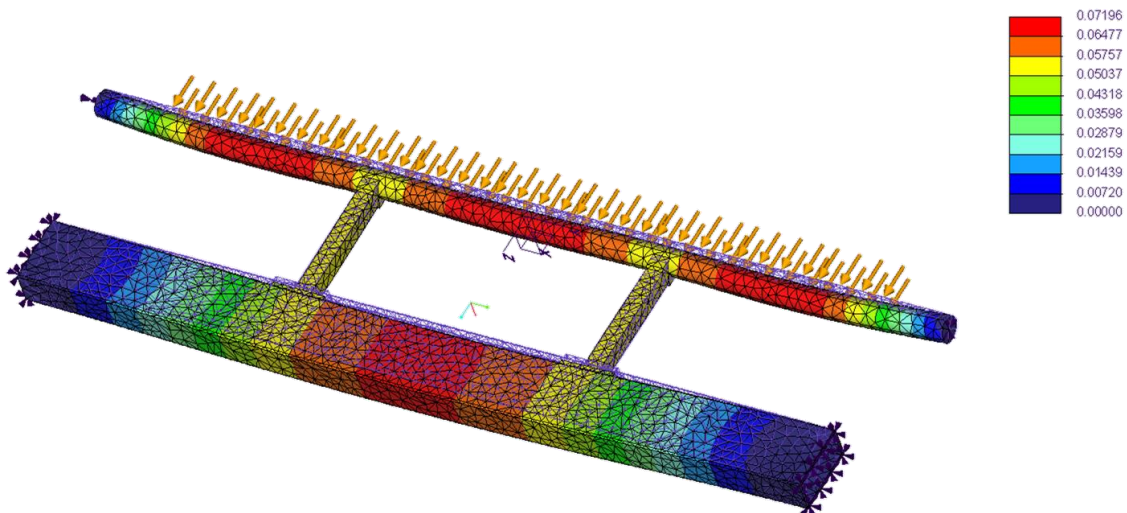


Obrázek 31: Okrajové podmínky vratného válce varianty 1

Obdélníkový profil je připevněn k bočním deskám na pevně, proto byl na obou koncích zafixovány posuvy ve všech třech hlavních osách.

## Simulace

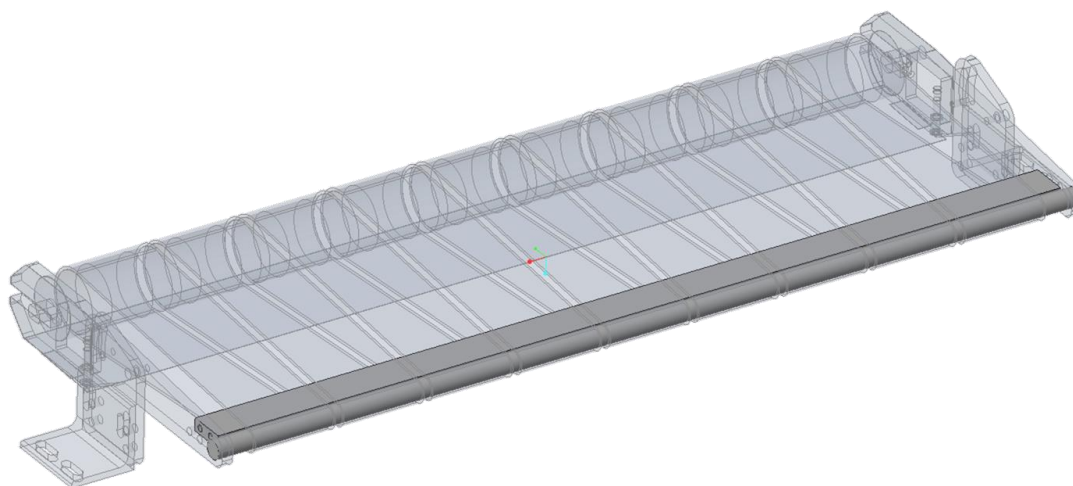
Po nastavení všech parametrů byla provedena simulace modelu. Na obrázku 32 je znázorněn celkový ohyb pomocí barevné mapy. Měřítko je umístěno v pravém horním rohu. Každá barva odpovídá určité velikosti ohybu v milimetrech. Ten je maximální uprostřed hřídele. Většinu deformace zachycuje nedimenzovaný obdélníkový profil. Maximální hodnota ohybu je 0.072 mm.



Obrázek 32: Simulace zatížení vratného válce varianty 1

### 8.6.2 Varianta 2

Druhá varianta je provedení naváděcího dopravníku s použitím nerotačního vratného válce tak, že se pásy budou smýkat po vratné hraně válce. Pro snížení koeficientu tření by byla na povrch válce elektrostaticky nanесena prášková barva, kterou nabízí například firma igus.cz. Válec je po celé své délce podepřený obdélníkovým hranolem s rozměry délka  $h$  x šířka  $b$  x tloušťka  $t$ . Velikost třecí síly ovlivňuje jak koeficient tření, tak i velikost třecí plochy, která je dána šířkou pásu a úhlem opásání. Tím že je válec podepřen po celé své délce, průřez nosníku již není kruhový, ale je složený z kruhu a podpěrného profilu. To pozitivně ovlivní velikost průřezového modulu v ohybu a tím pádem je možné zmenšit rozměr průměru vratného válce, který byl zvolen 20 mm.

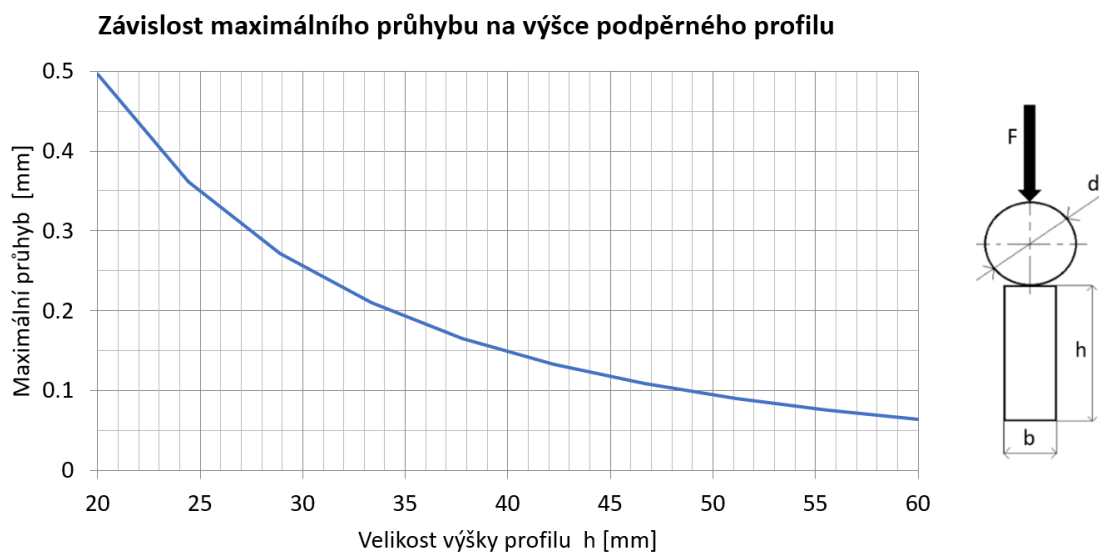


Obrázek 33: Provedení vratného válce varianta 2

#### Návrh výšky podpěrného hranolu

V další části návrhu varianty 2 byl proveden návrh výšky podpěrného hranolu pomocí citlivostní analýzy. Šířka hranolu musí mít menší rozměr, než je průměr tohoto válce tak, aby hranol nekolidoval s pásy. Pro průměr vratného válce  $d = 20$  mm firma inerez.cz nabízí největší možnou šířku profilu hranolu  $b = 15$  mm. Nejprve byla provedena statická analýza v programu Creo Simulate viz kapitola 8.6.2. Poté byla provedena citlivostní analýza pro optimalizaci velikosti výšky profilu  $h$  s následujícími parametry:

- Cíl: minimalizovat maximální průhyb hřídele
- Rozsah rozměru  $h$  od 20 do 80 mm



Graf 6: Závislost maximálního průhybu válce na výšce podpěrného hranolu

Z grafu 6 vyplývá, že se zvětšující se výškou hranolu klesá maximální průhyb hřídele. Hodnota 0.1 mm je překročena v místě velikosti výšky profilu 50 mm. Jako podpěrný profil je tedy zvolen hranol s rozměry 50 x 15 mm.

### Statická analýza

V dalším kroku byla v programu Creo Simulate provedena statická analýza pro zjištění průhybu hřídele stejně jako u předchozí varianty. Parametry analýzy:

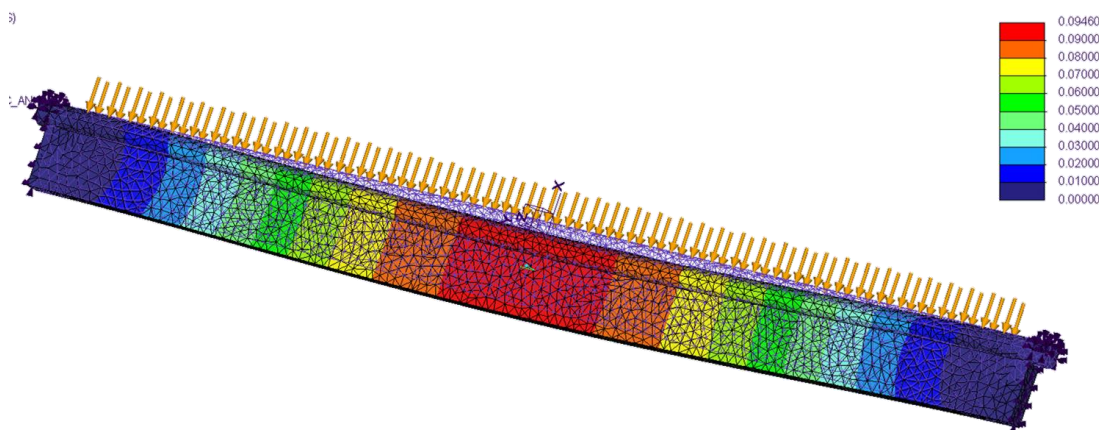
- Typ analýzy: statická
- Materiál: austenitická ocel 1.4571
- Maximální velikost elementu 15 mm
- Zatížení: 3000 N/m

### Okrajové podmínky

V tomto případě se uložení hřídele nejvíce podobá vetknutí v boční desce, proto jsou zakázány posuvy ve všech třech osách. Stejně je to u podpěrného hranolu, který je k boční desce uchycen na pevno, i zde je tedy zabráněno posuvům ve všech třech směrech hlavních os viz obrázek 34.

## Simulace

Výsledek simulace je vidět na obrázku 34. Velikosti průhybů jsou dány barevnou mapou dle stupnice v pravém horním rohu, kde je každé barvě přidělena hodnota průhybu v mm. Největší průhyb je uprostřed součásti a dosahuje hodnoty 0.0946 mm.



Obrázek 34: Simulace zatížení vratného válce varianty 2

### 8.6.3 Varianta 3

Třetí variantou je provedení naváděcího dopravníku s podepřením vratného válce dalším válcem, kdy dochází ke vzájemnému odvalování. Válce jsou uloženy v bočních deskách prostřednictvím kluzných ložisek viz obrázek 35. Průměr vratného válce je 30 mm. Průměr podpěrného válce je omezen zajištěním dostatečného místa mezi válcem a pásy a zároveň standardními velikostmi vyráběných polotovarů. Maximální průměr tohoto válce tedy může být přibližně 25 mm.

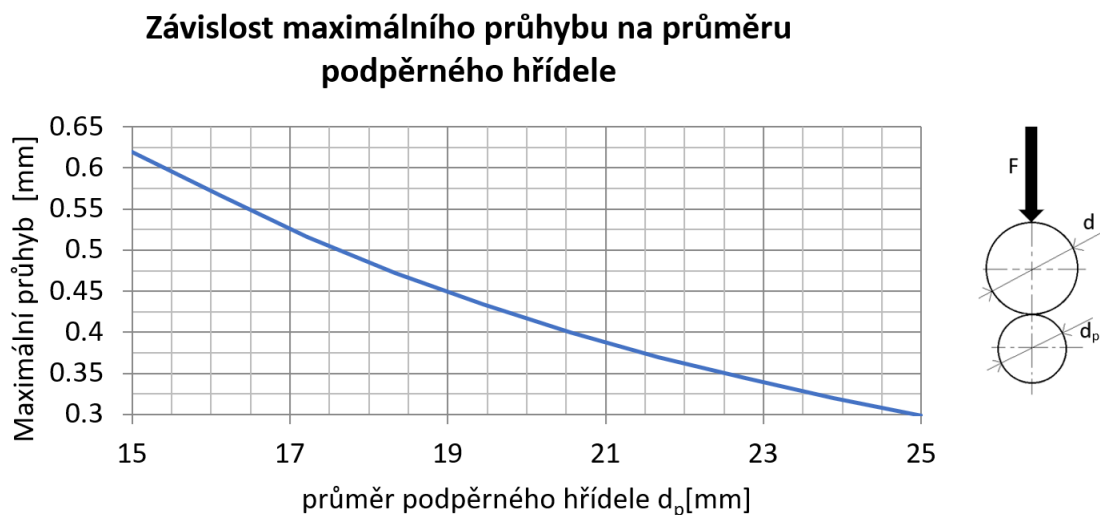


Obrázek 35: Provedení vratného válce varianta 3

## Návrh průměru podpěrného válce

Návrh průměru podpěrného válce byl proveden pomocí citlivostní analýzy v programu Creo Parametric. Nejdříve byla provedena statická analýza viz kapitola 8.6.3. Následující výpočet probíhal dle zadaných parametrů:

- Cíl: minimalizovat maximální průhyb hřídele
- Rozsah průměru  $d_p$  od 10 do 25 mm



Graf 7: Závislost maximálního průhybu vratného válce na velikosti průměru podpěrného válce

Z grafu 7 je patrné že s rostoucím průměrem hřídele se bude snižovat hodnota maximálního průhybu. Při maximálním možném průměru podpěrného válce  $d_p = 25$  mm však dosahuje hodnota průhybu 0,3mm, což překračuje povolený limit 0,1 mm.

## Statická analýza

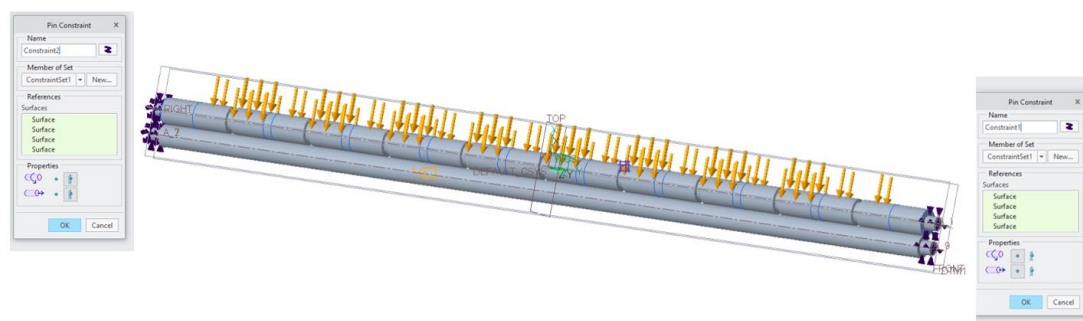
V dalším kroku byla v programu Creo Simulate provedena statická analýza pro zjištění maximálního ohybu vratného válce. Průměr podpěrného válce byl zvolen ten největší možný a to  $d_p = 25$  mm.

Parametry simulace:

- Typ analýzy: statická
- Materiál: austenitická ocel 1.4571
- Maximální velikost elementu 15 mm
- Zatížení: 3000 N/m

## Okrajové podmínky

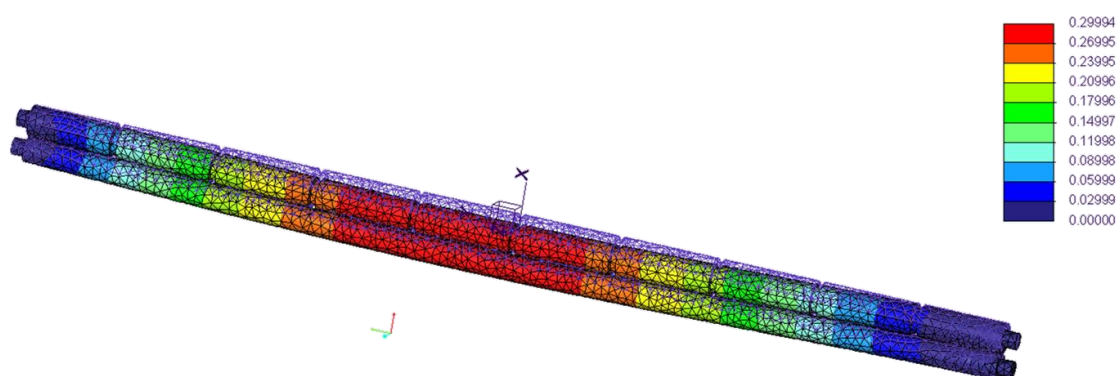
Konce obou hřídelů jsou uloženy v bočních deskách prostřednictvím kluzných ložisek, to je nejbližší možné popsat použitím vazby „pin“. Na jednom konci byl povolen posuv v ose válce a zároveň i rotace válce a na druhé straně byly oba tyto stupně volnosti zakázány viz obrázek 36 z důvodu, že při ponechání volného stupně volnosti program zahlásil chybu a výpočet nebyl proveden.



Obrázek 36: Výpočtový model vratného válce varianty 3

## Simulace

Výsledek simulace je vidět na obrázku 37. Stejně jako u předchozích variant je velikost průhybu označena příslušnou barvou podle měřítka v pravém horním rohu, kde jsou rozměry průhybu v mm. Maximální hodnota průhybu je pak uprostřed délky hřídele a její hodnota je 0,299mm.



Obrázek 37: Simulace zatížení vratného válce varianty 3

## 8.7 Vícekriteriální analýza

Výběr vhodné varianty byl proveden pomocí vícekriteriální analýzy využívající váhy založené na dílčím hodnocení variant, a to pomocí bodovací metody. Ta kvantitativně ohodnocuje důležitost kritérií přiřazením bodů. Bodová stupnice je stanovena od 1 do 5 v závislosti na důležitosti kritéria. Čím lepší je hodnocení dané varianty, tím vyšší získává bodový zisk. Hodnocení  $i$ -té varianty, která obsahuje  $k$  – řešení se vypočítá dle vztahu (6):

$$h_i = \sum_{j=1}^k v_j \cdot y_{ij}, \quad (6)$$

Kde  $h_i$  je hodnocení  $i$ -té varianty, kde  $i = 1, 2, \dots, n$ ,

$y_{ij}$  udělené body v kriteriální tabulce na pozici  $i, j$

$v_j$  hodnota váhy  $j$ -tého kritéria, kde  $j = 1, 2, \dots, k$

## 8.8 Výběr varianty hnacího válce

Výběr nejvhodnější varianty hnacího válce byl posuzován podle následujících kritérií:

### Spolehlivost vedení pásu

Spolehlivost vedení pásu je kritérium, které porovnává funkčnost jednotlivých způsobů vedení pásů. U varianty 1 a varianty 2 je využito vedení pásů pomocí válcovitě-kuželovitého povrchu válce. Při zvolení vhodné velikosti stoupání kuželovité části a dostatečnému zamezení průhybu vratného bubnu, je tento způsob vedení ideálním řešením. 3. varianta zprostředkovává vedení válce pomocí vodicího klínku a drážek na hnacím i vratném válci. Tento způsob vedení je spolehlivý tehdy, pokud nedojde k zanesení těchto drážek krátkými králičími chlupy. To by mohlo mít za následek nedostatečné držení a vyskakování klínku z drážky, které je nepřijatelné.

### Náklady na výrobu

Náklady na výrobu zahrnují provedení hnacího válce a zároveň i hnací jednotky. U varianty 1 je nejdražší komponentou trubka tvořící válec na jejímž povrchu musí být zhotoveny válcovitě kuželovité úseky. Zbytek komponentů se skládá z normalizovaných profilů a standardního AS motoru se šnekovou převodovkou. Odhadovaná cena je mezi 50 a 100 tisíci Kč. Provedení 3 varianty se odlišuje od první tím, že na povrchu válce nejsou



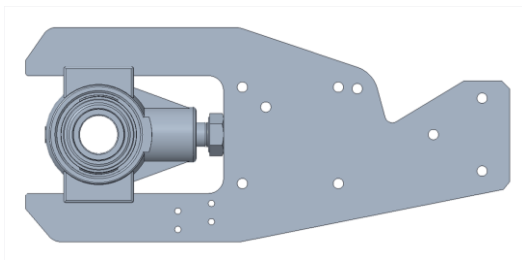
válcovitě kuželovité úseky, ale místo toho jsou do něj vyrobeny drážky pro vedení klínku. Odhadovaná cena je stejná jako u varianty 1. Druhé řešení představuje zakoupení již hotového válce s válcovitě kuželovitými úseky na povrchu a zabudovaným AS motorem uvnitř. Po konzultaci s firmou Rollcontech by mohla být cena tohoto provedení bubnového motoru přibližně 2x větší než u varianty 1 a 3.

### **Odolnost vůči prostředí**

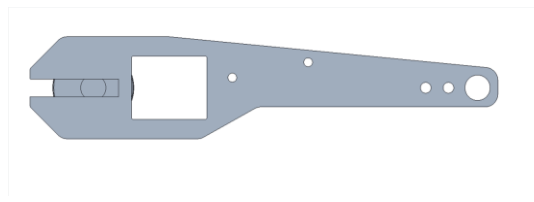
Pracovní prostředí je tvořeno agresivními výpary 4% roztoku kyseliny sírové v kombinaci se zvýšenou teplotou cca 60°C. Jednou za čas je celý stroj očišťován od chlupů vysokotlakým proudem vody. U varianty 2 je motor chráněn samotným válcem a prakticky není možné, aby byl tímto prostředím ovlivněn. Hodnota třídy ochrany je standardně IP65 nebo IP66. U varianty 1 a 3, kde je použit běžný asynchronní motor s převodovkou je požadavkem, aby na povrchu motoru byl proveden nátěr odolný kyselému prostředí, nebo krytování motoru. U toho však může z důvodu nedokonalého těsnění docházet k průniku výparů případně kapaliny, kterou je stroj ostříkovan a tím by mohl být povrch motoru poškozen. Ochranné nátěry nabízí standardně pro své produkty například firma Siemens. Ty odolávají žíravému prostředí do koncentrace 5 %. Standardní třída ochrany je pak obvykle IP55 nebo IP65.

### **Kompaktnost**

Toto hledisko posuzuje, jak je sestava kompaktní a jak je náročná na zástavbový prostor. V případě varianty 1 a varianty 3 je kompaktnost nižší, kvůli motoru s převodovkou, který je zavěšený z boku naváděcího dopravníku, kde zabírá prostor. Naopak u varianty 2 je motor s převodovkou zabudovaný přímo ve válci, díky čemuž je řešení velice kompaktní. Další rozdíl je ve velikost provedení výšky naváděcího dopravníku. U variant 1 a 3 je pro napínání pásu využito napínacího ložiska, které je vyšší viz obrázek 38, než v případě varianty 2, kde je vedení uskutečněno pomocí tvarové vazby výstupního hřídele viz obrázek 39.



Obrázek 38: Výška naváděcího dopravníku varianty 1



Obrázek 39: Výška naváděcího dopravníku varianty 2

## Náklady na výměnu součásti při poruše

Představuje hledisko, které zohledňuje přístup k jednotlivým součástem a možnost jejich náhrady v případě poruchy. U 2. varianty, kde je použit bubnový motor, může být řešení závady velmi složité a nákladné a v nejhorším případě může dojít k výměně celé jednotky za novou. Naproti tomu u varianty 1 a 3 je výměna snadná a levná, protože je umožněn přístup k jednotlivým komponentům pohonné jednotky.

Tabulka 1: Bodování jednotlivých kritérií 3 variant hnacího válce

Kritérium	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	váha kritéria
Spolehlivost vedení pásu	5	5	3	0.25
Náklady na výrobu	4	2	4	0.25
Odolnost vůči prostředí	3	4	3	0.25
Kompaktnost	2	5	2	0.15
Náklady na výměnu součásti při poruše	5	1	5	0.1
hodnocení varianty	3.8	3.6	3.3	

## **8.9 Výběr varianty vratného válce**

Výběr nejvhodnější varianty vratného válce byl posuzován podle následujících kritérií:

### **Velikost deformace hřídele**

Velikosti deformací hřídele byly stanoveny pomocí simulací v kapitolách 9.6.1-9.6.3. U varianty 1 a 2 bylo docíleno splnění požadavku maximálního průhybu 0,1mm. Použitím varianty 3 se průhyb minimalizoval na hodnotu 0,3mm i při použití maximálního průměru podpěrného válce. To je rozdíl od předešlých variant, kde u varianty 2 je možné ještě zvětšovat výšku hranolu, nebo zvětšovat průměr vratného válce. U varianty 1 je zase možné použití většího počtu podpor, nebo zesílení tloušťky podpěrného profilu. Díky větším možnostem změny geometrie provedení podpěrné sestavy a tím i větší možnosti minimalizace průhybu varianta 2 získává nejvíce bodů. Na druhém místě je pak 1. varianta. Nejméně bodů získává varianta 3.

### **Náklady na výrobu**

Náklady na materiál a výrobu zahrnují náklady na vratný válec a všechny jeho podpěrné součásti. Použité díly jsou navrhovány dle dostupných normalizovaných profilů převážně od společnosti inerez.cz. V případě varianty 1 je zapotřebí nejvíce komponent a mezi obvyklé operace výroby jako je řezání či broušení je nutné některé díly svařovat. Proto je této variantě uděleno nejméně bodů. U varianty 3 je zapotřebí pouze dvou hřídelů a čtyř kluzných ložisek. Konce hřídelů musí být vyrobeny s takovou přesností, aby je bylo možné nalisovat do kluzných ložisek. To samé platí pro otvory v bočních deskách, do kterých jsou nalisovány ložiska. Nejjednodušší variantou co do počtu dílů je varianta 2, která se skládá pouze ze dvou součástí. Hřídele, jehož konce musí být vyroben s požadovanou přesností, tak aby jej bylo možné nalisovat do boční desky a podpěrného profilu, který je k boční desce připevněn šrouby. Jediná operace zvyšující cenu tohoto provedení je nanášení práškové barvy na povrch válce.

### **Speciální požadavky na pás**

U varianty 1 nejsou žádné speciální požadavky odlišující se od ostatních variant, proto tento způsob získává nejvíce bodů. U zbývajících způsobů jsou vyžadovány specifické požadavky, které cenu pásu zvyšují. Varianta 2, s nerotačním vratným válcem, musí mít rub pásu ze speciálního materiálu, který bude dovolovat mírný prokluz na vratném válci, zároveň ale musí přenášet dostatečné tření na hnacím válci. Díky tomu je tato varianta

nejnákladnější, a tudíž dostává nejméně bodů. U 3. varianty je požadováno, aby byl pás opatřen klínkem z důvodu vedení, což mírně zvyšuje cenu pásu, a proto získává méně bodů než první varianta.

### **Životnost kluzných ploch**

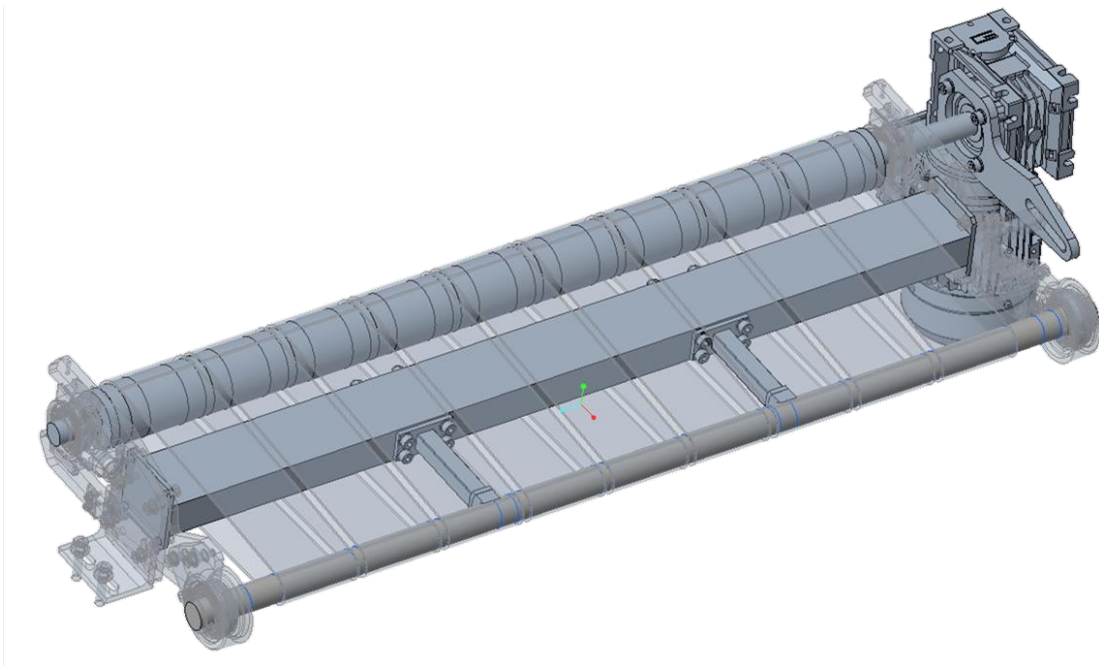
U variant 1 a 3 je jako kluzná plocha použito kluzné ložisko. Dle firmy Hennlich jsou pro dané prostředí použitelné například materiály s označením C160, J350, nebo H1. Jejich životnost se pak podle kalkulačky životnosti kluzných ložisek od společnosti Hennlich pohybuje okolo 1000 hodin. U varianty 2, kde je použit nerotační vratný válec s práškovým nánosem, který zajišťuje kluzné vlastnosti válce a zároveň je odolný vůči pracovnímu prostředí, nebylo možné určit životnost, která je závislá na velkém množství vstupních parametrů. Z toho důvodu tato varianta získává méně bodů.

*Tabulka 2: Bodování jednotlivých kritérií 3 variant vratného válce*

Kritérium	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	váha kritéria
Deformace hřídele	4	5	1	0.3
Náklady na výrobu	3	5	4	0.3
Speciální požadavky na pás	5	1	4	0.2
Životnost kluzných ploch	5	4	5	0.2
hodnocení varianty	4.1	4	3.3	

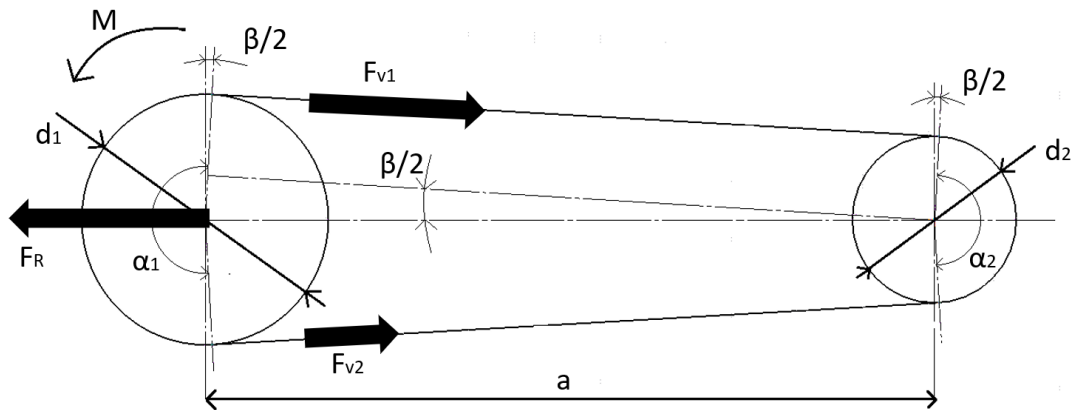
## 9 Návrh vybraného řešení

Nejvhodnějším řešením, podle vícekritériální analýzy, je v případě obou válců varianta 1. Jedná se tedy o hnací válec s vedením pomocí vypoulením na povrchu, poháněný asynchronním motorem s převodovkou, které jsou ustavené na boku naváděcího dopravníku. Vratný válec je podepřen dvěma podporami s optimalizovanou vzdáleností od středu délky hřídele. Ty jsou dále podepřené dutým hranolem 40x80mm, který zamezuje průhybu vratného válce viz obrázek 40.



Obrázek 40: Vybraná varianta hnacího a vratného válce

## 9.1 Výpočet kinematických a dynamických veličin



Obrázek 41: Výpočtové schéma řemenového převodu

Vstupní hodnoty:

- osová vzdálenost válců  $a = 300 \text{ mm}$  (je dáno konstrukcí stroje)
- průměr hnacího válce  $d_1 = 60 \text{ mm}$  (viz kapitola 8.4)
- vnitřní průměr hnacího válce  $d_{1i} = 50 \text{ mm}$
- průměr vratného válce  $d_2 = 30 \text{ mm}$  (viz kapitola 8.4)
- obvodová rychlost pásků  $v = 5 \text{ m/min}$  (dáno rychlostí nakládacího dopravníku)
- minimální předpětí pásků  $F_0 = 1458 \text{ N}$  (viz kapitola 8.3- Výpočet předpětí pásu)
- koeficient tření pásu  $f = 0,2$  (z technického listu použitého pásu)
- hmotnost hnacího válce  $m_1 = 7,2 \text{ kg}$  (výpočet pomocí Creo Parametric)
- hmotnost vratného válce  $m_2 = 6 \text{ kg}$  (výpočet pomocí Creo Parametric)

### Geometrie převodu

Výpočet pomocného úhlu  $\beta$  vychází z geometrie převodu a vypočítá se dle vztahu:

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot a} \quad (7)$$

$$\beta = 2 \cdot \arcsin \left( \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot a} \right) = 2 \cdot \arcsin \left( \frac{60 - 30}{2 \cdot 304} \right) = 0,099 \text{ rad}$$

Výpočet úhlů opásání  $\alpha_1$  a  $\alpha_2$ :

$$\alpha_1 = \pi + \beta \quad (8)$$

$$\alpha_1 = \pi + 0.099 = 3,240 \text{ rad}$$

$$\alpha_2 = \pi - \beta \quad (9)$$

$$\alpha_2 = \pi - 0.099 = 3,043 \text{ rad}$$

Výpočet délky řemenu  $L$  se vypočítá dle (Prof. Ing. Lubomír Pešík, 2015) pomocí vztahu:

$$L = \frac{d_1}{2} \cdot \alpha_1 + \frac{d_2}{2} \cdot \alpha_2 + 2 \cdot a \cdot \cos \frac{\beta}{2} \quad (10)$$

$$L = \frac{60}{2} \cdot 3,240 + \frac{30}{2} \cdot 3,043 + 2 \cdot 300 \cdot \cos \frac{0.099}{2} = 742,1 \text{ mm}$$

### Rozbor kinematických veličin

S pomocí rychlosti  $v$  a poloměrů válců  $r$  je možné určit obvodové rychlosti dle vztahu:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (11)$$

Pro hnací válec je pak velikost úhlové rychlosti dle (19):

$$\omega_1 = \frac{v}{r_1} = \frac{5}{0.03} = 166,66 \text{ rad/min}$$

Úhlová rychlost vratného válce je pak:

$$\omega_2 = \frac{v}{r_2} = \frac{5}{0,015} = 333,33 \text{ rad/min}$$

Dále je zapotřebí určit velikost otáček jednotlivých bubnů, které jsou určeny ze vztahu:

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad (12)$$

Otáčky hnacího válce jsou:

$$n_1 = \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = \frac{166,66}{2 \cdot \pi} = 26,52 \text{ ot/min}$$

A otáčky vratného válce:

$$n_2 = \frac{\omega_2}{2 \cdot \pi} = \frac{333,33}{2 \cdot \pi} = 53,05 \text{ ot/min}$$

Převodový poměr  $i$  je dán vztahem:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (13)$$

$$i = \frac{26,52}{53,05} = 0,5$$

## Rozbor dynamických veličin

Při chodu dopravníku vzniká v pásech vlivem hnacího krouticího momentu užitečná obvodová síla  $F$ . Ta zvyšuje tah v tažné větvi na hodnotu  $F_1$  a v odlehčené na hodnotu  $F_2$ . Jejich vzájemný vztah je popsán Eulerovou rovnicí pro vláknové tření, což je zároveň podmínkou prokluzu:

$$F_{v1} \leq F_{v2} \cdot e^{f \cdot \alpha_1} \quad (14)$$

kde  $f$  je součinitel tření mezi řemenem a válcem a  $\alpha_1$  je úhel opásání hnacího válce. Pro výpočet těchto sil pak platí vztahy podle (Prof. Ing. Lubomír Pešík, 2015):

$$F_{v1} = F \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha_1}}{e^{f \cdot \alpha_1} - 1} \quad (15)$$

$$F_{v2} = F \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha_1} - 1} \quad (16)$$

Kde síla  $F$  je síla způsobená v důsledku působení krouticího momentu  $M$  a je dána vztahem:

$$F = \frac{2 \cdot M}{d_1} \quad (171)$$

Zároveň (Prof. Ing. Lubomír Pešík, 2015) uvádí vztah pro minimální předpětí pásů tak, aby docházelo k přenosu krouticího momentu:

$$F_0 = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f \cdot \alpha_1} - 1} \quad (18)$$

Vyjádřením z rovnice (18) lze zjistit vztah pro určení užitečné obvodové síly:

$$F = 2 \cdot F_0 \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha_1} - 1}{e^{f \cdot \alpha_1} + 1} \quad (19)$$

po dosazení hodnot pak bude hodnota této síly:

$$F = 2 \cdot F_0 \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha_1} - 1}{e^{f \cdot \alpha_1} + 1} = 2 \cdot 1458 \cdot \frac{e^{0,2 \cdot 3,24} - 1}{e^{0,2 \cdot 3,24} + 1} = 913 \text{ N}$$

Hodnota síly v tažné větvi podle (15) bude:

$$F_{v1} = F \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha_1}}{e^{f \cdot \alpha_1} - 1} = 913 \cdot \frac{e^{0,2 \cdot 3,24}}{e^{0,2 \cdot 3,24} - 1} = 1914 \text{ N}$$

Hodnota síly v odlehčené větvi podle (16) bude:



$$F_{v2} = F \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha_1} - 1} = 913 \cdot \frac{1}{e^{0,2 \cdot 3,24} - 1} = 1001 \text{ N}$$

Velikost momentu potřebného k provozu dopravníku je pak podle (17):

$$M = F \cdot \frac{d_1}{2} = 913 \cdot \frac{0,06}{2} = 27,4 \text{ Nm}$$

Kromě provozního momentu, je zapotřebí znát také dynamický moment vznikající při rozběhu soustavy hmot. Tento moment je dán vztahem:

$$M_D = J_{red} \cdot \varepsilon \quad (20)$$

kde  $J_{red}$  je redukovaný moment setrvačnosti soustavy hmotných těles a  $\varepsilon$  je úhlové zrychlení této soustavy. Redukovaný moment lze vyjádřit pomocí bilance kinetické energie mezi redukovanou a neredukovanou soustavou. Rovnice pro redukci hmot na hřídel, na které je umístěný pohon:

$$\frac{1}{2} J_{red} \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} J_1 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \cdot \omega_2^2 \quad (21)$$

kde  $J_1$  je moment setrvačnosti hnacího bubnu

$J_2$  je moment setrvačnosti vratného bubnu

Pro  $J_1$  a  $J_2$  platí vztahy:

$$J_1 = \frac{1}{2} m_1 (r_{1i}^2 + r_{1o}^2) \quad (22)$$

kde  $m_1$  je hmotnost hnacího válce

$r_{1i}$  je vnitřní poloměr průřezu hnacího válce

$r_{1o}$  je vnější poloměr průřezu hnacího válce

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 r_2^2 \quad (23)$$

kde  $m_2$  je hmotnost vratného válce

$r_2$  je poloměr vratného válce

Po dosažení vstupních hodnot do (22) je moment setrvačnosti hnacího válce:

$$J_1 = \frac{1}{2} m_1 (r_{1i}^2 + r_{1o}^2) = \frac{1}{2} \cdot 7,2 \cdot (0,025^2 + 0,03^2) = 0,005719 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

A moment vratného válce (23):

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 r_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0,015^2 = 0,000675 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

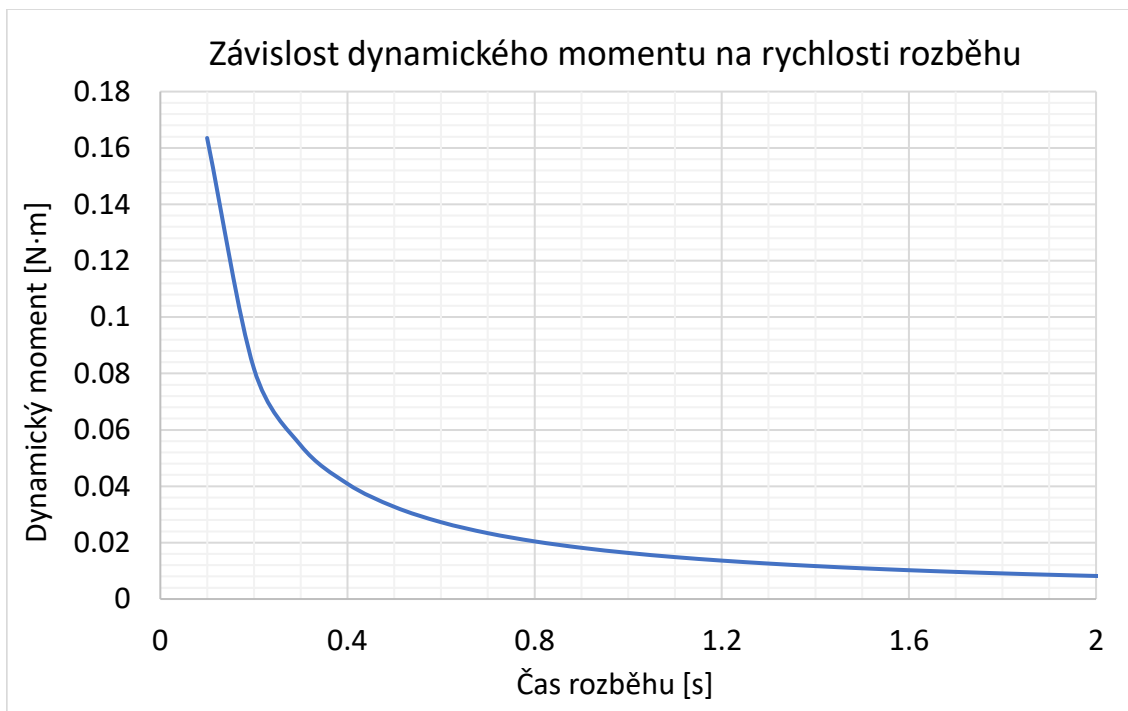
Redukovaný moment je pak po úpravě vztahů (21), (13):

$$J_{red} = J_1 + J_2 \cdot i^2 = 0,005719 + 0,000675 \cdot 0,5^2 = 0,0058875 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Hodnota úhlového zrychlení  $\varepsilon$  je dána vztahem:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega_k - \omega_0}{t_k - t_0} \quad (24)$$

kde  $\omega_0$  je počáteční úhlová rychlost (rozběh se provádí z klidu proto  $\omega_0 = 0$ )  
 $\omega_k$  je konečná úhlová rychlost (provozní rychlost hnacího válce)  
 $t_0$  počáteční čas ( $t_0 = 0$ )  
 $t_k$  koncový čas



Graf 8: Graf závislosti dynamického momentu a rychlosti rozběhu

Z grafu 8 je patrné, že hodnota dynamického momentu klesá s tím, jak se prodlužuje čas rozběhu. U času rozběhu 2 s se dynamický moment ustaluje na hodnotě přibližně 0,01 Nm. Hodnota při rozběhu za 0,1s je 0,16 Nm, což je v porovnání s momentem potřebným pro předpětí pásů zanedbatelný.

Výpočet minimálního výkonu pro provoz dopravníku:

$$P = M \cdot \omega_1 \quad (25)$$

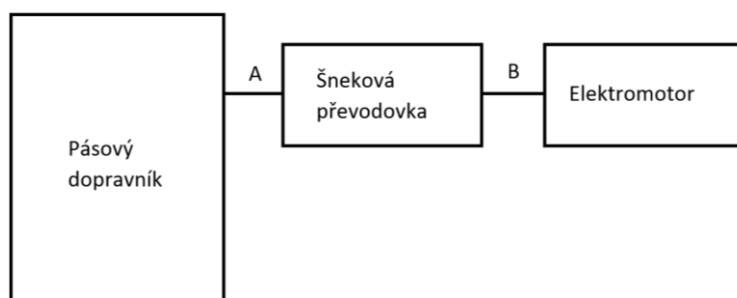
Po dosazení do rovnice 25 vyjde že:

$$P = 27,4 \cdot \frac{166,66}{60} = 76,1W$$

## 9.2 Návrh pohonné jednotky

Pohonnou jednotkou provedení naváděcího dopravníku byl zvolen asynchronní motor s převodem prostřednictvím šnekové převodovky. Velikost pohonu vychází z potřebného minimálního výkonu a krouticího momentu, které byly vypočteny v kapitole 10.1- Výpočet kinematických a dynamických veličin.

### Kinematické schéma pohonné jednotky



Obrázek 42: Kinematické schéma zapojení pohonné jednotky

Kinematické schéma pohonné jednotky je vidět na obrázku 42. Požadované hodnoty v místě A viz kapitola 9.1 jsou:

$$\begin{aligned} \text{minimální výkon} & P_A = 76,1 \text{ W} \\ \text{potřebný krouticí moment} & M_A = 27,4 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Dále pak pro šnekovou převodovku byla zvolena velikost převodového čísla a odhadnuta účinnost:

$$\begin{aligned} \text{převodové číslo převodovky} & i_{AB} = 40 \\ \text{účinnost převodovky} & \mu = 50\% \end{aligned}$$

Z daných hodnot lze stanovit veličiny v místě B viz obrázek 42, které jsou potřebné pro volbu motoru. Minimální výkon motoru pro provoz dopravníku je pak určen podle vztahu:

$$P_B = \frac{P_A}{\mu} \tag{26}$$
$$P_B = \frac{76,1}{0,5} = 152,2 \text{ W}$$

Velikost krouticího momentu za motorem  $M_B$  pak vychází ze vztahu pro převodový poměr převodovky v závislosti na úhlových rychlostech vstupní a výstupní hřídele dle vztahu:

$$i_{AB} = \frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{\frac{P_B}{M_B}}{\frac{P_A}{M_A}} \quad (27)$$

Z rovnice (27) lze pak vyjádřit potřebný moment motoru:

$$M_B = \frac{P_B \cdot M_A}{P_A \cdot i_{AB}} \quad (28)$$

$$M_B = \frac{152,2 \cdot 27,4}{76,1 \cdot 40} = 1,37 \text{ Nm}$$

Dále pak úhlovou rychlost hřídele:

$$\omega_B = \frac{P_B}{M_B} = \frac{152,2}{1,37} = 111,1 \text{ rad/s} \quad (29)$$

Z toho je pak nakonec možné určit otáčky motoru:

$$n_B = \frac{\omega_B}{2 \cdot \pi} * 60 \quad (30)$$

$$n_B = \frac{111,1}{2 \cdot \pi} * 60 = 1061 \text{ ot/min}$$

## Typ AS motoru

Volba typu asynchronního motoru je dána jak potřebným výkonem a otáčkami, tak pracovním prostředím. Pro teplotu, která může dosahovat až 60°C, výkon 152,2W a otáčky 1061ot/min byl zvolen asynchronní elektromotor od společnosti Siemens 1LE1503-0CC22-2FA4. Jedná se o standartní elektromotor s litinovým rámem s účinností IE3.

Základní parametry:

Jmenovitý výkon	$P = 0,18 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n = 885 \text{ ot/min}$
Počet pólů	$p = 6$

další parametry motoru jako je účinnost motoru, účinník atd. viz obrázek 43.

**Selection and ordering data**

Operating values at rated power															Cast-iron series			
$P_{rated}$ 50 Hz	$P_{rated}$ 60 Hz	Frame size	$n_{rated}$ 50 Hz	$T_{rated}$ 50 Hz	Different IE class	$\eta_{rated}$ 50 Hz	$\eta_{rated}$ 50 Hz	$\eta_{rated}$ 50 Hz	$\cos\phi_{rated}$ 50 Hz	$I_{rated}$ 50 Hz	$T_{LR}$ 400 V	$I_{LR}$ 50 Hz	$T_B$ 50 Hz	$L_{pIA}$ 50 Hz	$L_{WA}$ 50 Hz	1LE1503 – Basic Line	$m_{MB3}$	J
PS0	PS0	FS	rpm	Nm	60 Hz/IE60	4/4	3/4	2/4	4/4	A						Article No.	kg	kgm <sup>2</sup>
• Cooling: Self-ventilated (IC411) or with order code F90 forced-air cooled without external fan and fan cover (IC418) • Efficiency according to IEC 60034-30-1: IE3 Premium Efficiency, service factor (SF) 1.15 • Insulation: Thermal class 155 (temperature class F), IP55 degree of protection, utilization in accordance with thermal class 130 (temperature class B) 6-pole: 1000 rpm at 50 Hz, 1200 rpm at 60 Hz <sup>1)</sup>																		
0.18	0.21	71 M	885	1.94		63.9	64.8	60.8	0.69	0.59	2.3	2.8	2.3	39	50	1LE1503-0CC2	13	0.001
0.25	0.29	71 M	885	2.7		68.6	69.5	66.2	0.69	0.76	2.6	3.2	2.6	46	57	1LE1503-0CC3	16	0.0015
0.37	0.43	80 M	940	3.75		73.5	73.1	69.4	0.66	1.1	2.3	4.2	2.7	42	53	1LE1503-0DC2	19	0.0025
0.55	0.63	80 M	935	5.6	IE2	77.2	77	73.9	0.67	1.53	2.5	4.5	2.8	42	53	1LE1503-0DC3	22	0.0031
0.75	0.86	90 S	945	7.6	IE2	78.9	80	78.8	0.7	1.96	2.2	4.6	2.6	43	55	1LE1503-0EC0	26	0.004
1.1	1.27	90 L	950	11.1		81	81.4	79.3	0.66	2.95	2.8	5	3	60	68	1LE1503-0EC4	31	0.0048
1.5	1.75	100 L	970	14.8		82.5	83.1	81.5	0.73	3.6	1.9	5.2	2.8	59	71	1LE1503-1AC4	36	0.011

Obrázek 43: Typy elektromotorů účinnosti IE3 od firmy Siemens

Posledních pět čísel typu motoru

1LE1503-0CC22-2FA4 udává způsob zapojení motoru do trojúhelníka

1LE1503-0CC22-2FA4 udává typ konstrukce motoru s přírubou

1LE1503-0CC22-2FA4 je zvolna žádná tepelná ochrana motoru pomocí čidel.

1LE1503-0CC22-2FA4 udává že pozice řídicího boxu je na horní straně motoru

Dále je třeba zvolit typ konstrukčního provedení, kterým je dle katalogu IM B5, což je provedení AS motoru s přírubou a bez nožiček. Typ příruby je zvolen 71M, tak aby byly rozměry kompatibilní s rozměry příruby šnekové převodovky.

- Průměr výstupní hřídele 14mm
- Rozteč závitů 130mm
- Počet závitů 4 šrouby
- Velikost závitu M5

Aby motor odolával prostředí obsahující výpary kyseliny sírové, musí být opatřen ochranným nátěrem S04. K motoru je na požadavek zákazníka přidán frekvenční měnič, pro řízení otáček.

### Typ šnekové převodovky

Šneková převodovka byla vybrána dle požadovaného přenášeného výkonu, výstupní rychlosti a výstupního momentu. Dále byl zohledněn vliv okolního prostředí. Všem těmto parametrům vyhovuje nerezová šneková převodovka RVME 040 od společnosti Raveo s parametry:

- výkon  $P = 0,18 \text{ kW}$
- výstupní moment  $M = 32 \text{ N}\cdot\text{m}$
- výstupní rychlost  $n = 35 \text{ ot/min}$
- převodový poměr  $i = 40$

Output speed [rpm]	Output torque [Nm]	Gearbox ratio $i = \dots : 1$	Allowable overhung load [N]	Service factor FB	Gearbox type
<b>0.18kW</b>					
70	19	20	1.82	2	RVME 040
56	23	25	1.96	1.7	
46.7	26	30	2.08	1.7	
35	32	40	2.29	1.3	
28	38	50	2.47	1	
23.3	43	60	2.63	0.8	

Obrázek 44: Typy převodovek 0,18kW od firmy Raveo

Je zvoleno použití modelu 71B5, který definuje konstrukční provedení kompatibilní s rozměry příruby motoru.

### Návrh těsného pera

Mezi výstupním hřídelem hnacího válce a šnekové převodovky je přenos krouticího momentu uskutečněn pomocí těsného pera. Jeho parametry vychází z průměru hřídele podle (Jan Leinveber, 1999):

- Krouticí moment  $M = 32 \text{ N}\cdot\text{m}$
- Průměr hřídele  $d = 18 \text{ mm}$
- Šířka pera  $b_p = 6 \text{ mm}$
- Hloubka drážky  $t = 3.5 \text{ mm}$
- Materiál pera nerezová ocel
- Mez kluzu  $R_e = 300 \text{ MPa}$  dle (doc. Ing. Michal Jandera, 2017)
- Součinitel bezpečnosti  $k = 3$  (zvoleno)

Výpočet dovoleného napětí na otláčení dle (Procházková, 2012)

$$\sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k} = \frac{300}{3} = 100 \text{ MPa} \quad (31)$$

Výpočet obvodové síly:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} \quad (32)$$

$$F = \frac{2 * 32}{0,018} = 3556N$$

Návrh délky pera z dovoleného otláčení vychází ze vztahu:

$$p_D = \frac{F}{(l - b_p) \cdot t} \leq \sigma_{Dt} \quad (33)$$

Po vyjádření ze vztahu (33) musí pak délka pera  $l$  být:

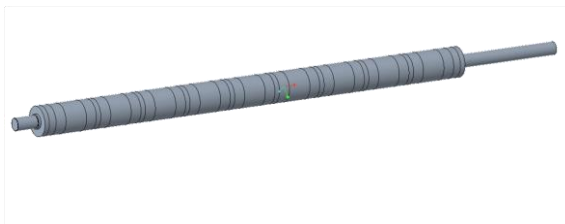
$$l \geq \frac{F}{\sigma_{Dt} \cdot t} + b_p \quad (34)$$

$$l \geq \frac{3556}{100 * 10^6 * 0,0035} + 0,006 = 0,016m$$

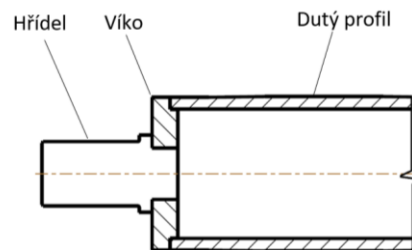
Volím těsné pero 6e7 x 6 x 16 podle normy DIN 6885 A, NEREZ A4. Ty nabízí například firma [www.obchodprodilnu.cz](http://www.obchodprodilnu.cz).

### 9.3 Hlavní válce

Hlavními válci naváděcího dopravníku jsou hnací válec a vratný válec. Materiály obou válců byly navrženy tak aby odolávaly prostředí, ve kterém je zařízení provozováno. Proto byla zvolena nerezová ocel 1.4571, která je rezistentní vůči slabším koncentrátům organických i anorganických kyselin.



Obrázek 45: Hnací válec naváděcího dopravníku



Obrázek 46: Řez hnacím válcem naváděcího dopravníku

Hnací válec převádí rotační pohyb vyvozený hnací jednotkou na podélný pohyb pásu. Efektivitu přenosu ovlivňuje koeficient tření mezi válcem a pásem, předpětí v pásu nebo třecí plocha pásu. Válec se skládá z trubky, na kterou jsou ze stran přivařeny čela a výstupní hřídele. Nakonec je celý svařenec obroběn na požadovaný rozměr viz obrázek 46. Na povrchu válce jsou vyrobeny válcovitě-kuželovité části pro vedení jednotlivých pásků. Stoupání kuželovitých částí se podle (Seiler, 2002) vypočítá jako:

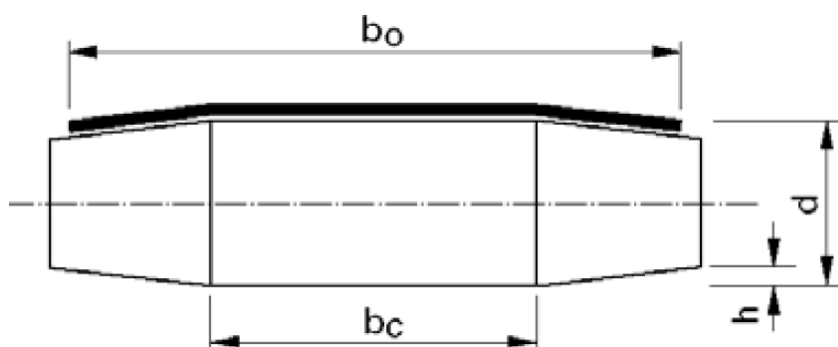
$$h = 2 \cdot (0,001 \cdot d + 0,075) \quad (35)$$

Kde  $h$  je výška stoupání válce v mm

$d$  průměr válce v mm

pro tento případ je to

$$h = 2 \cdot (0,001 \cdot 60 + 0,075) = 0,27 \text{ mm}$$



Obrázek 47: Rozměry válcovitě-kuželovitěho provedení válce

Polotovar trubkovité části je nerezová dutá ocel EN 10216-5 s vnějším průměrem 63 mm a silou stěny 6,5 mm. Boční víka jsou vyrobena z odřezků kruhové tažené tyče EN 10278 s průměrem 65 mm. Stejně jako výstupní hřídele, které budou vyrobeny z kruhové tyče o průměru 35 mm. Tyto komponenty jsou spojeny pomocí metody svařování s tavící se wolframovou elektrodou (TIG), která je vhodná právě pro svařování nerezového materiálu. Poté bude svařenec obroben dle výkresu obrobku hnacího válce.

Vratný válec je vyrobený, stejně jako výstupní hřídele hnacího válce, z kruhové tažené tyče EN 10278 o průměru 30 mm s přesností h11, která je postačující pro uložení do kuličkového ložiska. Délka válce je 1090 mm.

## 9.4 Pás

Pás je jednou ze základních součástí dopravníku. V případě naváděcího dopravníku musí být provedení pásů, a to hlavně jeho poloha a rychlost, stejně jako u horního a dolního dopravníku, tak aby docházelo k bezproblémovému navádění polotovarů mezi válce. Jedná se tedy o dopravník, rozdělený na 9 užších pásků každý o šířce 90 mm. Délka jednoho pásu je dle kapitoly 10.1, 742 mm. Byl zvolen typ pásu FAB-5EIWH od společnosti Habasit. Pás je odolný vůči vysokým teplotám a použitelný v potravinářském průmyslu, kde se nachází agresivní pracovní prostředí. Další parametry viz obrázek 48.



## Technical Data

Thickness:	1.3 mm	0.05 in.
Mass of belt (belt weight):	1.5 kg/m <sup>2</sup>	0.31 lbs./sq.ft
Nosebar Radius (minimum):	4 mm	0.16 in.
Pulley diameter (minimum):	15 mm	0.6 in.
Pulley diameter minimum with counter flexion:	20 mm	0.8 in.
Tensile force for 1% elongation (k1% static) per unit of width (Habasit Standard SOP3-155 / EN ISO21181):	6 N/mm	34 lbs./in.
Tensile force for 1% elongation after relaxation (k1% relaxed) per unit of width (Habasit Standard SOP3-155 / EN ISO 21181):	4.2 N/mm	24 lbs./in.
Admissible tensile force per unit of width:	10 N/mm	57 lbs./in.
Operating temperature admissible (continuous):	Min -30 °C Max 100 °C	Min -22 °F Max 212 °F
Coefficient of friction on slider bed of pickled steel sheet:	0.20 [-]	0.2 [-]
Seamless manufacturing width:	4000 mm	157 in.

All data are approximate values under standard climatic conditions: 23°C/73°F, 50% relative humidity (DIN 50005/ISO 554), and are based on the Master Joining Method.

## Additional Technical Information

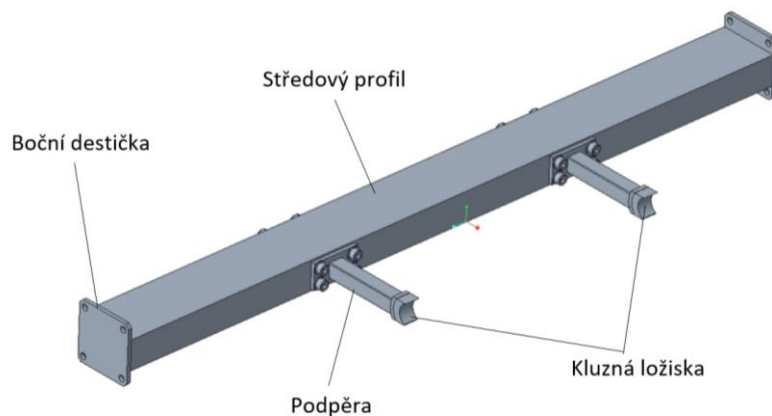
Chemical Resistance:	Link to 'Chemical resistance information': <a href="http://www.habasit.com/en/chemical-resistance.htm">http://www.habasit.com/en/chemical-resistance.htm</a>  For additional details, please contact your local Habasit representative.
Installation and Handling Instructions:	Do not go below initial elongation (epsilon) ~ 0.3%; Install the slack belt and tension until running perfectly under the full belt load.
Limitations:	This product has not been tested according to ATEX standards (atmospheres with explosion risk - ATEX 95 regulation or EU directive 94/9) and therefore is subject to user's analysis in the respective environment.

Obrázek 48: Parametry pásu FAB-5EIWH od firmy Habasit

Napínání pásu je prováděno pomocí tuhého napínacího zařízení viz kapitola 9.6. Provozní rychlost pásů je stejná jako u ostatních dopravníků a to 5 m/min.

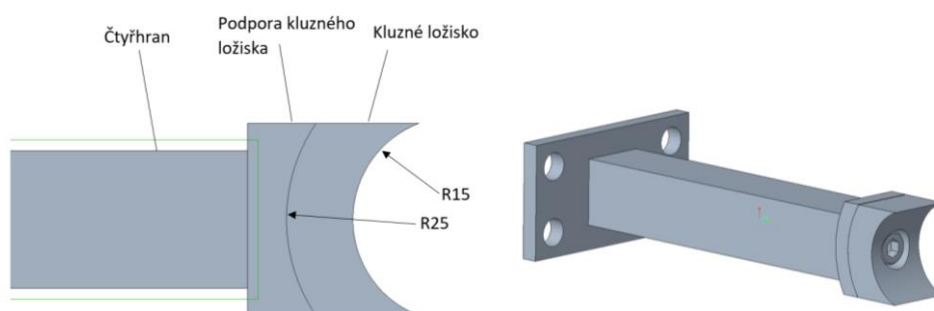
## 9.5 Podpěrná sestava vratného válce

Podpěrná sestava vratného válce viz obrázek 49 je další důležitou součástí naváděcího dopravníku, která zamezuje průhybu vratného válce a tím zajišťuje bezproblémový chod dopravníku. Skládá se ze středového profilu, který je tvořený nerezovým dutým hranolem s rozměry 80x40x4 viz kapitola 8.6.1. Jeho délka je 970 mm. V nabídce firmy i-nerez lze tento profil standartně nalézt pod normou EN 10305-5. Z boku je na tomto profilu navařena nerezová destička sloužící pro uchycení k rámu naváděcího dopravníku. Ta je vyrobena z pásoviny o šířce 80 mm a tloušťce 5 mm dle EN 10028-7. K boku středového profilu jsou pak připevněny podpěry viz obrázek 50, které se skládají z destičky, vyrobené z pásoviny, z nerezového čtyřhranu 20x20 dle EN 10278, podpory kluzného ložiska, která bude vyfrézována z ploché nerezové oceli o rozměrech 10x20 a délce 30 mm dle EN 10028-7.



Obrázek 49: Sestava podpěrného systému vratného válce

Na konci podpěr je umístěno kluzné ložisko, které zprostředkovává uložení vratného válce. Volba správného materiálu určuje životnost celého dopravníku. Vhodnými typy jsou například materiály Xirodur, C160 nebo Z od firmy Hennlich. Jedná se o materiály na bázi polymerů. Kluzné ložisko má na jedné straně zaoblení o poloměru R15, které odpovídá průměru vratného válce 30 mm. Na druhé straně je zaoblení R25 z toho důvodu, aby hlava šroubu, kterým je ložisko spojeno s čtyřhranem, mohla být zapuštěna v ložisku. Polotovarem je kruhová polymerní tyč s průměrem 50 mm o délce 20 mm, ze které je ložisko vysoustruženo. Životnost byla vypočítána dle výpočtové kalkulačky firmy Hennlich na 1000 hod.



Obrázek 50: Podpěra vratného válce

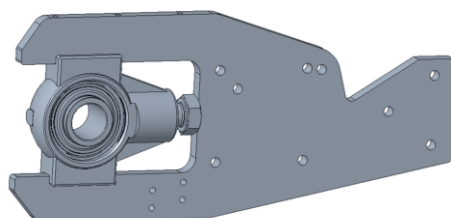
## 9.6 Uložení válců

Uložení válců je provedeno pomocí ložiskových jednotek od firmy SKF, která nabízí speciální řadu jednotek použitelnou pro potravinářský průmysl, které se vyznačují svojí chemickou odolností. Pro hnací válec byl zvolen napínací ložiskový domek typu TUWK

25 LTA viz obrázek 51. Díky napínání je možné provádět počáteční předpětí pásu. Provedení napínání je vidět na obrázku 52. Pootáčením šroubu, který je hlavou opřený o boční desku, dochází k posuvu ložiska v drážkách bočnice.

Parametry ložiska:

- dynamická únosnost  $C$  14 kN
- statická únosnost  $C_0$  7,8kN
- mez únavového zatížení  $P_{UZ}$  0,335kN
- limitní rychlost ložiska  $n_l$  4300ot/min

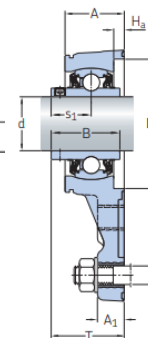


Obrázek 51: Napínací ložisková jednotka (katalog SKF)

Obrázek 52: Napínací systém naváděcího dopravníku

Vratný válec je uložený v jednotce s tří šroubovým upevnění. Jedná se o ložiskový domek typu F3BBC 30M-TPSS ECB 506. Parametry ložiska jsou na obrázku 55. Vnější kroužek je tvořen kulovou plochou tak, aby byla umožněna montáž ložiskových domků. Tuto sférickou vazbu je však potřeba zohlednit při určování okrajových podmínek při výpočtu ohybu válců viz kapitola 8.6.1-8.6.3. Axiální posuv hřídele je zamezen stejně jako u uložení hnacího válce pomocí stavěcího šroubu.

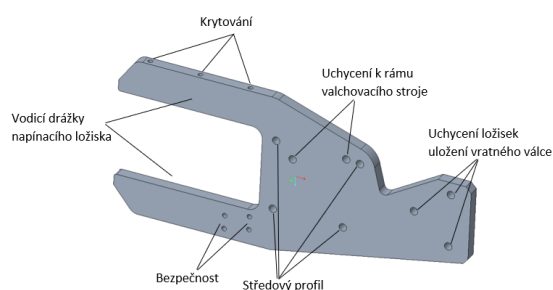
Principal dimensions				Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed with shaft tolerance h6	Mass	Designations Bearing unit	Associated end cover
d	H <sub>1</sub>	J	J <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	r/min	kg	-	-
mm				kN		kN				
20	43	38	22	10,8	6,55	0,28	5 000	0,26	F3BBC 20M-TPSS	ECB 504
	43	38	22	12,7	6,55	0,28	5 000	0,26	F3BBC 20M-TPZM	ECB 504
25	46	41,5	28,5	11,9	7,8	0,335	4 300	0,32	F3BBC 25M-TPSS	ECB 505
	46	41,5	28,5	14	7,8	0,335	4 300	0,32	F3BBC 25M-TPZM	ECB 505
30	52,5	47,5	32	16,3	11,2	0,475	3 800	0,47	F3BBC 30M-TPSS	ECB 506
	52,5	47,5	32	19,5	11,2	0,475	3 800	0,47	F3BBC 30M-TPZM	ECB 506
35	60,5	51	32	21,6	15,3	0,655	3 200	0,66	F3BBC 35M-TPSS	ECB 507
	60,5	51	32	25,5	15,3	0,655	3 200	0,66	F3BBC 35M-TPZM	ECB 507



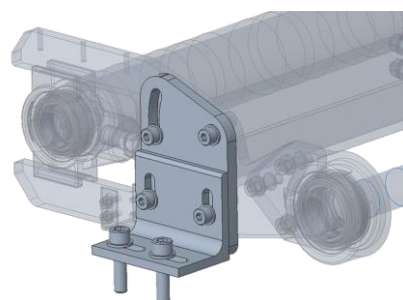
Obrázek 53: Typy ložiskových domků s tří šroubovým upevněním firmy SKF

## 9.7 Boční deska a uchycení k valchovacímu stroji

Boční deska je další důležitou komponentou naváděcího dopravníku, která spolu se středovým podpěrným profilem tvoří rám naváděcího zařízení a spojuje pomocí šroubů všechny komponenty naváděcího dopravníku dohromady. Deska je vyrobena jako výpalek z nerezové oceli. Její tloušťka je 10 mm. Na obrázku 54 je vidět funkce jednotlivých závitových děr bočnice. Jako spojovací materiál je u většiny spojů použit šroub s vnitřním šestihranem ISO 4762, kde vždy jedna ze spojovaných součástí má v sobě průchozí otvor a druhá závitový otvor, do kterého je šroub zašroubován.



Obrázek 54: Popis funkčnosti jednotlivých závitových děr v bočnici



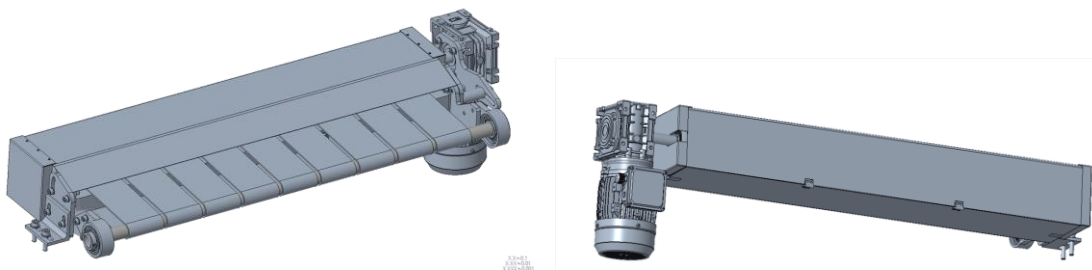
Obrázek 55: Uchycení naváděcího dopravníku k hlavnímu rámu valchovacího stroje

Uchycení k hlavnímu rámu valchovacího stroje je provedeno prostřednictvím součástí viz obrázek 55. Díky podélné a kruhové drážce je možné měnit výšku a úhel natočení naváděcího dopravníku vzhledem k vstupu mezi válce a tím nastavit nejvýhodnější polohu

## 9.8 Krytování

Další problematikou naváděcího dopravníku je jeho krytování, které je požadované hlavně z bezpečnostních důvodů. Obecně by měly být zakrytované všechny pohyblivé části dopravníku. Bližšími informacemi ohledně bezpečnostních předpisů pásových dopravníků se zabývá norma ČSN 26 0606. V sestavě jsou použity celkem 4 plechy viz obrázek 56. Horní plech, který chrání horní část naváděcího dopravníku. Poté dolní plech, který chrání dolní část dopravníku a zároveň slouží jako bezpečnostní zařízení viz kapitola 9.9. Dolní plech je připevněn k hornímu plechu pomocí pantů a zároveň se opírá o patky připevněné k bočnici. Díky jeho délce a malé tuhosti by mohlo začít docházet k jeho prohýbání vlivem vlastní hmotnosti. Proto je konec plechu opatřen záhybem viz obrázek 57. Dále jsou v sestavě boční plechy, které krytují napínací ložisko a otvor v bočnici. Na pravé straně, kde je výstup hřídele a převod na pohonnou jednotku je plech opatřen drážkou tak aby bylo

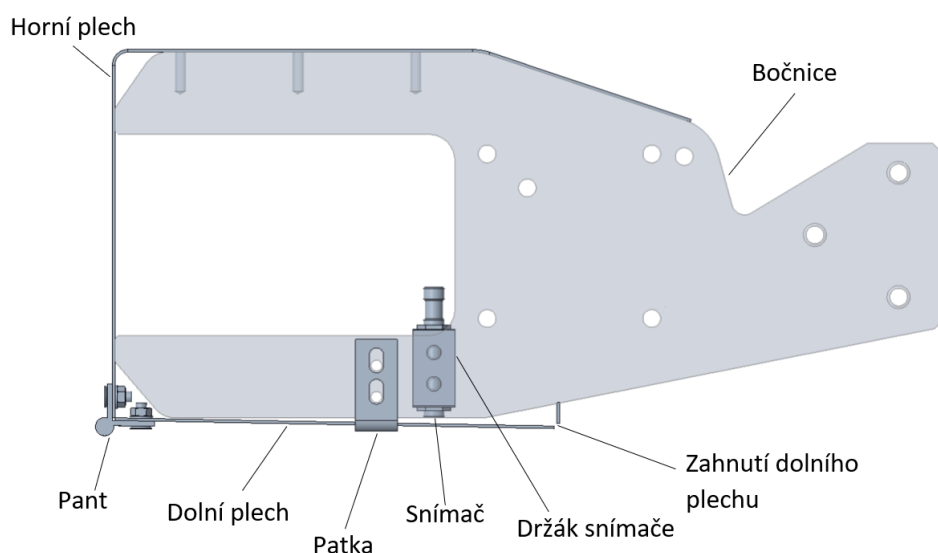
možné napínání dopravníku viz obrázek 56 (vpravo). Všechny plechy jsou vyrobeny z nerezového polotovaru o tloušťce 1 mm.



Obrázek 56: Krytování naváděcího dopravníku

## 9.9 Bezpečnost

Poslední částí naváděcího dopravníku je bezpečnostní zařízení, které zabraňuje možnému vtažení mezi naváděcí dopravník a horní dopravník valchovacího stroje. To je zajištěno snímačem, který je pomocí držáku připevněn k bočnici viz obrázek 57. V případě, že dojde ke kontaktu obsluhy s dolním plechem, dojde zároveň k pootočení plechu kolem pantu, čímž se dostane do spínací vzdálenosti spínače, a to způsobí zastavení celého stroje. Dolní plech je podpírán patkou, která díky drážkám umožňuje změnu polohy ve vertikálním směru a tím nastavení potřebné vzdálenosti mezi dolním plechem a snímačem.



Obrázek 57: Provedení bezpečnostního mechanismu naváděcího dopravníku

Pro snímání byl použit indukční snímač typu IMI08-02BPSVT0S od společnosti SICK. Jedná se o snímač vyrobený kompletně z nerezové oceli se stupněm krytí IP 68 Jeho spínací vzdálenost je 2 mm.

## 10 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo analyzovat příčiny vzniku příčných sil v děleném dopravníkovém pásu valchovacího stroje a navrhnout řešení jejich eliminace. Nejprve byla provedena rešeršní část, ve které byl popsán valchovací stoj pro pokročilou technologii válcování, funkce procesu valchování a způsoby vedení dopravníkových pásů. V dalších kapitolách byly analyzovány příčiny vzniku axiální síly dohromady pro horní a dolní dopravník a zvlášť pro naváděcí dopravník.

V další části byl vypracován návrh řešení horního a dolního dopravníku. Bylo testováno vedení pomocí válcovitě kuželovitého tvaru válců, které bylo vlivem příliš velkých axiálních sil zavrhnuto. Vhodným řešením se nakonec ukázalo vedení pásu tvarovou vazbou pomocí hřídele s osazeními pro jednotlivé pásy. To bylo umístěno před vratný válec u horního i dolního dopravníku.

Stěžejním problémem diplomové práce byl naváděcí dopravník, u kterého je vznik axiálních sil zapříčiněn průhybem vratného válce vlivem předpětí pásů. To způsobuje uvolnění prostředních řemenů a jejich vzájemné sjíždění. Pro spolehlivý chod dopravníku bylo potřeba tento ohyb eliminovat. Proto byly vypracovány tři varianty podpěrné sestavy zamezující průhybu. Pro každý způsob byla v programu Creo Parametric provedena statická analýza a optimalizace pomocí níž byl proveden návrh jednotlivých součástí sestavy. Tyto tři varianty se posuzovaly podle zvolených hledisek a byla z nich vybrána ta nejuvhodnější.

Kromě vratného válce, byla navrhována i konstrukce hnacího válce, na němž je umístěno vedení pásů a pohonná jednotka.

Pomocí vícekritériální analýzy byla nejlépe hodnocena varianta provedení podpěrné soustavy vratného válce pomocí dvou podpěr, které eliminují průhyb na hodnotu 0,072mm. Vedení pásu je pak zprostředkováno pomocí válcovitě kuželovitého tvaru válce a pohonná jednotka je tvořena asynchronním motorem se šnekovou převodovkou. Většina dílů je vyrobena z austenitické nerezové oceli 1.4571, která odolává pracovnímu prostředí. Její cena je však vysoká. Možnou alternativou by bylo díly vyrobit ze standartních konstrukčních ocelí. Cena celého dopravníku by pak byla několikanásobně nižší.

## 11 Reference

- ACHENBACH-CZ.** Bubnové elektropohony k dopravníkům. *i-tes.com*. [Online] Achenbach-cz. <http://i-tes.com/profile/bubnove-elektropohony-k-dopravnikum-4247>.
- doc. Ing. Michal Jandera, Ph.D., Ing. Břetislav Židlický, Ing. Marek Šorf. 2017.** *Příručka pro navrhování konstrukcí z korozivzdorné oceli*. [Příručka] Praha : ČVUT, 2017. 978185942 2359.
- Dražka, Vojtěch. 2019/20.** *Návrh malého pásového dopravníku*. [bakalářská práce] Brno : VUT, 2019/20.
- Glac, Tomasz. 2015.** *Napínací zařízení pásových dopravníků*. [Bakalářská práce] Brno : VUT, 2015.
- Ing. Jaroslav Stehlík, CSc. 2004.** *Dopravníky*. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2004. 80-7083-888-4.
- Ing. Zdeněk Havelka, CSc: Ing. Jiří Tůma, CSc.: 1971.** *Teorie pásových dopravníků*. Praha : ZP ČVTS, 1971.
- Jan Leinveber, Jaroslav Řasa, Pavel Vávra. 1999.** *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, spol. s.r.o., 1999. 80-7183-164-6.
- Janda, Ing. Michal.** Rady pro výběr materiálu. *Nerezmaterial.cz*. [Online] <https://www.nerezmaterial.cz/rady>.
- Kopecká, Kamila. 2005.** *Popularizace textilních technologií- výroba klobouků*. [bakalářská práce] Liberec : TUL, 2005.
- Kubr, Josef. 2020.** Svět průmyslu. *svetprumyslu.cz*. [Online] 27. 3 2020. <https://svetprumyslu.cz/2020/03/27/dopravniky-zvysuji-efektivitu-a-podporuji-automatizovana-reseni/>.
- Louda, Ondřej. 2007.** *Popularizace a propagace textilní výroby v Čechách- výroba klobouků firmy Tonak, a.s*. [Bakalářská práce] Liberec : TUL, 2007.
- Lysáková, Hana. 2011.** *Studie technologie výroby klobouků ve vazbě na použité druhy materiálů*. [Bakalářská práce] Prostějov : TUL, 2011.

**Prof. Ing. Jiří Militký, CSc. EUR ING. 2012.** *TEXTILNÍ VLÁKNA klasická a speciální.* Liberec : TUL, 2012. 978-80-7372-844-1.

**Prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc. 2015.** *Části strojů 2.díl.* Liberec : TUL, 2015. 978-80-7494-184-9.

**Procházková, Ing. Iva. 2012.** *Dovolené napětí, bezpečnost.* [Vzdělávací materiál] Opava : SŠPU, 2012.

**Recmanová, Pavlína. 2014.** *Vzorování plstěných polotovarů.* [Bakalářská práce] Liberec : TUL, 2014.

**Seiler, René. 2002.** *Lehké pásové dopravníky.* [Technická příručka] místo neznámé : Habasit, 2002.

**Strnad, Michal. 2015.** *Konstrukce základního ústrojí plstíciho stroje.* [Diplomová práce] Liberec : TUL, 2015.

**Tonak. Tonak.** [Online] <https://www.tonak.cz/nas-pribeh/>.

**Wandel, Matthias.** woodgears.ca. *How crowned pulleys keep a flat belt tracking.* [Online] [https://woodgears.ca/bandsaw/crowned\\_pulleys.html](https://woodgears.ca/bandsaw/crowned_pulleys.html).

**Žáček, Petr. 2014.** *Pásové dopravníky-teorie a konstrukce.* [Bakalářská práce] Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2014.



## 12 Seznam příloh

### Výkresová dokumentace:

01\_00\_navadeci\_dopravnik  
01\_01\_vratny\_buben  
01\_02\_hnaci\_hridel  
01\_03\_bocnice  
01\_05\_upinani\_bocnice  
01\_06\_1\_pravy  
01\_07\_1\_levy  
01\_08\_u\_upinak  
01\_09\_patka  
01\_10\_valecek  
01\_11\_horni\_plech  
01\_12\_dolni\_plech  
01\_13\_plech\_leva\_bocnice  
01\_14\_plech\_prava\_bocnice  
011\_00S\_hanci\_hridel\_svarenec  
011\_00S\_duty\_profil  
011\_02S\_Viko  
011\_03S\_hridel\_leva  
011\_04S\_hridel\_prava  
012\_00\_podpora  
012\_01\_podpora\_loziska  
012\_02\_kluzne\_lozisko  
0121\_00\_stredovy\_profil  
0121\_01\_profil\_40x80  
0121\_02\_deska  
0122\_00\_podpora\_pricka  
0122\_01\_podpora\_stredova\_deska  
0122\_02\_podpora\_profil\_20x20  
013\_00\_pohon\_0\_18\_kW  
013\_01\_priruba1