FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

## Ústav konstruování a částí strojů

# Koncepční návrh technologického pásového dopravníku

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2022**

**Bc. Jiří MARTÍNEK**

**Studijní program:** TRANSPORTNÍ TECHNIKA
**Studijní obor:** DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA
**Vedoucí práce:** Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Martínek** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **475043**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Dopravní a transportní technika**

Specializace: **Transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Koncepční návrh technologického pásového dopravníku**

Název diplomové práce anglicky:

**Conceptual Design of Technological Belt Conveyor**

Pokyny pro vypracování:

Proveďte návrh koncepčního řešení technologického pásového dopravníku. Konstrukci zařízení řešte stavebnicovým systémem hliníkových konstrukcí Bosch Rexroth. Maximální zatížitelnost dopravníku je 80kg. Uvažujte možnost akumulačního režimu provozu. Modularita šířky je 200-800mm, délky 1000-6000mm. Zajistěte možnost použití více typů pásů (dle přepravovaných materiálů). Konstrukčně zajistěte řešení seřiditelnosti os pro stabilizaci pásu. Stručná osnova zadání: 1. Zpracujte rešerši problematiky technologických pásových dopravníků. Zaměřte se na stavebnicové prvky konstrukce. 2. Proveďte koncepční návrh řešení. 3. Zpracujte nezbytné návrhové a kontrolní výpočty. 4. Zpracujte parametricky koncepční 3D model řešení. 5. Vytvořte 2D koncepční výkres řešení s vybranými detaily.

Seznam doporučené literatury:

Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. SNTL Praha, 1966; Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení I, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2001; Polák,J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení II, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení III, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení IV, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2004; Cvekl, Z.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VŠ skriptum, ediční středisko ČVUT Praha 1984

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jiří Mrázek, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **25.04.2022** Termín odevzdání diplomové práce: **03.06.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

| Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.<br>podpis vedoucí(ho) práce | Ing. František Lopot, Ph.D.<br>podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry | doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.<br>podpis děkana(ky) |
|---|---|---|

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29.4. 2022
Datum převzetí zadání

Podpis studenta



© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

# Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Praze dne 11.05.2022

……

Jiří Martínek

## Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za cené rady a připomínky k diplomové práci, za kolegiální přístup a za veškerý čas, který mi věnoval. Dále bych chtěl poděkovat všem svým příbuzným a známým za podporu při mých studiích.

# Anotační list

| | |
|---|---|
| Jméno autora: | Jiří MARTÍNEK |
| Název DP: | Koncepční návrh technologického pásového dopravníku |
| Anglický název: | Conceptual design of technological belt conveyor |
| Rok: | 2022 |
| Studijní program: | (NDTT) Dopravní a transportní technika |
| Obor studia: | (N071TTTE) Transportní technika |
| Ústav: | Ústav konstruování a částí strojů |
| Vedoucí DP: | Ing. Jiří MRÁZEK Ph.D. |
| Bibliografické údaje: | Počet stran: 116 |
| | Počet obrázků: 84 |
| | Počet tabulek: 20 |
| | Počet příloh: 9 |
| Klíčová slova: | Dopravník, Pás, Stavebnicový, Modulární, Konstrukce dopravníku, Kusový materiál, Technologický pásový dopravník, Bosch Rexroth, Hliníkové profily |
| Keywords: | Conveyor, Belt, Modular, Design of conveyor, Piece material, technological belt conveyor, Bosch Rexroth, Aluminium profiles |
| Anotace: | Obsahem této diplomové práce je koncepční návrh technologického pásového dopravníku. Maximální zatížitelnost dopravníku je 80 kg. Rozměry dopravníku jsou řešeny parametricky. Konstrukce je řešena stavebnicovým systémem hliníkových konstrukcí Bosch Rexroth. Práce obsahuje návrhové a kontrolní výpočty. Dále je zpracována MKP analýza namáhaného dílu. |
| Abstract: | Content of this diploma thesis is conceptual design of technological belt conveyor. Maximum load of the conveyor is 80 kg. Dimensions of the conveyor are designed parametrically. Design of the conveyor is solved using aluminium profiles from Bosch Rexroth. Next there are design and control calculations and FEM analysis of the selected part. |

# OBSAH:

1. Úvod ..... 1
2. Cíle práce ..... 2
3. Historie dopravování materiálu ..... 3
4. Rozdělení manipulačních prostředků ..... 4
5. Pásové dopravníky ..... 6
5.1. Rozdělení pásových dopravníků ..... 6
5.2. Výhody a nevýhody pásových dopravníků ..... 7
5.3. Popis jednotlivých částí dopravníku ..... 9
5.3.1. Hnací buben ..... 10
5.3.2. Napínací buben ..... 13
5.3.3. Rám ..... 13
5.3.4. Kluzná deska ..... 16
5.3.5. Podpěrný válec ..... 17
5.3.6. Pás ..... 17
6. Teoretické východisko návrhových a kontrolních výpočtů ..... 23
6.1. Eulerův vztah ..... 23
6.2. Namáhání pásu ..... 23
6.2.1. Tah ..... 24
6.2.2. Ohyb ..... 25
6.2.3. Odstředivá síla ..... 26
6.3. Úhel opásání ..... 29
6.4. Napínání pásu ..... 30
6.5. Provozní stavy ..... 32
7. Realizace návrhových výpočtů ..... 35
7.1. Výpočet namáhání pásu na tah ..... 35
7.2. Výpočet napínací síly ..... 36
7.2.1. Kontrola pásu proti přetržení ..... 37
7.3. Výpočet prodloužení pásu ..... 37
7.4. Výpočet potřebného krouticího momentu ..... 38
7.5. Výpočet pohonu ..... 38
8. Konstrukce dopravníku ..... 41
8.1. Rám ..... 42
8.2. Napínání pásu ..... 43
8.3. Vratný buben ..... 44
8.4. Kompenzace vybočování pásu ..... 45
8.5. Uchycení pohonu ..... 46
8.5.1. Přenos hnací síly ..... 47

8.6. Hnací buben ..... 47
8.7. Kluzná deska ..... 48
8.8. Pás ..... 50
8.9. Nohy ..... 50
8.10. Podepírání pásu ..... 52
8.11. Boční vedení ..... 52
8.12. Výsledné konstrukční řešení ..... 54
9. Volba komponent ..... 55
9.1. Volba pásu ..... 55
9.2. Volba pohonu ..... 57
9.3. Volba ložisek ..... 61
9.4. Volba pružné spojky ..... 64
9.5. Volba těsných per ..... 65
9.6. Volba hliníkového profilu ..... 65
9.7. Volba dalších komponent ..... 67
10. Kontroly ..... 70
10.1. Kontrola ložisek ..... 70
10.2. Kontrola per ..... 72
10.3. Kontrola pružné spojky ..... 75
10.4. Kontrola svěrného spoje ..... 75
10.4.1. Třecí a normálová síla ..... 76
10.4.2. Moment k předepnutí šroubu ..... 77
10.4.3. Kontrola šroubu na tah ..... 78
10.4.4. Kontrola šroubu na krut ..... 79
10.4.5. Redukované napětí ..... 79
10.4.6. Bezpečnost ..... 80
10.4.7. Kontrola tlaku prstenec – zvon ..... 80
10.4.8. Kontrola tlaku zvon – příruba ..... 80
10.4.9. Kontrola tlaku pod hlavou šroubu ..... 81
10.4.10. Třecí moment pod hlavou šroubu ..... 81
10.4.11. Utahovací moment na klíči ..... 82
10.5. Kontrola šroubového spoje deska – zvon ..... 82
10.5.1. Osové předpětí namontovaného šroubu ..... 85
10.5.2. Rötscherův diagram ..... 86
10.5.3. Kontrola šroubu na tah ..... 92
10.5.4. Kontrola šroubu na krut ..... 93
10.5.5. Redukované napětí ..... 93
10.5.6. Bezpečnost ..... 93
10.5.7. Kontrola tlaku v závitu ..... 94

10.5.8. Kontrola tlaku pod hlavou šroubu ..... 94
10.5.9. Kontrola na příčnou sílu ..... 95
11. Metoda konečných prvků ..... 96
12. Závěr ..... 101
13. Seznamy ..... 103
13.1. Seznam použité literatury ..... 103
13.2. Seznam obrázků ..... 106
13.3. Seznam tabulek ..... 108
13.4. Seznam příloh na CD ..... 109

# 1. Úvod

První zmínky o primitivním pásovém dopravníku sahají do konce 18. století. V těchto dobách byly dopravníky využívány k přepravě rud, uhlí a dalšího sypkého materiálu. V průběhu let jednotlivé firmy postupně začaly implementovat pásové dopravníky i do svých provozů. V těchto firmách se už nejednalo výhradně o transport uhlí a rud. Henry Ford začal ve své automobilce začleňovat pásové dopravníky do montážních linek. Jeho snahou bylo zrychlení výrobního procesu, což je mimo jiné snahou takřka všech firem současnosti.

V dnešní době automatizace a průmyslu 4.0 je kladen důraz na provedení co nejvíce úkonů za co nejkratší čas s co pokud možno nejmenším zapojením člověka. Svojí kontinuálností dopravy, relativně nízkou potřebou údržby, jednoduchostí konstrukce a univerzálností využití si pásový dopravník vydobyl jedno z předních míst v oblasti transportní techniky. Proto dnes takřka v každé větší strojírenské firmě nalezneme několik pásových dopravníků.

Tato diplomová práce se zabývá rešerší pásových dopravníků, koncepčním návrhem varianty řešení, návrhovými a kontrolními výpočty, tvorbou 3D modelu a zpracování 2D dokumentace. Z důvodu snížení výrobní ceny budou použity stavebnicové díly.

# 2. Cíle práce

V pokynech pro vypracování se požaduje koncepční návrh řešení technologického pásového dopravníku. Tento návrh bude realizován postupně po jednotlivých částech v této diplomové práci. Jednotlivé části práce budou kvůli lepší přehlednosti roztříděny do ucelených kapitol. V rešeršní části bude pojednáno něco málo o historii dopravování materiálu, dále pak budou dopravníky rozděleny dle různých kategorií. Následně bude detailní rešerši podroben pásový dopravník a všechny jeho důležité komponenty. Zvláštní pozornost bude věnována stavebnicovým prvkům. Následně bude zpracován koncepční návrh řešení. Celý dopravník bude realizován od šířky pásu 200 mm až do 800 mm a délky od 1000 mm do 6000 mm. Maximální zatížitelnost bude uvažovaná na 80 kg. V závislosti na druh přepravovaného materiálu bude zajištěna možnost použití různých druhů pásů. Na realizovaném pásovém dopravníku bude možno provozovat akumulační režim. Konstrukčně bude zajištěna možnost seřiditelnost os pro stabilizaci pásu v příčném směru. Dále bude parametricky zpracován koncepční 3D model řešení, jehož konstrukci bude věnována speciální kapitola. Nakonec bude vytvořen 2D koncepční výkres řešení s vybranými detaily.

# 3. Historie dopravování materiálu

První zmínka o dopravníku, který pracuje takovým způsobem, jak ho známe dnes se datuje do roku 1795. Tyto první krátké pásové dopravníky byly vyrobeny ze dřeva, pás byl z kůže a pohon byl ruční. Nejdříve byly používány v přístavech na přesun zemědělských produktů z břehu na loď.

V 18. století se nově nalezený parní pohon dostal i do dopravníků a byl využit britským námořnictvem, a to překvapivým způsobem. Nejednalo se totiž o nakládání, nebo vykládání lodí, ale o provádění dopravních operací v pekárně, která pekla sušenky pro námořníky. Zavedení parního pohonu zapříčinilo začátek používání pásových dopravníků i v jiných odvětvích.

Asi 50 let od první zmínky o dopravníku si vynálezce Charles Goodyear nechal patentovat vulkanizovanou pryž. Před tímto patentem se musel řešit problém změny teplot, kdy ve studeném prostředí pás ztuhnul a byl tvrdý a v teplém prostředí měl zase tendenci tát a lepit se.

Při těžbě v lomech byly dříve používány pro transport dopravní prostředky jezdící po kolejích. Transport těženého materiálu po kolejích je ale nákladnější z důvodu nemožnosti jednoduše přesunout koleje po vytěžení dolu. Proto se také do tohoto odvětví dostaly dopravníky.

Na začátku 20. století Henry Ford začlenil dopravníky do své automobilové výroby. Dnes již dopravníky najdeme skoro v každé výrobní strojírenské firmě. [1][2][3]

*Obrázek 1 Automatizace dopravování materiálu v automobilce Ford [3]*

# 4. Rozdělení manipulačních prostředků

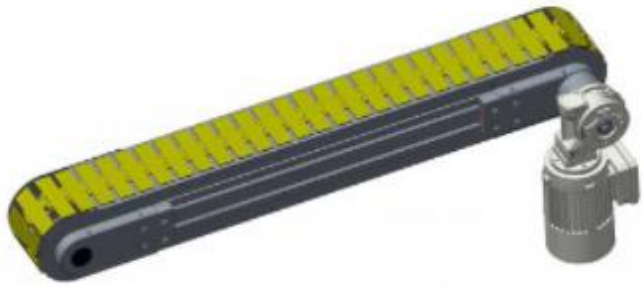
Dopravníky se ve firmách používaly především k přepravě materiálu. V dnešní době automatizace kromě toho dopravníky plní i technologické funkce. Dopravníky se stále častěji stávají součástí výrobních linek a operace probíhají zároveň s pohybem materiálu.

Volba vhodného dopravníku má vliv na rychlost celkové produkce podniku, a protože čas jsou peníze, tak i na rentabilitu podniku. [4]

Dopravníky je možné rozdělovat a třídit podle různých hledisek. Zde uvádím třídění dle literatur [4][5][9]

### Základní rozdělení

- *Dopravníky s tažným elementem* – přepravovaný materiál a tažný člen vůči sobě vzájemně nevykonávají relativní pohyb (dopravníky článkové, korečkové, pásové…)



*Obrázek 2 Článkový dopravník [11]*

- *Dopravníky bez tažného elementu* – přepravovaný materiál a hnací člen vůči sobě vzájemně vykonávají relativní pohyb (dopravní skluzy, šnekové a válečkové dopravníky…) [4][5][9]

*Obrázek 3 Šnekový dopravník [10]*

### Dle druhu přepravovaného materiálu

- *Dopravníky pro sypké materiály*

- *Vibrační dopravníky* – k přepravě materiálu se využívají setrvačné síly, které působí na částice dopravovaného materiálu
- *Šnekové dopravníky* – materiál je přemisťován pomocí rotujícího šneku
- *Redlery* – materiál je pomocí tažného elementu (řetězu) dopravován unašeči v uzavřeném žlabu
- *Korečkové elevátory* – materiál je přepravován v korečcích, které jsou pevně upevněny na tažném elementu (pásu/řetězu/lanu)

*Obrázek 4 Korečkový dopravník na řece [12]*

- *Manipulační prostředky pro sypký a kusový materiál*

- *Dopravní skluzy* – materiál je dopravován gravitační silou
- *Pásové dopravníky* – viz. kapitola 5
- *Článkové dopravníky* – materiál je dopravován oběžným řetězem s články
- *Lanové dráhy* – materiál je dopravován ve vozících nebo vozech, které jsou taženy ocelovým lanem [4][5][9]

# 5. Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou nejpopulárnějším druhem dopravníku. U pásových dopravníků je nosným a zároveň dopravním prvkem ohebný pás. Tento pás je na nosné i prázdné větvi podepřen válečkovými podporami. V některých případech je pás podepírán kluznou deskou namísto válečkových podpor. Na jednom konci je pás poháněn hnacím bubnem pomocí tření mezi bubnem a pásem. Na druhém konci se vyskytuje napínací buben, kterým se řeší předepnutí pásu. Materiál je dopravován pomocí adheze mezi materiálem a pohybujícím se pásem. [6]

## 5.1. Rozdělení pásových dopravníků

**Dle použití a konstrukce**

- *mobilní přenosné*
- *mobilní pojezdné*
- *stabilní*

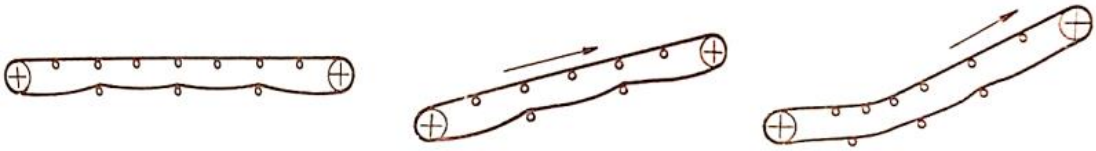
*Obrázek 5 Porovnání mobilní a stabilní konstrukce [13][14]*

**Dle materiálu pásu**

- *pryžový*
- *PVC*
- *ocelový*
- *pletivový*
- *silikonový*
- *polyamidový*

**Dle sklonu a tvaru dopravní trasy**

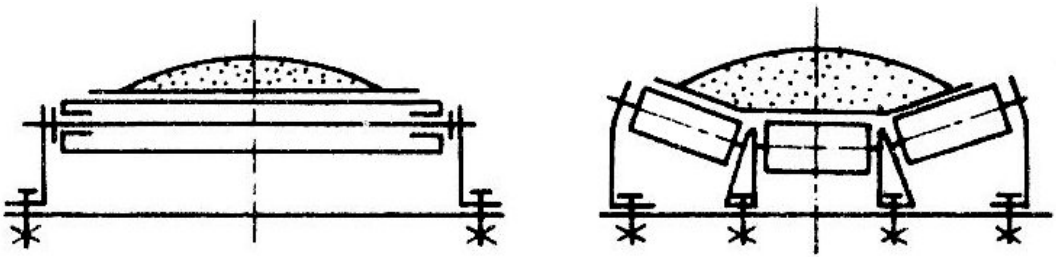
- *vodorovné*
- *šikmé*
- *lomené*



*Obrázek 6 Vodorovná, šikmá a lomená dopravní trasa [6]*

**Dle profilu pásu**

- *rovný*
- *korýtkový [4][6]*



*Obrázek 7 Rovný a korýtkový profil pásu [9]*

## 5.2. Výhody a nevýhody pásových dopravníků

**Výhody pásových dopravníků**

- Vysoké pracovní rychlosti – průměrně 1 až 2 m/s maximálně 8 m/s
- Malé měrné zatížené pásu → menší nosná konstrukce → lepší z ekonomického hlediska
- Menší spotřeba energie vztažená k dopravenému množství materiálu (například oproti hřeblovým dopravníkům 3 až 5x menší spotřeba)
- Velký rozsah dopravovaného množství
- Možnost libovolného místa nakládání a vykládání
- Nenáročnost na obsluhu
- Malé poškozování materiálu otěrem a drcením
- Spolehlivost, bezpečnost, relativní tichost chodu, možnost přetížení

- Možnost dosáhnout libovolné délky až do maximální přípustné délky jediným zařízením.

Miniaturní pásové dopravníky používané například ve farmaceutickém průmyslu mohou dosahovat minimální délky dopravníku i pouhých 270 mm s šířkou pásu 44 mm. [15]

*Obrázek 8 Miniaturní pásový dopravník [15]*

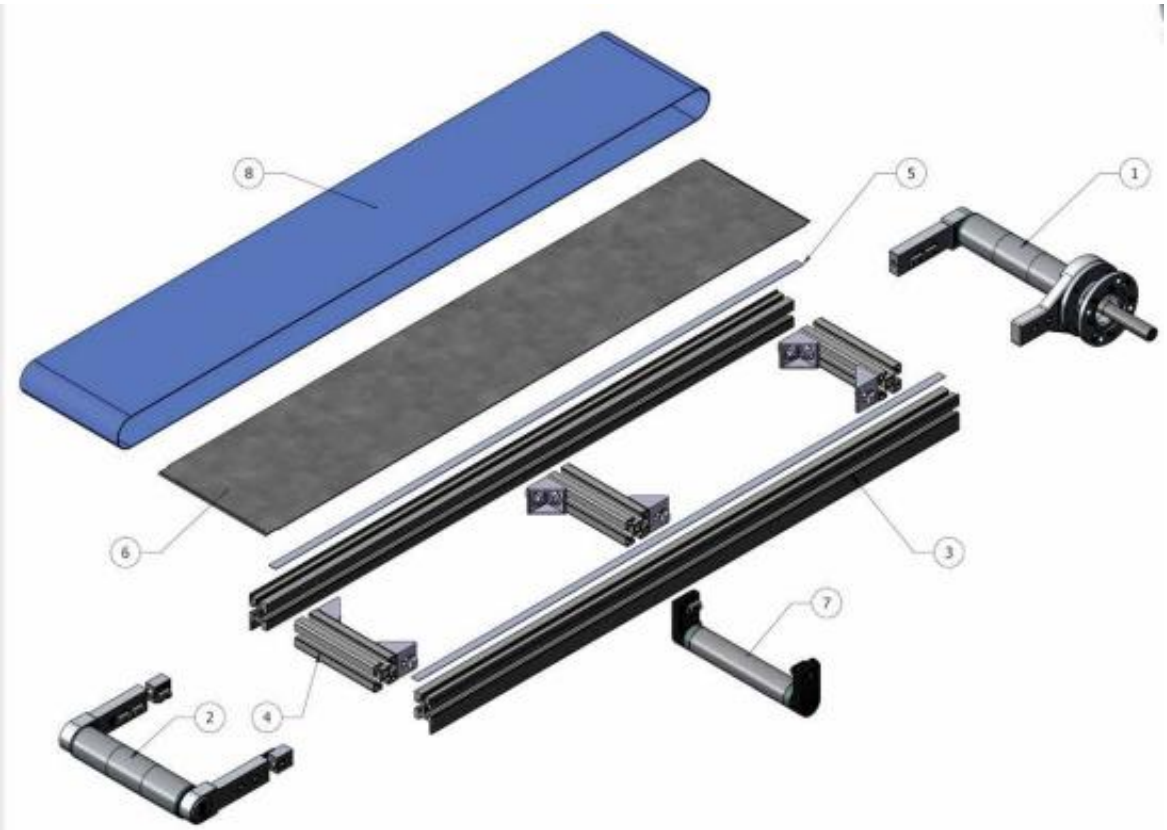
Nejdelší jednopásový dopravník na světě, které je zapsaný v Guinnessově knize rekordů se nachází v západní Austrálii a měří 51 km. Používá se k transportu 2700 tun bauxitové rudy každou hodinu a dosahuje dopravní rychlosti 7,15 m/s. Byl zprovozněn roku 1983 a po svojí délce má 22 tunelů a 10 mostů. [8]

*Obrázek 9 Nejdelší jednopásový dopravník na světě [8]*

### Nevýhody pásových dopravníků

- Omezené možnosti použití dopravy do sklonu (úhel závisí na druhu materiálu)
- Zřetelné opotřebení v případě dopravování abrazivních a kusových materiálů [6][7]

## 5.3. Popis jednotlivých částí dopravníku




*Obrázek 10 Části pásového dopravníku [16]*

1 – Hnací buben

2 – Hnaný buben (též Napínací buben)

3 – Podélný nosný profil

4 – Příčný nosný profil

5 – Uložení kluzné desky

6 – Kluzná deska

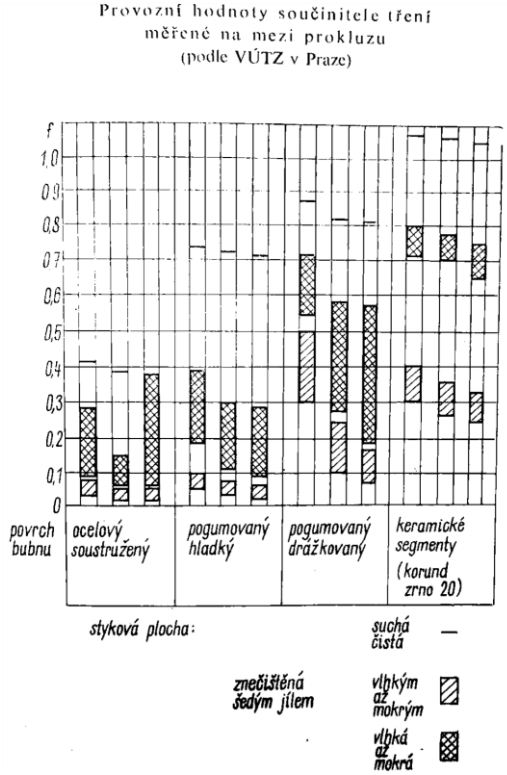
7 – Podpěrný válec (pro vratnou větev)

8 – Pás

### 5.3.1. Hnací buben

Hnací buben je jednou z nejdůležitějších částí pásového dopravníku. Právě díky němu se krouticí moment bubnu převede na tahovou sílu v pásu.

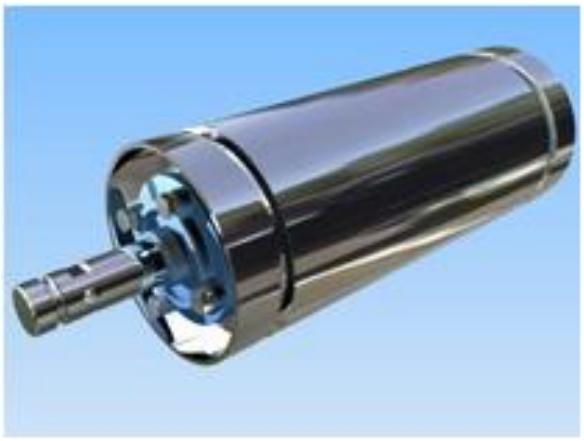
Hnací i hnaný buben se vyrábějí buď odléváním, nebo svařováním. Skládají se z hřídele, dvou čelních mezikruží a z obvodového pláště. Povrch obvodového pláště, respektive bubnu bývá soustružen a je hladký. Tento hladký povrch má ale nevýhodu nízkého součinitele tření, který v suchém prostředí dosahuje hodnoty 0,4. (Viz obrázek 11) Pro přenos větších výkonů je třeba zvýšit součinitel tření, a to například pogumováním bubnu, které zvýší součinitel tření v suchém prostředí až na 0,7. V případě potřeby ještě většího součinitele lze vytvořit na pogumování rýhy (vzorek), které dokážou zvednout součinitel na hodnotu 0,8. Nastane-li situace, kdy je třeba ještě větší součinitel tření, je možné k bubnu přišroubovat či přinýtovat keramické obložení, které má za sucha hodnotu součinitele přibližující se k 1,0. Velkou nevýhodou zvyšování součinitele tření je mnohem větší poškození pásu v případě prokluzu. A právě jelikož je pás jednou z nákladnějších položek dopravníku, (Viz kapitola 5.3.7) je třeba tento fakt vzít do úvah při volbě povrchu hnacího bubnu. Všechny tyto hodnoty byly měřeny v laboratorních podmínkách, a tudíž je třeba vzít v potaz pro reálný provoz hodnoty nižší.[7][17]




*Obrázek 11 Provozní hodnoty souč. tření měřené na mezi prokluzu [7]*

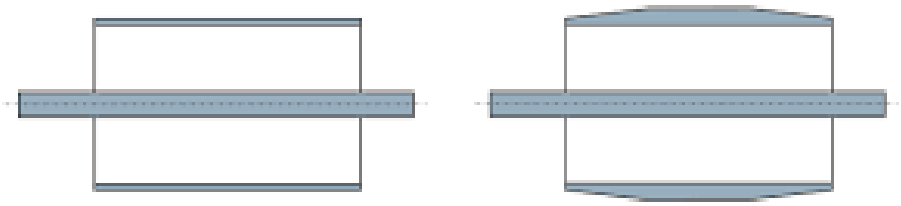
*Obrázek 12 Hnací buben: hladký, pogumovaný a obložený [18]*

Při použití hladkého povrchu bubnu se musí řešit i problém vybočování pásu do stran, protože právě hladký povrch je na vybočování nejnáchylnější. Řešit tento problém je možné například použitím klínové drážky. Tato drážka je vysoustružena v bubnu (Obrázek 13) a klín je nalepen zespoda pásu. Právě vedením klínu v drážce je pak zajištěno boční vedení. Nevýhodou tohoto řešení je nízká životnost lepeného spoje mezi klínem a pásem.



*Obrázek 13 Napínací buben s klínovou drážkou [19]*

Dalším možným řešením bočního vedení pásu je bombírování hnacího válce. Jedná se o vytvoření elipsovitého povrchu směrem od čel ke středu hřídele. Kvůli obtížné výrobě elipsovitého povrchu se používá pouze kuželový tvar. Na obrázku 14 lze vidět porovnání mezi nebombírovaným a bombírovaným bubnem.



*Obrázek 14 Bombírování bubnu [18]*

Principem stabilizace pásu v případě bombírování bubnu je působení odstředivých sil. Právě z tohoto důvodu není toto řešení vhodné pro nízké rychlosti pohybu pásu. (Nevznikají dostatečně velké odstředivé síly)

Uložení hnacího bubnu je realizováno pomocí dvou ložisek. Jednoho axiálně pevného a druhého axiálně volného. Jako axiálně volné ložisko se používá naklápěcí kuličkové nebo soudečkové. Právě díky použití tohoto druhu ložiska je možné nastavit buben tak, aby nedocházelo ke sjíždění pásu k jedné straně. [7][17]

## Možnosti pohonu

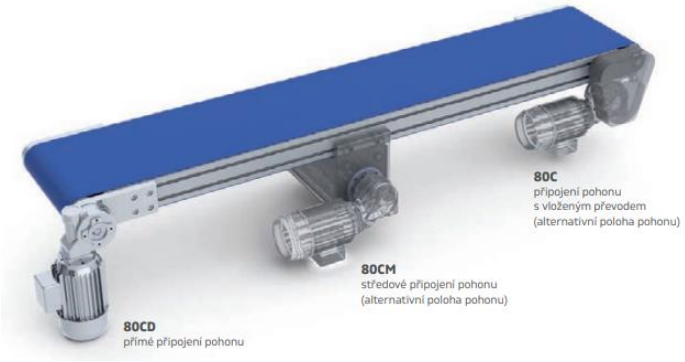
- *Elektrobubnem*

Tento pohon obsahuje motor a planetovou převodovku umístěnou uvnitř bubnu, což je největší výhodou tohoto pohonu. Právě kvůli kompaktnímu prostorovému uspořádání se tento druh pohonu používá v aplikacích, kde kvůli malému zástavbovému prostoru není možné pohon umístit jinam. Nevýhodou elektrobubnu je vnášení přídavného tepla do obvodu, menší krouticí moment a menší zatížitelnost. Z těchto důvodů se ve většině průmyslových aplikací používá pohon elektromotorem.

*Obrázek 15 Elektrobuben [20]*

- *Elektromotorem*

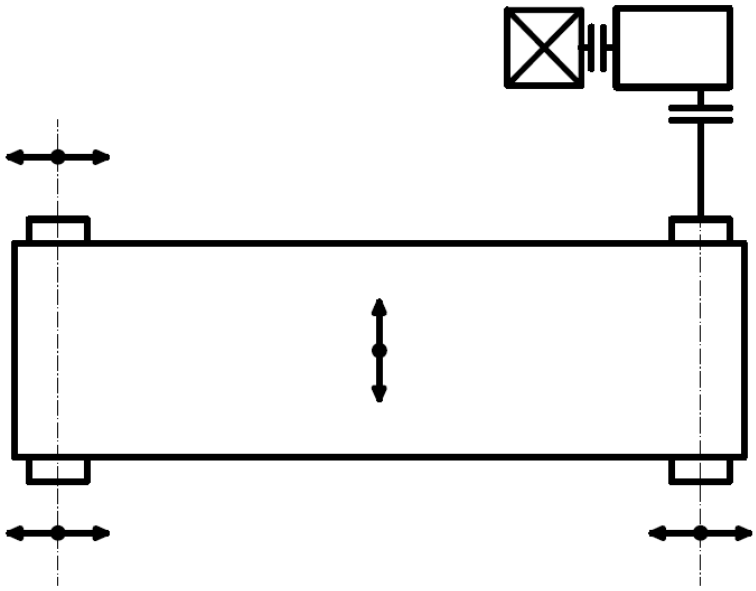
Pohon elektromotorem je nejčastější druh pohonu. Tato varianta je jednodušší, a tudíž i levnější. Dále přenáší větší krouticí moment a dokáže dosahovat větších pracovních rychlostí než pohon elektrobubnem. Za elektromotor se připojuje převodovka kvůli zvýšení krouticího momentu a snížení otáček. Buben můžeme pohánět přímo přes převodovku, nebo lze využít ještě řemenového převodu. Elektromotor lze umístit na začátek dopravníku, doprostřed dopravníku, nebo na konec dopravníku. (Obrázek 16) V případě že z nějakého důvodu je třeba umístit elektromotor doprostřed dopravníku, je třeba přidat další buben, což je ekonomicky nákladnější. Toto uspořádání se tudíž používá pouze v případech, kdy jiná možnost nepřipadá v úvahu. Umístění elektromotoru má značný vliv na opotřebení pásu. O umístění elektromotoru pojednává kapitola 5.3.7 Pás. [7][17]




*Obrázek 16 Umístění elektromotoru [21]*

### 5.3.2. Napínací buben

Napínání pásu může být realizováno buď gravitačně, nebo vrátkem. Kvůli snaze o malé zástavbové prostory se pro technologické pásové dopravníky většinou používá napínaní pásu vrátkem. Napínací buben má většinou hladký povrch a jeho výroba probíhá stejně jako u hnacího bubnu. Tento buben je uložen ve dvou ložiskách. Tyto ložiska mohou být naklápěcí kuličková, nebo soudečková. Pomocí šroubového mechanismu lze potom napínacím bubnem nastavit předepnutí pásu. Důvodem použití těchto ložisek je možnost natočení hřídele tak, abychom zabránili vyjíždění pásu do stran. Požadavky na použití ložisek jsou zřejmé z obrázku 17, přičemž ložisko na protilehlém konci pohonné jednotky hnacího bubnu a obě ložiska hnaného bubnu jsou třeba volit právě tímto způsobem z důvodu zabránění vybočování pásu. Dalším opatřením ke stabilizaci pásu může být vytvoření klínové drážky, nebo bombírování. [7]



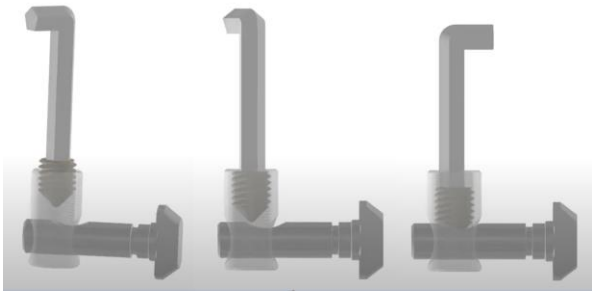
*Obrázek 17 Požadavky na použití ložisek [autor]*

### 5.3.3. Rám

Rámy jsou většinou vyráběny jako svařence určitého profilu, přičemž občas jsou použity i plechy. Další konstrukční možností rámu je právě využití stavebnicových hliníkových profilů firmy Bosch Rexorth a jejich následné spojování šrouby. Právě touto variantou konstrukce rámu se zabývá tato diplomová práce. Výhodou stavebnicových dílů je to že bývají často na skladě a v případě potřeby jsou dobře dostupné, další výhodou je to, že konstrukce je spojena pouze šroubovými spoji, a tudíž odpadne potřeba sváření. Další

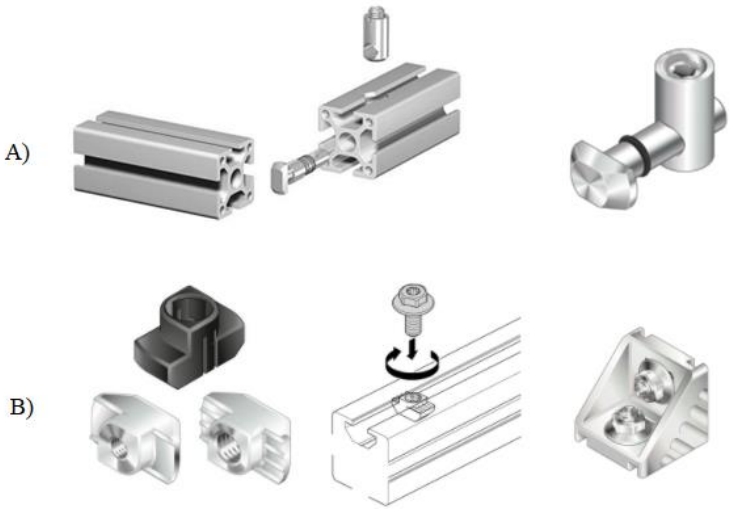
výhodou je pak možnost přidání či odebrání potřebných komponent na rám. Další pozitivní aspekt použití hliníkových šroubovaných profilů namísto svařované ocelové konstrukce je nižší hmotnost. Nevýhodou profilů z hliníkové slitiny je pak vyšší cena než u klasických ocelových profilů.

Způsobů spojení jednotlivých profilů je hodně. Jedním možným spojením je použití rychlospojky s T hlavou a válečku který má závit kolmo na osu (Obrázek 19, možnost A). V rychlospojce je vyfrézován otvor, do kterého se vnořuje postupným šroubováním šestihranným klíčem stavěcí šroub. Zasouvání červíka do dříku šroubu způsobuje axiální posuv šroubu, a tudíž utažení požadovaného spoje. Nevýhodou tohoto spojení je nutnost vrtání díry do profilu.



*Obrázek 18 Princip spojování rychlospojkou [23]*

Další možností (Obrázek 19, možnost B) je využití matice s hlavou tvaru T, která se vloží do drážky a přes konzolu se šroubem spojí dva profily. Za povšimnutí stojí povrch T matice pod hlavou, kde jsou vyhotoveny určité vroubky. Ty mají zřejmý cíl zvýšit tření proti povolení šroubu. Stejnou konstrukční úpravu bychom mohli sledovat i pod hlavou rychlospojky.



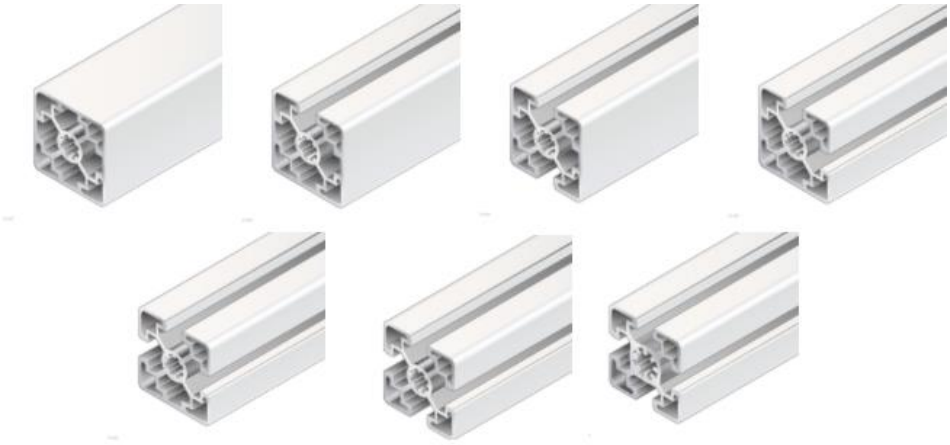

*Obrázek 19 Spojování stavebnicových profilů [22]*

Profily firmy Bosch Rexorth díky jejich počítačem optimalizované konstrukci kombinují vysoké pevnostní hodnoty s ekonomickým využitím materiálu. Geometrie těchto profilů (velikost a rozteč drážek) je zřejmá z tabulky 1.

*Tabulka 1 Geometrie profilů Bosch Rexorth*

| Rozteč drážek [mm] | Šířka drážky [mm] |
|---|---|
| 20 | 6 |
| 30 | 8 |
| 40 a víc | 10 |

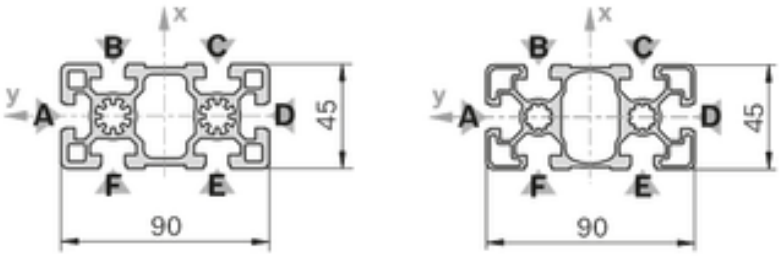
Při tomto návrhu byl zvolen čtvercový profil 45x45 mm jako primární. Firma Bosch Rexorth vyrábí různé provedení tohoto profilu (Obrázek 20).



*Obrázek 20 Čtvercové profily s různým počtem drážek [22]*

Jednotlivé provedení dodávané firmou Bosch Rexorth se liší v počtu drážek. Profil je proto možné volit přímo podle potřeby drážek. Jak lze vyčíst z tabulky 1, šířka drážky pro zvolený profil činí 10 mm. Z pevnostního hlediska je lepší volit co nejméně drážek. Nicméně z ekonomického hlediska vychází lépe profil, který má naopak drážek co nejvíce, protože na profil není spotřebováno tolik materiálu. Rozdíl mezi předposledním a posledním čtvercovým čtyřdrážkovým profilem z obrázku 20 spočívá v tom, že se jedná o takzvanou lehkou a těžkou variantu. Těžká varianta je masivnější a pevnější. Pro potřeby této diplomové práce ale volím lehkou variantu, která je sice méně masivní, ale z ekonomického hlediska nejpřijatelnější a z pevnostního hlediska dostačující. Tento profil bude použit pro příčný nosný profil a pro nosnou konstrukci dopravníku. Pro podélný nosný profil by

v případě potřeby větší únosnosti mohl být použit obdélníkový profil 45x90 mm. Jelikož je v nabídce zase velké množství profilů s různým počtem drážek, a protože větší počet drážek vychází levněji, omezil jsem výběr mezi masivnějším a odlehčeným obdélníkovým profilem (Obrázek 21). Z důvodu ceny byl zvolen opět levnější odlehčený obdélníkový profil.




*Obrázek 21 Porovnání masivnějšího (vlevo) a odlehčeného (vpravo) profilu [22]*

### 5.3.4. **Kluzná deska**

Horní větev pásu může být vedena buď pomocí válečků, nebo právě pomocí kluzné desky. Válečkové provedení horní větve se používá hlavně v dálkové (těžké) pásové dopravě. Mimo použití jednoválečkové stolice se používá i víceválečková stolice, kde právě díky tvaru „korýtka“ je možné transportovat více materiálu. Použití tříválečkové stolice je možné vidět na obrázku 7. Pro technologické pásové dopravníky pro kusovou dopravu se víceválečkové stolice ze zřejmých důvodů nepoužívají. Naopak využití zde nachází jednoválečková stolice, nebo často používaná kluzná deska. V průmyslové praxi se pro kluznou desku používá plech. Jelikož vzniká mezi kluznou deskou a pásem tření, je třeba podle toho vybírat pás, který je na to koncipován a kterému takovéto namáhání nebude tolik vadit (pás, který má snížený třecí koeficient). V případě technologického pásového dopravníku, kde po dopravníku budou transportovány jednotlivé kusy by použití podpěrných válečků nebylo příliš vhodné řešení. Kluznou desku je k rámu možné připevnit rozebíratelným spojením přes šrouby, nicméně při takto pevném spojení bude probíhat přenos vibrací. Častým řešením proto bývá vytvoření nerozebíratelného spoje oboustrannou lepící páskou. Výhodou tohoto řešení je utlumení vibrací a tím i snížení hlučnosti dopravníku. Nevýhodou je nerozebíratelnost spoje. Speciální lepící páska používaná ke spojení kluzné desky s rámem je natolik silná, že při snaze o odlepení tohoto spoje může dojít k poškození kluzné desky, rámu, nebo obou částí zároveň. V případě delších dopravníku se kluzná deska nepoužívá jako jeden celek, ale je složena z několika dílů. Dělá se to kvůli složitosti manipulace s dlouhou deskou. Výhoda rozdělení desky na

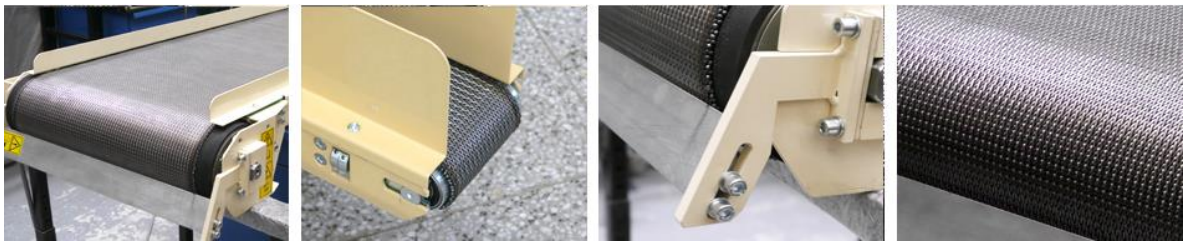
několik dílů je zřejmá v případě poškození části kluzné desky, kdy je možné řešit výměnu pouze dané části, nikoliv však celé desky. Na začátku a na konci dopravníku může být na kluzné desce vytvořeno mírné zkosení, které napomáhá k usnadnění přechodu z bubnu. V případě spojení desky a rámu šroubovým spojem jsou v kluzné desce vyhotoveny díry pro tyto šrouby.

### 5.3.5. Podpěrný válec

V případě dlouhého dopravníku hrozí prověšení vratné větve pásu vlivem gravitace. Řešením tohoto problému je použití podpěrných válců. Konstrukční snahou při realizování podpěrných válců by mělo být co nejmenší vnesení odporů proti pohybu pásu, abychom nemařili výkon elektromotoru.

### 5.3.6. Pás

Nejdůležitější a zároveň jednou z nákladnějších částí každého pásového dopravníku je právě pás. Vysoké ceny pásů vychází z důsledku náročných požadavků na vlastnosti pásu. Mezi ně patří například vysoká odolnosti proti opotřebení, dlouhá životnost, vysoká podélná tuhost, aby pás vydržel vysoké tahové napětí bez výrazných prodloužení, schopnost odolávat cyklickým zatížením a nízká hmotnost. Pásy mohou být vyrobeny jako celek z jednoho materiálu (textilní, ocelový, drátěný), nebo mohou být kombinací více materiálů (gumové pásy s textilní kostrou, gumové pásy s ocelovou kostrou, gumové pásy se speciální kostrou). Na obrázku 22 vidíme příklad kovového pásu, který může být použit například u lisu či k dopravě ostrých kovových dílů či odpadu. [17]



*Obrázek 22 Dopravník s kovovým pásem [24]*

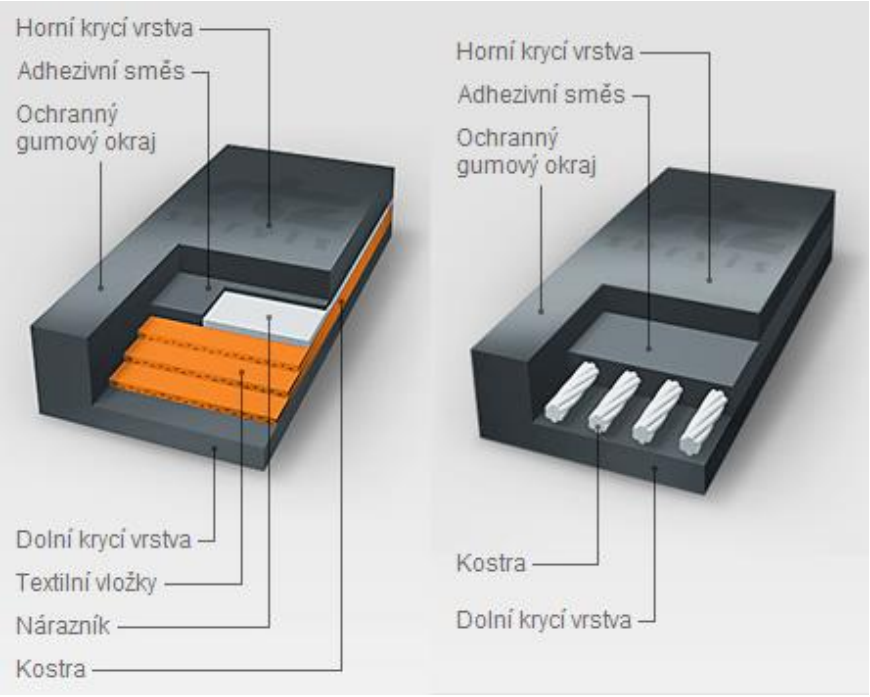
**Ocelový pás**

Tento druh pásu se vyrábí z uhlíkové nebo legované oceli válcováním za studena. Povrch pásu je čistý a hladký. Vyrábí se od tloušťky 0,4 do 1,6 mm a šířky od 300 do 800 mm. Výhodou těchto pásu z legované oceli je, že když pracují v ochranné atmosféře,

odolávají teplotám až 800°C. Protože je tento druh pásu náchylnější k únavovému poškození, je jeho provozní rychlost menší než u gumového pásu. Další nevýhodou je že potřebují větší průměry hnacího a hnaného bubnu než pás gumový. [7]

### Gumový pás

Gumový pás je nejrozšířenější. Tento druh pásu je využit asi v 90 % pásových dopravníků. Kvůli zlepšení mechanických vlastností se do těchto pásů vkládá kostra, která je tvořena materiálem jako je textilní vlákno (bavlna, viskóza, sklo), syntetické vlákno, (perlon, reyon) nebo ocelové vlákno (Obrázek 23). Celý dopravní pás je pak tvořen gumovou matricí a nosnou částí kostry. Právě díky vláknům kostry získává pás pevnost v podélném i příčném směru a je schopen přenášet veškeré zatížení působící na pás. Gumová matrice pak slouží jako ochrana kostry před korozními, chemickými a abrazivními účinky, které by mohli působit na kostru. Dále je právě díky vysokému koeficientu tření mezi hnacím bubnem a pásem realizována samotná přeprava materiálu. Tato matrice je realizována z pryže, PU (Poleuretanu), PVC (Polyvinylchloridu), nebo z polyesteru v závislosti na tom, kde a jak je pásový dopravník použit. Mezi horní a dolní gumovou vrstvou se používá adhezivní směs, která zamezuje vzájemnému posouvání textilních vložek. V případě že by se po sobě textilní vložky posouvaly, vznikalo by vlivem tření teplo, které by jednotlivé vložky degradovalo, což by vedlo ke zničení pásu. [7][27]




*Obrázek 23 Kostra pásu s textilními a ocelovými vlákny [25]*

Pásy dopravníků bývají ploché, ale v případě potřeby je možné pásový dopravník osadit unašeči (Obrázek 24). U technologických dopravníku se to dělá v případě, kdy je požadováno, aby byl v každé „přihrádce“ přepravován právě jeden kus, nebo když je potřeba přepravovat materiál s určitým sklonem dopravníku, ale tření mezi dopravovaným kusem a pásem není dostačující. Při návrhu dopravníku s takovýmto druhem pásu je třeba přemýšlet i nad výškou těžiště přepravovaného kusu, aby nedocházelo k přepadávání mezi „přihrádkami“.

*Obrázek 24 Pásový dopravník osazený unašeči [26]*

## Spojování pásu

Pásový dopravník potřebuje pro svůj provoz nekonečný tažný prvek. Pro vytvoření nekonečného tažného prvku je třeba dopravní pás spojit. Spojování pryžových dopravních pásů lze dle provedení a technologie výroby spoje rozdělit na:

- *Mechanické spoje (rozebíratelné)*

  Mechanické spojení je realizováno pomocí různých druhů spon. Podle provedení je možné spony (mechanické spojky) rozlišovat na:

  - *kloubové spojky (jehlové spoje)* – na oba konce pásu jsou připevněny destičky (Obrázek 25 vlevo), nebo háčky (Obrázek 25 vpravo), které jsou spojeny spojovacím lankem či jehlou. Axiální zajištění tohoto spojení zajišťují speciálními podložky. Zřejmou výhodou tohoto provedení je rychlá možnost spojení a rozpojení pásu. Tento druh spojení se kvůli nízké zatížitelnosti používá v potravinářství a farmacii, kde není třeba přenášet tak vysoké tahy v pásu. Spojení přes destičkové spony dokáže přenášet maximální tahové

napětí 100 až 1250 N/mm. Háčkový spoj dokáže přenést maximálně 100 až 400 N/mm.

*Obrázek 25 Kloubové mechanické spojení pásu [27]*

- *pevné spojky (bezjehlové spoje)* – na horní a spodní straně pásu jsou dvě přímé destičky, které jsou spolu vzájemně pevně spojeny. Spojení destiček je provedeno pomocí nýtů či šroubů. (Obrázek 26) V praxi se používá spíše spojení pomocí nýtů, jelikož poškozují pás méně než šrouby. Provedení tohoto typu dokáže přenášet tahy pásu až 1600 N/mm a je proto používáno k těžké pásové dopravě (transport kamene, soli, písku, uhlí). Z důvodu pevného spojení je třeba použití většího hnacího a hnaného bubnu, než je potřeba u kloubového spoje. Kvůli snížení opotřebení bubnu těmito spojkami bývá spojovací materiál zapuštěn do destiček spojky, případně je chráněn krycí klapkou.

*Obrázek 26 Pevné mechanické spojení pásu [27]*

Mezi výhody mechanických spojů patří rychlá montáž spoje, rychlá oprava pásu, nízká cena a jednoduchost výroby. Nevýhodou je nižší zatížitelnost pásu a znečišťování pásu v místě spojení.

- *Vulkanizace (nerozebíratelné)*

  Vulkanizovaný spoj je velmi silný a spolehlivý. Dokáže mít srovnatelnou pevnost jako je pevnost celého pásu. Tento spoj je nerozebíratelný.

  - *Vulkanizace za tepla* – touto metodou je možné spojovat pás jak s textilními, tak s ocelovými vlákny. Spoj vytvořený touto metodou má nejlepší mechanické vlastnosti, nicméně je nejnákladnější na výrobu. Pro výrobu tahového spoje je třeba použít vulkanizační lis, který za působením tlaku a teploty spojí dopravní pás.

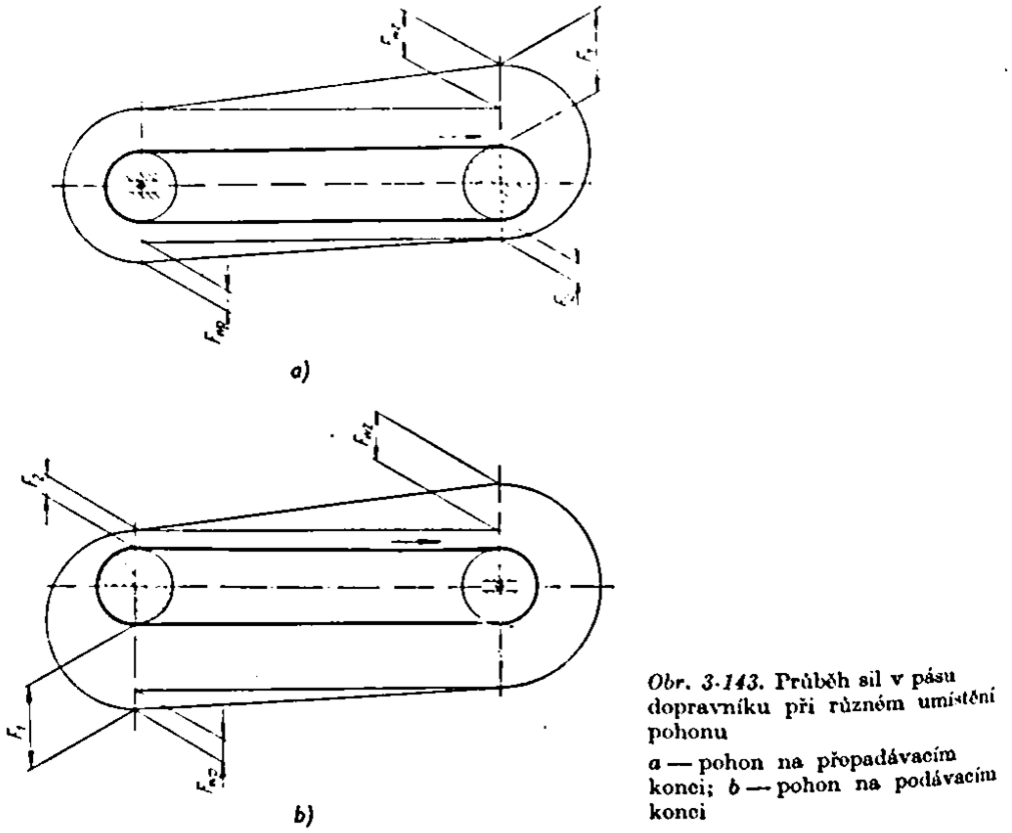
  - *Vulkanizace za studena* – tato metoda je levnější než vulkanizace za tepla, jelikož k jejímu použití není potřeba vulkanizační lis. Jedná se o lepení pomocí dvousložkových lepidel. Protože tato lepidla nedokážou odolávat vysokým teplotám je následná maximální pracovní teplota pásu 80°C. Touto metodou je možné spojovat pouze pás s textilními vlákny.

Hydraulický lis pro vulkanizaci za tepla je na obrázku 27 vlevo nahoře. Dále jsou na obrázku vidět typy spojů dopravních pásů vulkanizací – spoj ocelokordového pásu, prstový spoj jednovrstvého pásu a stupňový spoj vícevrstvého pásu. [27][28][29][30]

*Obrázek 27 Spojování pásu vulkanizací [30]*

## Poloha poháněcího bubnu

Umístění pohonu pásového dopravníku má zásadní vliv na životnost pásu potažmo celého dopravníku. Takzvané tlačné uspořádání (jedná se o odborné označení používané v dopravníkové terminologii, neznamená to, že by pás tlačil), kdy je pohon umístěn na začátku dopravníku (=na podávacím konci) výrazně namáhá dopravní pás (Obrázek 27, varianta b). Děje se tak kvůli tomu, že nedochází odlehčení pásu ve spodní větvi. Pás je namáhán v obou větvích. Jelikož je tažena i spodní větev snižuje se také účinnost celého dopravníku. Nejpříznivější umístění pohonu je na konci dopravníku ve výložné části. (Obrázek 27, varianta a) Tomuto uspořádání se říká tažné. Výhodou je, že je zatížena pouze horní větev pásu. V důsledku je pak tato poloha pohonu šetrnější k pásu. Další výhodou je vyšší účinnost než při variantě b) z obrázku 27, jelikož není mařen výkon na zbytečné tažení spodní větve dopravníku. [4]




*Obr. 3·143.* Průběh sil v pásu dopravníku při různém umístění pohonu
*a* — pohon na přepadávacím konci; *b* — pohon na podávacím konci

*Obrázek 28 Vliv polohy poháněcího bubnu [4]*

# 6. Teoretické východisko návrhových a kontrolních výpočtů

V následujících kapitolách jsou shrnuta teoretická východiska, ze kterých je odvozen návrhový a kontrolní výpočet dopravníku. Tato teoretická východiska jsou zde upravena pro aplikaci na konkrétní navrhovaný dopravník.

## 6.1. Eulerův vztah

Základním a zároveň nejdůležitějším vzorcem je Eulerův vztah pro vláknové tření. (Rovnice (1) a Obrázek 29)

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \tag{1}$$

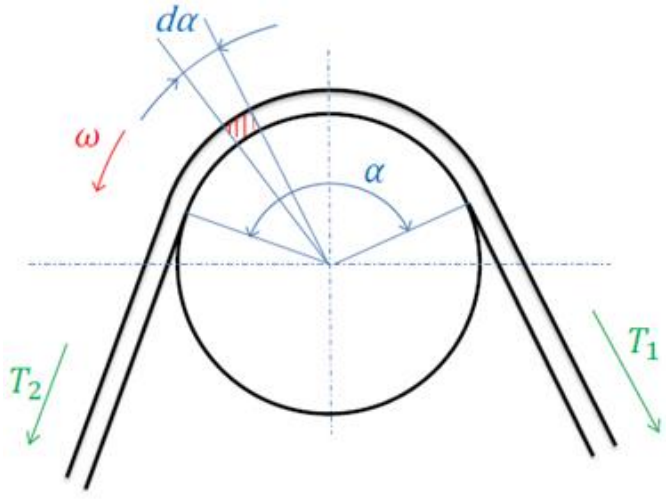
Tento vztah udává souvislost mezi následujícími parametry:

*μ [-]* součinitel tření mezi pásem a pláštěm bubnu

*α [rad]* úhel opásání

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

*$T_2$ [N]* tahová síla ve sbíhající větvi pásu




*Obrázek 29 Eulerův vztah pro vláknové tření [31]*

## 6.2. Namáhání pásu

Pás je za provozu vystaven kombinovanému namáhání. Jedná se o namáhání tahem, ohybem a odstředivými silami.

### 6.2.1. Tah

Pro tahové napětí v místě *i* platí následující vztah (Rovnice (2)) Průběhy napětí v jednotlivých místech jsou znázorněny na Obrázku 30.

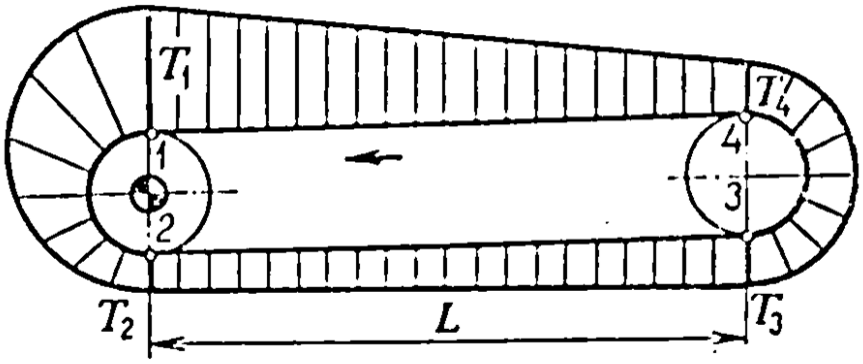
$$\sigma_{tgi} = \frac{T_i}{S_g} \tag{2}$$

kde platí:

$\sigma_{tgi}$ *[Nmm$^{-2}$]* Tahové napětí pásu v místě *i*

$T_i$ *[N]* Tahová síla v místě *i*

$S_g$ *[mm$^2$]* Průřez dopravního pásu



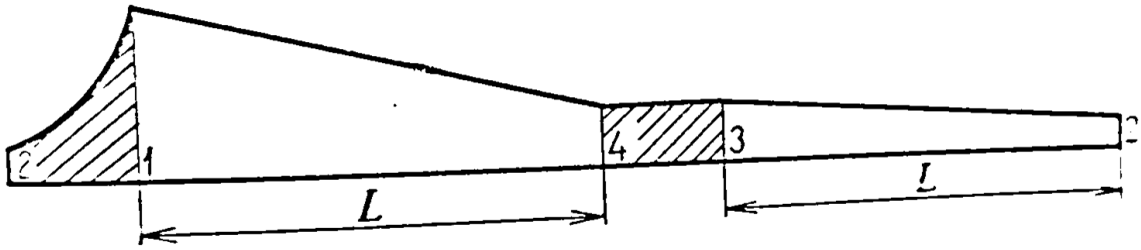

*Obrázek 30 Průběh tahového napětí v pásu [32]*

Při navrhování dopravníku je třeba vypočítat tah za poháněcí jednotkou. Tímto výpočtem totiž zjistíme přenositelnou velikost poháněcí síly z bubnu na pás. Dalším důležitým údajem, který je třeba zjistit, je velikost tahů v určitých důležitých místech. Tento údaj se pak používá při výpočtu protažení pásu. Toto protažení je pak třeba uvažovat, při návrhu napínání pásu, jelikož v případě přílišného protažení pásu a nedostatečného napínání může dojít ke ztrátě funkčnosti dopravníku. Více o napínání v kapitole 6.4 Napínání pásu.

**Diagram tahů v pásu**

Na Obrázku 30 vidíme znázornění velikostí tahového napětí v pásu v jednotlivých místech. Pomyslným „rozříznutím“ pásu v místě číslo 2 a následným natažením pásu do přímky získáváme rozvinutý diagram tahů v pásu. (Obrázek 31) Jelikož jsou úseky mezi body

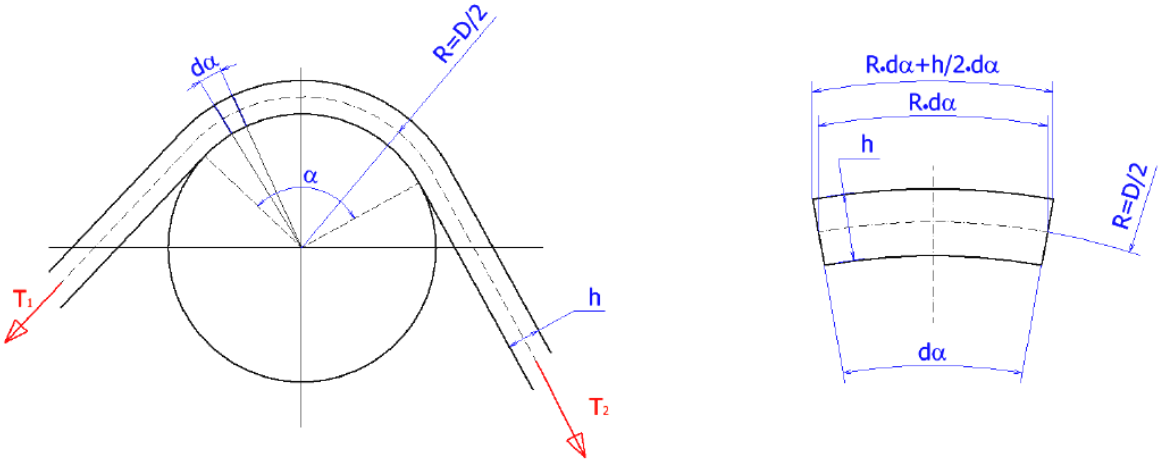
2-1 a mezi body 4-3 mnohonásobně menší než úseky mezi body 1-4 a mezi body 3-2, je možné tyto úseky zanedbat. Tímto zanedbáním vznikne Zjednodušený rozvinutý diagram tahů v páse. Výhodou tohoto diagramu je, že v měřítku ukazuje celkové protažení pásu. Více je o tomto protažení je diskutováno v kapitole 6.4.




*Obrázek 31 Rozvinutý diagram tahů v pásu [32]*

### 6.2.2. Ohyb

Výpočet ohybového napětí v pásu se určí dle Obrázku 32. Jak je vidět, tak na problém nahlížíme klasickým inženýrským přístupem. Je vyjmut malý díl pásu a následně je popsán.




*Obrázek 32 Určení ohybového napětí v pásu [31]*

Vycházíme z poměrné deformace pásu. (Rovnice (3))

$$\varepsilon_0 = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{\left(\frac{h}{2}\right) * d\alpha}{R * d\alpha} = \frac{h}{2R} = \frac{h}{D} \tag{3}$$

Pomocí které pak dosazením do Hookeova zákona dostáváme výsledné namáhání na ohyb (Rovnice (4)):

$$\sigma_{og} = E_g * \varepsilon_0 = E_g * \frac{h}{D} \tag{4}$$

kde platí:

*D [mm]* Průměr bubnu

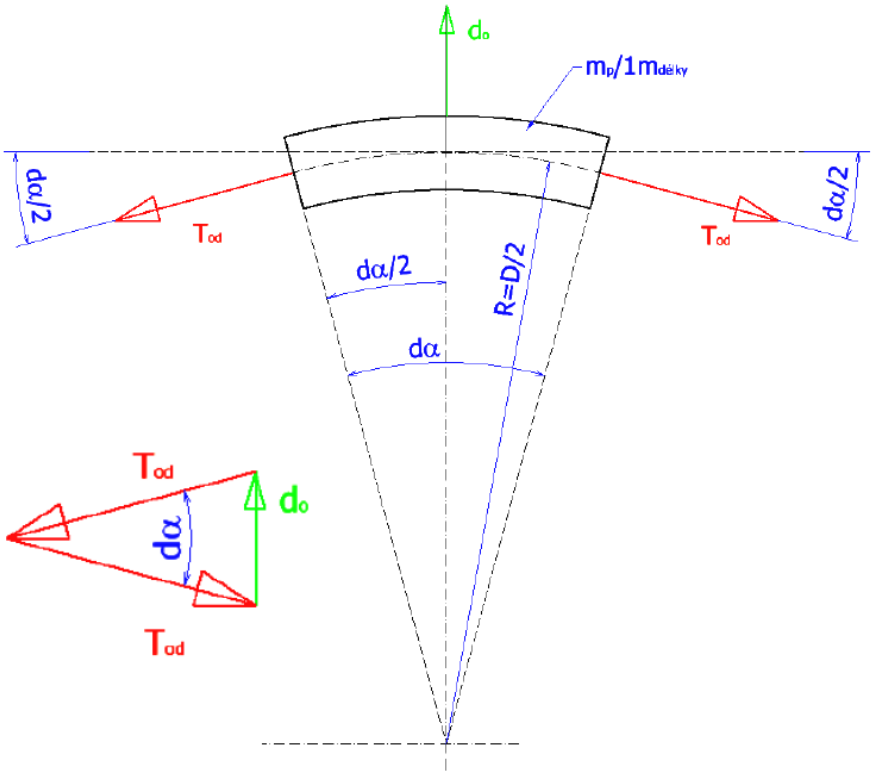
*h [mm]* Tloušťka pásu

*$\varepsilon_0$ [-]* Poměrná deformace způsobená ohybem

*$\sigma_{og}$ [$Nmm^{-2}$]* Ohybové napětí v pásu

### 6.2.3. Odstředivá síla

Pro výpočet namáhání pásu odstředivou silou využíváme opět inženýrský princip vyjmutí malého dílu pásu a následné analýze sil na něj působících. (Obrázek 33)




*Obrázek 33 Určení napětí v pásu od odstředivé síly [31]*

Nejprve si určíme hmotnost vyjmutého dílku (Rovnice (5))

$$dm = m_p * R * d\alpha \tag{5}$$

Dle Obrázku 32 pro odstředivou sílu $d_0$ platí následující vztah (Rovnice (6)):

$$d_0 = T_{od} * d\alpha \ \rightarrow T_{od} = \frac{d_0}{d\alpha} \tag{6}$$

Pro odstředivou sílu obecně platí (Rovnice (7)):

$$d_0 = dm * \frac{v^2}{R} \tag{7}$$

Následným dosazením Rovnice (5) do Rovnice (7) dostáváme:

$$d_0 = dm * \frac{v^2}{R} = m_p * R * d\alpha * \frac{v^2}{R} = m_p * d\alpha * v^2 \tag{7}$$

Poté dosazením získaného vztahu z Rovnice (7) do Rovnice (6) získáváme:

$$T_{od} = \frac{d_0}{d\alpha} = \frac{m_p * d\alpha * v^2}{d\alpha} = m_p * v^2 \tag{6}$$

Z tohoto vztahu pak vychází Rovnice (8) pro odstředivé namáhání pásu:

$$\sigma_{odg} = \frac{T_{od}}{S_g} = \frac{m_p * v^2}{S_g} \tag{8}$$

Následnou kombinací těchto tří namáhání dostáváme celkové napětí (Rovnice (9)):

$$\sigma_g = \sigma_{tgi} + \sigma_{og} + \sigma_{odg} \tag{9}$$

Přičemž platí, že:

*dm [kg]* Hmotnost vyjmutého dílku pásu

*$m_p$ [kg/m]* Hmotnost pásu na metr délky

*R [m]* Poloměr bubnu

*v [m/s]* Okamžitá rychlost pásu

$d_o$ *[N]* Odstředivá síla na dílek pásu

$T_{od}$ *[N]* Tahová složka síly od odstředivých účinků

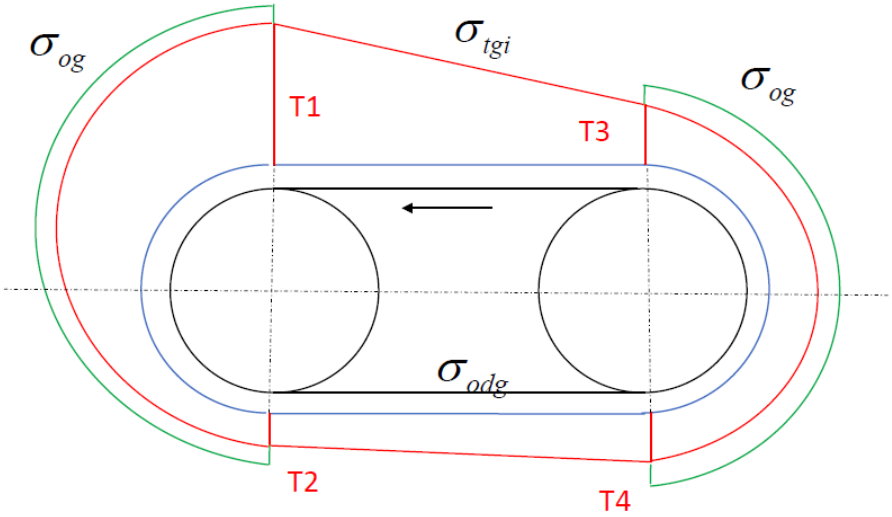
$\sigma_g$ *[Nmm$^{-2}$]* Celkové namáhání pásu

$\sigma_{tgi}$ *[Nmm$^{-2}$]* Tahové napětí pásu v místě *i*

$\sigma_{og}$ *[Nmm$^{-2}$]* Ohybové napětí v pásu

$\sigma_{odg}$ *[Nmm$^{-2}$]* Odstředivé namáhání pásu

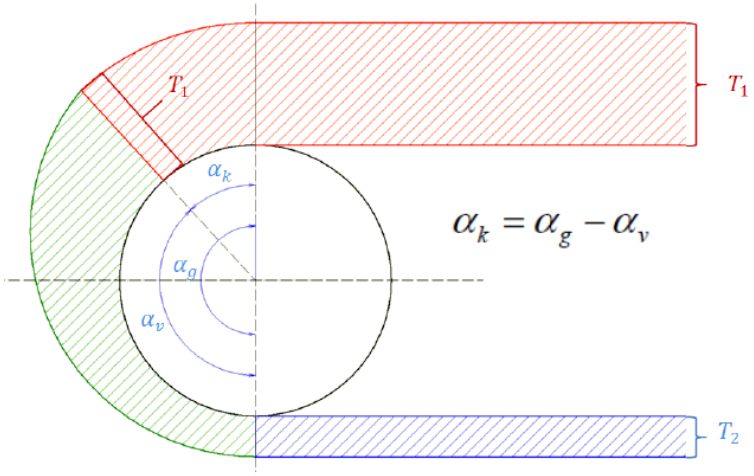
Grafické znázornění kombinace těchto napětí je na Obrázku 34. Jak je vidět, nejvýraznějším namáháním pásu je na tah. Z Rovnice (4) lze pozorovat, že ohybové napětí v pásu narůstá použitím malého průměru bubnu při velké tloušťce pásu. Kvůli dostatečné eliminaci vnášení ohybových napětí do pásu výrobci většinou udávají minimální průměr bubnu. Odstředivé namáhání pásu stoupá s rychlostí přepravy kvadraticky (Rovnice (8)). Tento problém je třeba řešit v případě těžké (dálkové) pásové dopravy, kde jsou dopravované rychlosti několikanásobně větší než u lehké (technologické) pásové dopravy, kde odstředivé síly bývají zanedbatelné. Z důvodu, že se jedná o lehkou (technologickou) pásovou dopravu, je možné odstředivé síly z důvodu nízké dopravované rychlosti zanedbat. Stejně tak je možné v případě použití minimálního předepsaného průměru bubnu, který udává výrobce pásů, zanedbat ohybové napětí. Z uvedených důvodů budu počítat namáhání pásu pouze na tah.




*Obrázek 34 Celkové namáhání pásu [31]*

## 6.3. Úhel opásání

Z Eulerova vztahu avizovaném v kapitole 6.1 víme, že na velikost maximální přenášené síly má vliv úhel opásání bubnu. Tento geometrický úhel opásání ($\alpha_g$) je součtem tzv. využitého ($\alpha_v$) a klidového ($\alpha_k$) úhlu opásání. V případě, že využitý úhel opásání je menší než geometrický úhel opásání, dochází k prokluzu a plazení pásu. Mezním případem je, když je geometrický úhel opásání roven využitému úhlu opásání. V tomto případě je pásem přenášena maximální možná síla.




*Obrázek 35 Úhel opásání [31]*

Maximální síla přenášená pásem vychází ze dvou základních rovnic. Z Eulerova vztahu a z Rovnice (10), které udává celkový pohybový odpor pásu.

$$F_0 = T_1 - T_2 \tag{10}$$

Následujícími úpravami a dosazením Eulerova vztahu do Rovnice (10) získáváme vztah pro maximální sílu přenášenou pásem. (Rovnice (11))

$$F_0 = T_1 - T_2 \rightarrow T_1 = F_0 + T_2 \tag{10}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \rightarrow T_1 = T_2 * e^{\mu\alpha} \tag{1}$$

$$F_0 + T_2 = T_2 * e^{\mu\alpha}$$

$$F_0 = T_2 * e^{\mu\alpha} - T_2$$

$$F_{max} = T_2 * (e^{\mu\alpha} - 1) \tag{11}$$

kde platí:

$F_0$ *[N]* celkový pohybový odpor pásu

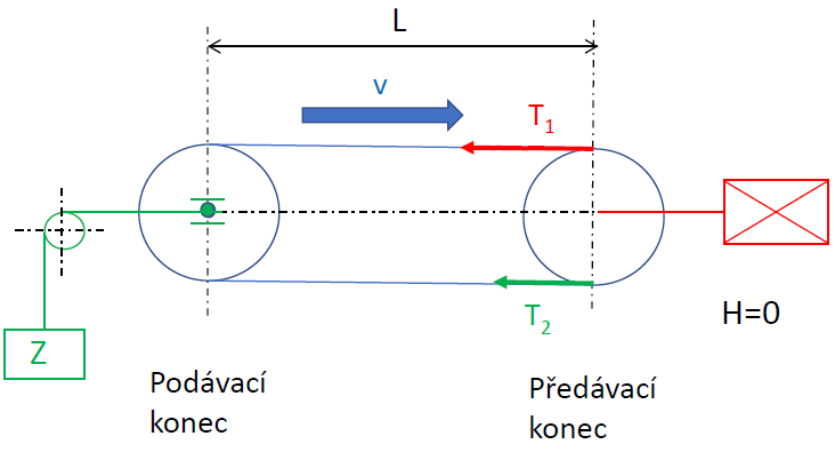
$T_1$ *[N]* tahová síla v nabíhající větvi pásu

$T_2$ *[N]* tahová síla ve sbíhající větvi pásu

$F_{max}$ *[N]* maximální síla přenášená pásem

## 6.4. Napínání pásu

Pro správnou funkčnost pásového dopravníku je třeba, aby bylo možné pásem přenášet požadované síly. V případě, že pás není dostatečně předepnut (tedy tahová síla $T_2$ ve sbíhající větvi nemá dostatečnou velikost), spodní větev se prověsí a začne docházet k prokluzu. Dalším důležitým aspektem, který je třeba brát v potaz při návrhu napínací síly, je fakt, že pás je pružný, a tudíž se bude v průběhu času za působení různých zatížení postupně prodlužovat. Tento fakt je třeba mít na paměti a navrhnout předepnutí tak, aby i po „vytahání“ pásu byl hnací buben schopen přenášet hnací sílu a aby nedocházelo k již zmíněnému prokluzu.




*Obrázek 36 Síly při napínání pásu [31]*

V případě tlačného uspořádání by silové vztahy vycházely jinak, nicméně z důvodů popsaných v kapitole věnované poloze poháněcího bubnu je zvoleno použití takzvaného tažného uspořádání, a tudíž bude popsáno jen toto uspořádání.

$$T_1 = \frac{Z}{2} + F_0 \tag{12}$$

$$T_2 = \frac{Z}{2} \tag{13}$$

kde platí:

*$F_0$ [N]* celkový pohybový odpor pásu

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

*$T_2$ [N]* tahová síla ve sbíhající větvi pásu

*Z [N]* napínací síla dopravníku

Dosazením Rovnice (13), která udává sílu $T_2$ pro tažné uspořádání do vztahu pro sílu přenášenou pásem (Rovnice (11)) dostáváme:

$$F_0 = \frac{Z}{2} * (e^{\mu\alpha} - 1) \tag{14}$$

Následnou úpravou dostáváme vztah pro minimální napínací sílu dopravníku:

$$Z_{min} = F_0 * \frac{2}{e^{\mu\alpha} - 1} \tag{14}$$

Dle odborné literatury (Dražan a kolektiv – zdroj [32]) se doporučuje volit napínací sílu volit dle následující Rovnice (15):

$$Z = (1{,}4\ až\ 1{,}5) * Z_{min} \tag{15}$$

Toto zvýšení původní vypočtené minimální napínací síly o 40 až 50 % slouží k pokrytí dynamických účinků rozbíhajícího se pásu.

Protažení pásu počítáme jako součet protažení horní a spodní větve. Pro zjištění jednotlivých protažení použijeme diagram z kapitoly 6.2.1 Tah.

$$\Delta l = \Delta l_{1-4} + \Delta l_{3-2} \tag{16}$$

$$\Delta l_{1-4} = L * \frac{T_1 + T_4}{2 * E_g * S_g} \quad (17)$$

$$\Delta l_{3-2} = L * \frac{T_3 + T_2}{2 * E_g * S_g} \quad (18)$$

A protože $T_4 = T_3$ pak platí:

$$\Delta l = L * \frac{T_1 + T_2 + 2 * T_3}{2 * E_g * S_g} \quad (19)$$

Tento vztah vychází z Hookeova zákona, přičemž zatížení, které je dělené konstantním Youngovým modulem a průřezem pásu, je počítáno jako plocha pod křivkou Zjednodušeného rozvinutého diagramu tahů v páse. [31][32]

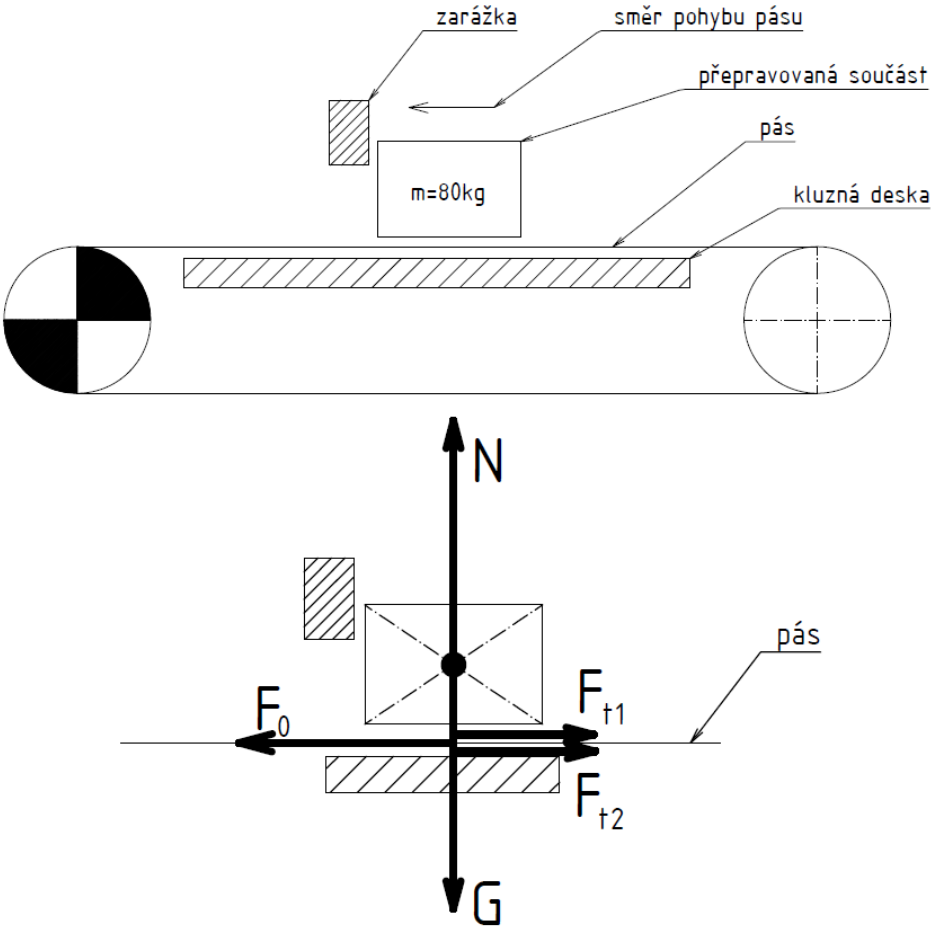
## 6.5. Provozní stavy

Technologický pásový dopravník může mít dva provozní stavy. Prvním stavem je normální režim, kdy je přepravovaná součást přesouvána. V tomto případě nedochází k relativnímu pohybu mezi součástí a pásem, nicméně mezi pásem a kluznou deskou k relativnímu pohybu dochází. Tento relativní pohyb způsobuje tření mezi pásem a kluznou deskou. Druhým stavem je akumulační režim, ve kterém přepravovaná součást stojí. Prakticky je akumulační režim realizovatelný zarážkou, o kterou se součást na dopravníku zastaví. Přestože však součást stojí, pás pod ní se stále hýbe. Pro tuto variantu tudíž platí, že dochází zároveň k relativnímu pohybu mezi součástí a pásem a zároveň k relativnímu pohybu mezi pásem a kluznou deskou. Tento akumulační režim, má za následek to, že je do obvodu vnášená odporová třecí síla dvakrát (první z tření mezi součástí a pásem a druhá z tření mezi pásem a kluznou deskou). Aby byl akumulační režim realizovatelný je třeba tomu také uzpůsobit volbu pásu. Mezi pásy pouze pro normální režim a pásy které akumulační režim povolují jsou viditelné rozdíly. Pásy nepovolující akumulační režim, mívají horní vrstvu uzpůsobenou tak, aby měla co největší součinitel tření. V případě že by byl použit akumulační režim při použití pásu určeného pouze k normálnímu režimu, by došlo k poškození pásu. A právě proto, že pás bývá jednou z nákladnějších částí dopravníku (kapitola 5.3.6 Pás), tak je třeba navrhnout pás právě s ohledem na to, jestli bude či nebude

realizovaný akumulační režim. Pásy, které jsou vyráběné pro akumulační režim, mají horní vrstvu s nižším koeficientem tření. Důvodem je právě snaha o co nejšetrnější zacházení s pásem. Ukázky různých druhů pásů jak pro akumulační, tak pro normální režim, jsou na Obrázku 37.

*Obrázek 37 Spodní (vlevo) a vrchní (vpravo) vrstvy pásů [autor]*

Při výpočtu celkového pohybového odporu pásu pro akumulační režim vycházíme z následujícího schématu a z jeho uvolnění (Obrázek 38):




*Obrázek 38 Uvolnění pro výpočet celkového pohybového odporu [autor]*

Z uvolnění na obrázku 38 dostáváme rovnovážné rovnice:

X: $$0 = F_{t1} + F_{t2} - F_0 \quad (20)$$

Y: $$0 = N - G \quad (21)$$

Přičemž platí, že:

$$G = m * g \quad (22)$$

$$F_{t1} = N * f_1 \quad (23)$$

$$F_{t2} = N * f_2 \quad (24)$$

Dále pak úpravou rovnovážných rovnic a následným dosazením vztahů 22,23 a 24 dostáváme:

Y: $$N = G \quad (21)$$

X: $$F_0 = F_{t1} + F_{t2} = N * f_1 + N * f_2 = m * g * (f_1 + f_2) \quad (20)$$

přičemž platí:

*$F_0$ [N]* celkový pohybový odpor pásu

*$F_{t1}$ [N]* třecí síla mezi přepravovanou součástí a pásem

*$F_{t2}$ [N]* třecí síla mezi pásem a kluznou deskou

*G [N]* gravitační síla vyvolaná hmotností přepravované součásti

*N [N]* normálová síla

*$f_1$ [-]* součinitel tření mezi přepravovanou součástí a pásem

*$f_2$ [-]* součinitel tření mezi pásem a kluznou deskou

V případě, že by se technologický dopravník neumožňoval akumulační režim, vztahy by byly stejné. Jedinou změnou by bylo že by třecí síla *$F_{t1}$* byla nulová, protože by z principu funkce nedocházelo k relativnímu pohybu přepravované součásti a pásu. [31][32]

# 7. Realizace návrhových výpočtů

Mnou řešený dopravník bude mít pohon na přepadávacím konci, tudíž se bude jednat o takzvané tažné uspořádání. Volím tak z důvodů vysvětlených v kapitole 5.3.6. Úhel opásání bude 180°, jelikož se jedná o technologický dopravník, u kterého nebude třeba zvyšovat maximální přenášenou sílu pomocí zvětšení úhlu opásání. Napínání pásu je realizováno vrátkem. Akumulační režim dopravníku je povolen. Z tohoto důvodu musí být vybrán pás u kterého musí být zohledňován relativní pohyb přepravované součásti a pásu. Dále bude potřeba z důvodu možnosti akumulačního režimu navrhnout dostatečný pohon.

Pro tento dopravník byl po konzultaci s vedoucím práce zvolen pás s označením 2M5 U0-U0 HP A. Více informací o volbě pásu je v kapitole 9.1 Volba pásu. Z katalogu dostupného jako Příloha 1 vyčteme následující parametry (Tabulka 2):

*Tabulka 2 Vybrané parametry pásu*

| | Hodnota | Jednotky |
|---|---|---|
| Celková tloušťka ***(h)*** | 1,00 | mm |
| Hmotnost ***(m)*** | 1,00 | kg/m$^2$ |
| Prodloužení o 1% | 6 | N/mm |
| Maximální přípustný tah | 12 | N/mm |
| Minimální provozní teplota | -30 | °C |
| Maximální provozní teplota | 110 | °C |
| Minimální průměr bubnu | 16 | mm |
| Součinitel tření mezi přepravovanou součástí a pásem ***($f_1$)*** | 0,25 | - |
| Součinitel tření mezi pásem a kluznou deskou ***($f_2$)*** | 0,20 | - |
| Součinitel tření mezi pásem a ocelovým bubnem ***($\mu$)*** | 0,20 | - |

## 7.1. Výpočet namáhání pásu na tah

Jak již bylo vysvětleno v teoretické části, omezím se při výpočtu namáhání pásu na tah. Jelikož je třeba aby dopravník fungoval i v akumulačním režimu, je třeba uvažovat síly v pásu právě v tomto stavu, protože pro variantu normálního provozu bude pás namáhán

méně. Vycházím tedy ze vzorce pro celkový pohybový odpor pásu, který jsem odvodil v teoretické části (Rovnice (20)):

$$F_0 = m * g * (f_1 + f_2) = 80 * 9{,}81 * (0{,}25 + 0{,}20) = 353{,}16\ N\ \cong \mathbf{355\ N} \qquad (20)$$

Z Rovnice (11) získáváme vyjádřením $T_2$ a následným dosazením ostatních hodnot:

$$F_0 = T_2 * (e^{\mu\alpha} - 1) \rightarrow T_2 = \frac{F_0}{e^{\mu\alpha} - 1} \qquad (11)$$

$$T_2 = \frac{F_0}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{353{,}16}{e^{0{,}2*\pi} - 1} = 403{,}86\ N \cong \mathbf{405\ N}$$

Z Eulerova vztahu (Rovnice (1)) pak dostáváme:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \rightarrow T_1 = T_2 * e^{\mu\alpha} \qquad (1)$$

$$T_1 = T_2 * e^{\mu\alpha} = 403{,}86 * e^{0{,}2*\pi} = 757{,}02\ N \cong \mathbf{760\ N}$$

Následně provedeme kontrolu dosazením do Rovnice (10) pro celkový pohybový odpor pásu:

$$F_0 = T_1 - T_2 \qquad (10)$$

$$353{,}16 = 757{,}02 - 403{,}86$$

$$355 = 760 - 405$$

## 7.2. Výpočet napínací síly

Minimální napínací sílu číselně dopočítáme z Rovnice (14):

$$Z_{min} = F_0 * \frac{2}{e^{\mu\alpha} - 1} = 353{,}16 * \frac{2}{e^{0{,}2*\pi} - 1} = 807{,}72\ N \cong \mathbf{810\ N} \qquad (14)$$

Dle doporučení odborné literatury [32] dále dle vztahu (15) volím napínací sílu:

$$Z = (1{,}4\ až\ 1{,}5) * Z_{min} = 1{,}5 * 810 \cong \mathbf{1200\ N} \qquad (15)$$

Při použití této napínací síly, platí že:

$$T_1 = \frac{Z}{2} + F_0 = \frac{1200}{2} + 355 = \mathbf{955\ N} \quad (12)$$

$$T_2 = \frac{Z}{2} = \frac{1200}{2} = \mathbf{600\ N} \quad (13)$$

### 7.2.1. Kontrola pásu proti přetržení

Kontrolu pásu proti přetržení provedu pro nejhorší možnou variantu, což je nejužší pás (šířka B = 200 mm). Všechny ostatní varianty by vycházely lépe. Maximální přípustný tah je dle výrobce pásu 12 N/mm, což nám při šířce B = 200 mm dává maximální možný tah v pásu 2400 N. V tomto dopravníku je maximální síla v páse $T_1$ o velikosti 955 N. Bezpečnost proti přetržení pásu je tudíž přibližně 2,5.

## 7.3. Výpočet prodloužení pásu

Pro tento výpočet budu jako vstupní předpoklad brát následující rozměry dopravníku: šířka B = 200 mm, délka L = 6000 mm. Výpočet není proveden tak jak bylo uvedeno v teoretické části, protože výrobce pásu neudává Youngův modul pružnosti pásu. Prodloužení pásu počítám pro tyto hodnoty šířky a délky pásu, protože pro jakoukoliv jinou kombinaci rozměrů budou vycházet prodloužení pásu nižší a tudíž příznivější. V katalogu (Příloha 1) se můžeme dočíst, že síla 6 N způsobí prodloužení pásu, jehož šířka je 1 mm o 1 %. V případě šířky pásu 200 mm to znamená, že prodloužení pásu o 1 % by vyvolala síla o velikosti 1200 N. Prodloužení pásu od celkového zatížení v horní větvi se spočítá následovně:

1200 N …… 1 %

355 N (=$F_0$) ……..x %

$$x = \frac{355}{1200} = 0{,}2958\ \%$$

$$\Delta l = \frac{0{,}2958}{100} * L_{1-4} = \frac{0{,}2958}{100} * 4000 = \mathbf{11{,}8\ mm}$$

Prodloužení pásu od předepnutí:

1200 N …… 1 %

600 N (=$T_2$) ……..x %

$$x = \frac{600}{1200} = 0{,}5\ \%$$

$$\Delta l = \frac{0{,}5}{100} * (L_{1-4} + L_{2-3}) = \frac{0{,}5}{100} * (6000 + 6000) = \mathbf{60\ mm}$$

Vlivem používání se s postupem času začne pás vytahávat. Doporučuje se proto volit místo výrazně delší, než je třeba pro předepnutí nového pásu na začátku při uvádění do provozu. (A to až dvojnásobně).

## 7.4. Výpočet potřebného krouticího momentu

Průměr hnacího bubnu se u většiny výrobců technologických pásových dopravníků pohybuje kolem 40 a 50 mm. Volím proto průměr 50 mm. Krouticí moment, který je třeba dodávat z hnacího bubnu na pás se spočítá z následujícího vztahu (Rovnice (25)):

$$M_k = F_0 * \frac{D}{2} = 355 * \frac{0{,}05}{2} = \mathbf{8{,}9\ Nm} \qquad (25)$$

kde platí:

$M_k$ *[Nm]* krouticí moment hnacího bubnu

$F_0$ *[N]* celkový pohybový odpor pásu

*D [m]* průměr hnacího bubnu

## 7.5. Výpočet pohonu

Při návrhu jednotlivých parametrů elektromotoru a převodovky je nutné brát v potaz rychlost, kterou se má pás dopravníku (a tudíž i přepravovaná součást) pohybovat. Jedním z nejdůležitějších parametrů pro realizování požadované rychlosti dopravníku je proto převodový poměr. Právě převodovka způsobí snížení původních otáček a zvýšení krouticího momentu na výstupním hřídeli pohonu potažmo na hnacím bubnu. Ve většině průmyslových aplikací se používá trojfázový asynchronní elektromotor, který je obvykle

čtyřpólový. Z důvodu nejlepší ceny a z důvodu použitelnosti tohoto druhu elektromotoru nemá smysl uvažovat žádné jiné varianty. Pro čtyřpólový elektromotor platí, že teoretické otáčky při frekvenci sítě 50 Hz jsou 1500 $min^{-1}$. Vlivem skluzu jsou pak provozní otáčky při jmenovitém výkonu vždy o něco nižší. Abychom spočítali převodový poměr potřebný k realizaci určité rychlosti pásu, jsou třeba znát jmenovité otáčky elektromotoru a otáčky hnacího bubnu. Právě pro otáčky hnacího bubu platí následující vztah (Rovnice (26)), který je odvozený ze základních vzorců pro úhlovou rychlost:

$$\omega = \frac{v}{R} = 2 * \pi * n_2 \rightarrow n_2 = \frac{v}{R * 2 * \pi} \tag{26}$$

kde platí:

*ω [rad/min]* úhlová rychlost hnacího bubnu

*v [m/min]* rychlost pásu

*R [m]* poloměr hnacího bubnu

$n_2$ *[1/min]* otáčky hnacího bubnu

Protože je dle zadání potřeba řešit rychlost dopravníku od 6 m/min do 18 m/min (s krokem po 3 m/min), uvádím konkrétní výpočet otáček hnacího bubnu pro dopravovanou rychlost 6 m/min.

$$n_2 = \frac{v}{R * 2 * \pi} = \frac{6}{0{,}025 * 2 * \pi} = \mathbf{38{,}20\ ot/min} \tag{26}$$

Pro ostatní rychlosti dopravníku se otáčky hnacího bubnu spočítají dosazením do stejného vzorce a jsou zobrazeny v Tabulce 3.

*Tabulka 3 Otáčky hnacího bubnu*

| Rychlost dopravníku [m/min] | 6 | 9 | 12 | 15 | 18 |
|---|---|---|---|---|---|
| Otáčky hnacího bubnu [1/min] | 38,20 | 57,30 | 76,39 | 95,49 | 114,59 |

Kvůli volbě typu převodovky je třeba znát jaké převodové poměry budou pro realizaci pásového dopravníku potřeba. Kvůli orientačnímu výpočtu převodových poměrů budu

uvažovat otáčky elektromotoru $n_1 = 1500\ min^{-1}$. Jelikož se jedná pouze o výpočet, který má za cíl zjistit typ převodovky, je možné tuto hodnotu použít, přestože takovýchto otáček motor nikdy nedosáhne. Výpočet provedeme podle Rovnice (27) pro převodový poměr:

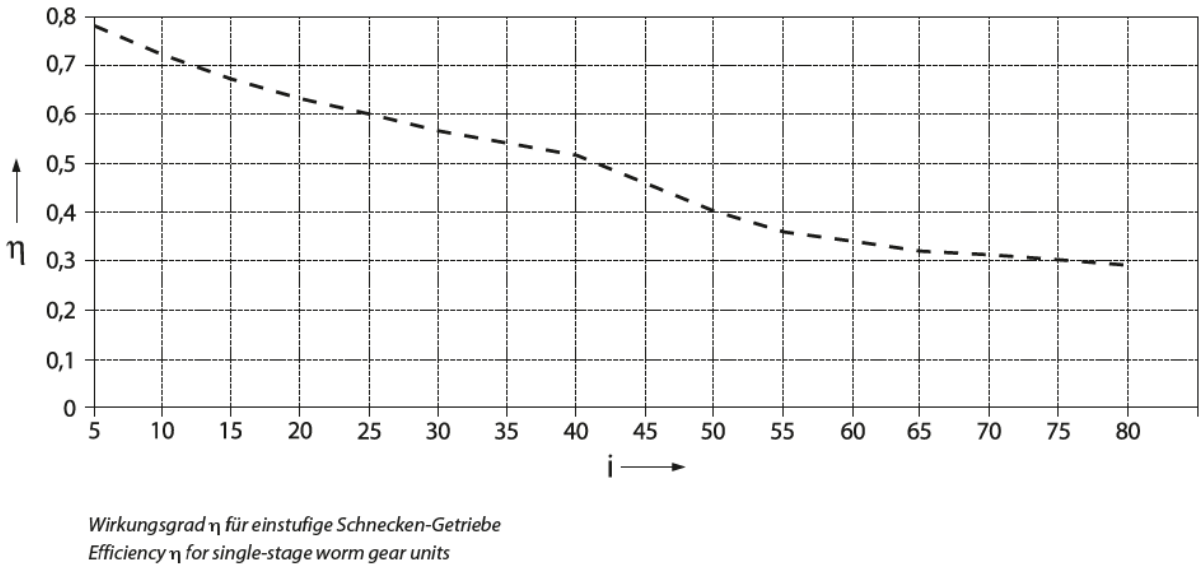
$$i = \frac{n_{vstup}}{n_{výstup}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1500}{38{,}20} = \mathbf{39{,}27} \tag{27}$$

Pro ostatní rychlosti dopravníku jsou orientační převodové poměry dány následující Tabulkou 4.

*Tabulka 4 Orientační převodové poměry*

| Rychlost dopravníku [m/min] | 6 | 9 | 12 | 15 | 18 |
|---|---|---|---|---|---|
| Orientační převodový poměr [-] | 39,27 | 26,18 | 19,64 | 15,71 | 13,09 |

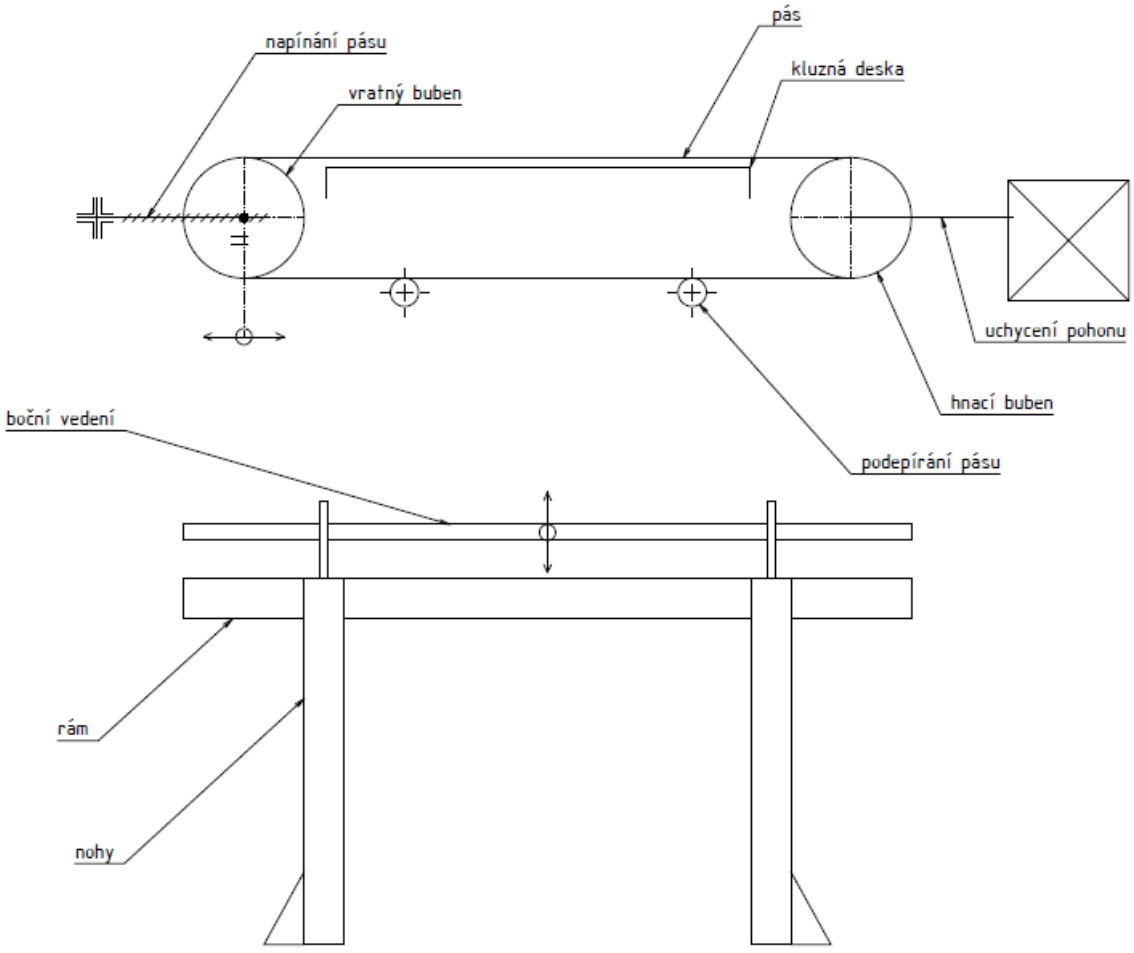
Vzhledem k tomu, že se jedná o poměrně vysoké převodové poměry, volím si jako pohonnou jednotku elektromotor se šnekovou převodovkou. Výhodou této volby je malý zástavbový prostor pro pohon př realizovatelných vysokých převodových poměrech. Nevýhodou je nižší účinnost, která je podstatně nižší než u čelního ozubení. Závislost účinnosti na převodového poměru pro jednostupňovou šnekovou převodovku je na Obrázku 39. Více detailů ohledně volby pohonu je diskutováno v kapitole 9.2. Volba pohonu.




*Obrázek 39 Závislost účinnosti na převodovém poměru jednostupňové šnekové převodovky [33]*

# 8. Konstrukce dopravníku

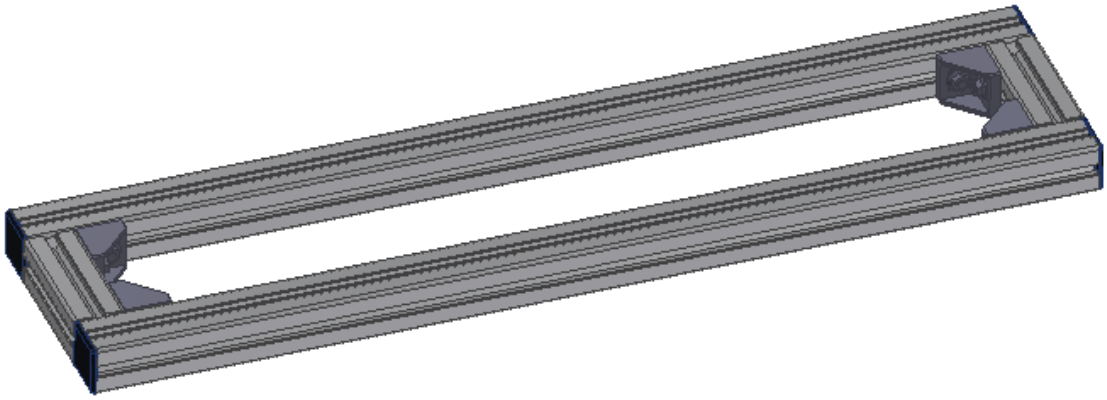
Tato kapitola pojednává o konstrukčním řešení pásového dopravníku a popisuje důležité konstrukční uzly. Detailní popis volby jednotlivých komponent je v následující kapitole 9. Dopravník obsahuje následující konstrukční podsestavy a díly: **rám**, **napínání** pásu, **vratný buben**, **kompenzace vybočování** pásu, **uchycení pohonu**, **hnací buben**, **kluzná deska**, **pás**, **nohy**, **podepírání pásu** a **boční vedení**. Schéma na následujícím obrázku je pro přehlednost rozděleno na dvě menší schémata. Kde horní schéma ukazuje všechny důležité povětšinou pohyblivé komponenty dopravníku a spodní schéma zobrazuje povětšinou statické prvky.




*Obrázek 40 Schéma konstrukčního provedení [autor]*

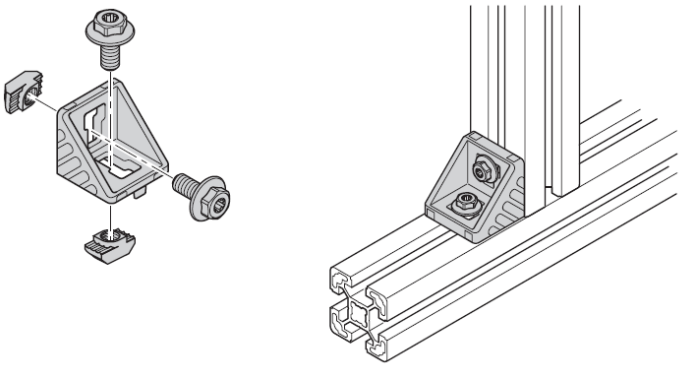
## 8.1. Rám

Základní rám se skládá z podélných a příčných profilů. V obou případech se jedná o profil 45x45L. Tento profil je jedním z nejpoužívanějších hliníkových profilů, a tudíž bude i nejdostupnější a cenově příznivý. Jedná se o profil s drážkou na každé straně (4 drážkový).



*Obrázek 41 Konstrukce rámu [autor]*

Podélné a příčné profily jsou spolu vzájemně spojeny pomocí úhelníků. Montáž základního rámu probíhá tak, že se do drážek vloží T matice, přiloží se úhelníky a následně se šrouby s límcem našroubují do vložených matic. Výhodou použití úhelníků je, že není potřeba vrtat díry do profilu, jak je tomu při použití centrál šroubu. Další výhodou oproti spojení centrál šroubem je to, že je při povolení šroubů s límcem možné umístit příčný profil na libovolnou pozici.

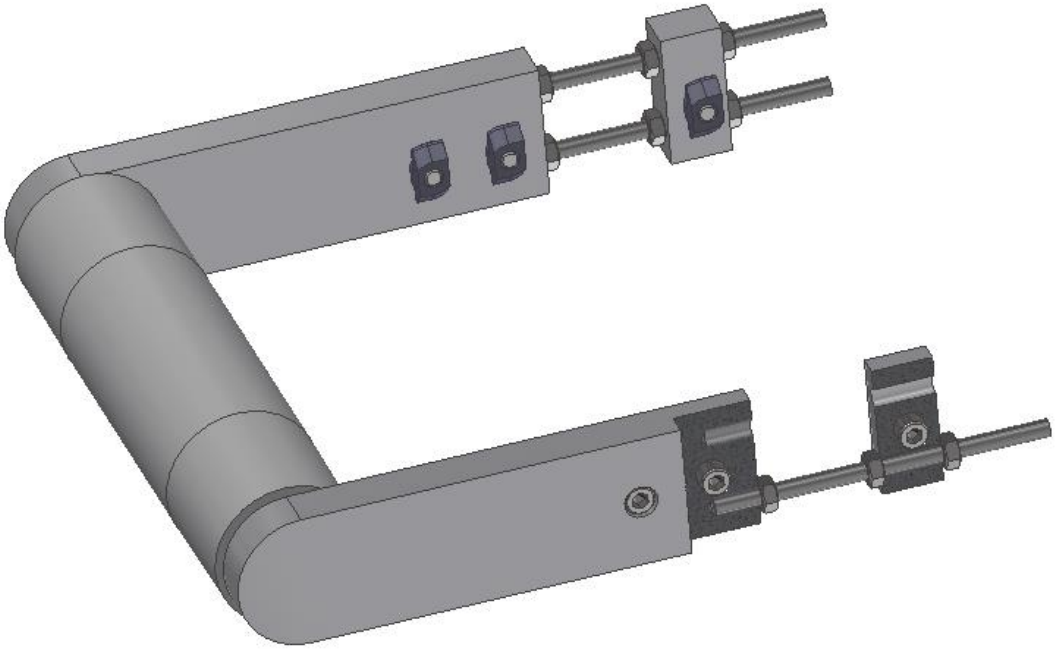


*Obrázek 42 Spojení pomocí úhelníků [22]*

Důležitá věc, na kterou je třeba myslet při montáži, je to, aby byly krajní příčné profily mírně přesazeny od čel podélných profilů. To je potřeba kvůli možnosti následné montáže kluzné desky, která má na koncích v místě uchycení rádius. Ten by v případě že by čela podélných profilů lícovala s bokem příčného profilu nemohl dosednout na bok příčného profilu kvůli ostrým hranám čel podélných profilů.

## 8.2. Napínání pásu

Napínání pásu je realizováno pomocí dvou závitových tyčí M6 dle DIN 976 na každé straně. Při montáži jsou závitové tyče našroubovány do desky, tato pozice je následně zalepena lepidlem Loctite, a poté je zajištěna šestihrannou maticí M6. Dále je našroubována ještě jedna matice tak, aby po smontování byla vlevo od opěrné destičky. (Všechny popisované pozice matic se týkají místa částečného řezu) Závitové tyče nasadíme do průchozích děr, které jsou v opěrných destičkách a následně našroubujeme poslední matici, která bude vpravo od opěrné destičky.

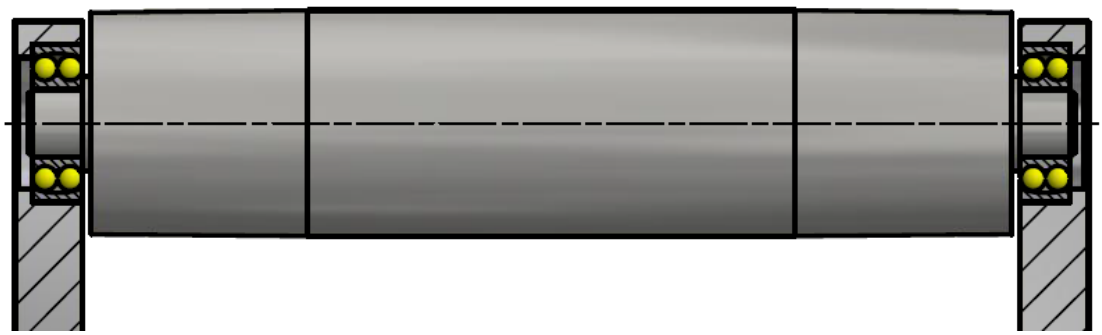


*Obrázek 43 Napínání pásu [autor]*

Na obrázku 43 vidíme ústrojí pro napínání pásu. Z hlediska technického kreslení jsem pro přehlednost obrázku vynechal šrafování v částečném řezu. Jedná se o dvě shodné desky, ve kterých jsou z boku umístěna ložiska pro vratný buben. Z jejich čel jsou našroubovány závitové tyče. Napínání či povolování pásu je možné právě pomocí matic nalevo a napravo od opěrné destičky. Při napínání pásu je třeba dostatečně povolit matici vpravo. Poté je možné realizovat samotné napínání maticí vlevo od opěrné destičky. „Povolováním“ matice vlevo se začne odtlačovat deska s ložiskem od opěrné destičky, a tudíž se začne pás napínat. Obdobným způsobem funguje povolování pásu. Uchycení k rámu je realizováno pomocí inbus šroubů DIN 912 - M6x20 a pomocí speciálních T matic M6, od firmy Bosch Rexroth.

## 8.3. Vratný buben

Vratný buben je uložen ve dvou naklápěcích kuličkových ložiskách. Vnitřní kroužky ložisek se opírají o malé osazení, jehož šířka je 2 mm. Toto osazení musí být dostatečně široké, protože, kdyby nebylo, tak vlivem natočení bubnu v ložiscích by mohlo dojít k nežádoucímu kontaktu čela vratného bubnu a desky. Jelikož budou ložiska pracovat v celkem nízkém zatížení, volil jsem je co nejmenší. Je třeba ale brát zřetel na to, že volbou malého ložiska vzniká na hřídeli velký vrub, proto bylo zvoleno takové řešení, které tyto dvě věci bere v potaz. Jedná se o ložisko od firmy SKF 1202 ETN9. Detailněji je volba ložiska popsaná v kapitole 9. Vnější kroužky ložisek se opírají o osazení v desce. Opěrné plochy kroužků jsem volil dle doporučení výrobce. Přípustné úhlové naklopení těchto ložisek je 2,5°. Kvůli eliminaci sjíždění pásu do stran se na vratném bubnu může udělat bombírování. Jelikož by ale výroba konkrétního tvaru, které bombírování vyžaduje, byla obtížná, jsou na krajích vysoustruženy kuželové plochy, jejichž výroba je jednodušší a mají podobný účinek jako bombírování. Průměr vratného bubnu musí být dle Přílohy 1 (Katalog výrobce pásu) minimálně 16 mm. Z konstrukčních a zástavbových důvodů volím průměr bubnu 50 mm. Volbou tohoto průměru je také zajištěna možnost použití jiných druhů pásu. Buben je vyráběn z kruhové ocelové hlazenky. Právě díky použití tohoto polotovaru je snížen potřebný čas na obrábění, kdy je potřeba pouze odhrubovat části na krajích hřídele a poté kopírovacím nožem načisto obrobit plochy pod ložiska a kuželové plochy pro příčnou stabilizaci pásu. Povrch bubnu je hladký.

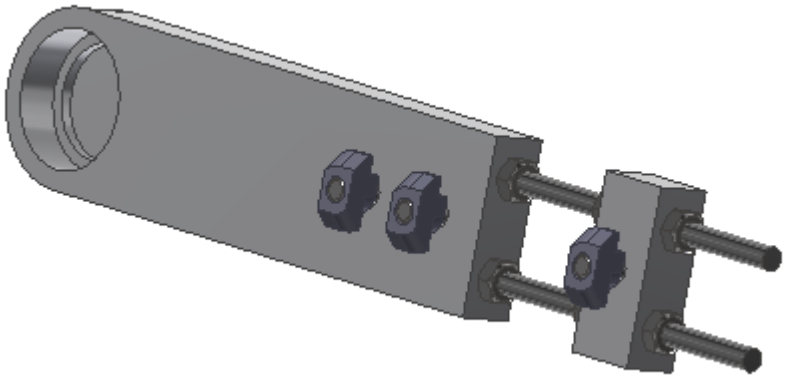


*Obrázek 44 Uložení vratného bubnu [autor]*

Vzhledem k tomu, abych snížil výrobní náklady, jsem navrhl pravou i levou desku, které společně nesou vratný buben tak, aby byly totožné. Opěrné destičky jsou také stejné na obou stranách vratného bubnu.

## 8.4. Kompenzace vybočování pásu

Vzhledem k tomu, že na technologickém dopravníku můžou být přepravovány kusy které ve většině případů nemají těžiště přesně ve středu pásu, dochází k vybočování pásu. Toto vybočování se poté ladí až přímo na místě konkrétního dopravníku. V každém případě je ale potřeba, aby byla konstrukčně zajištěna možnost vybočování pásu doladit na místě.

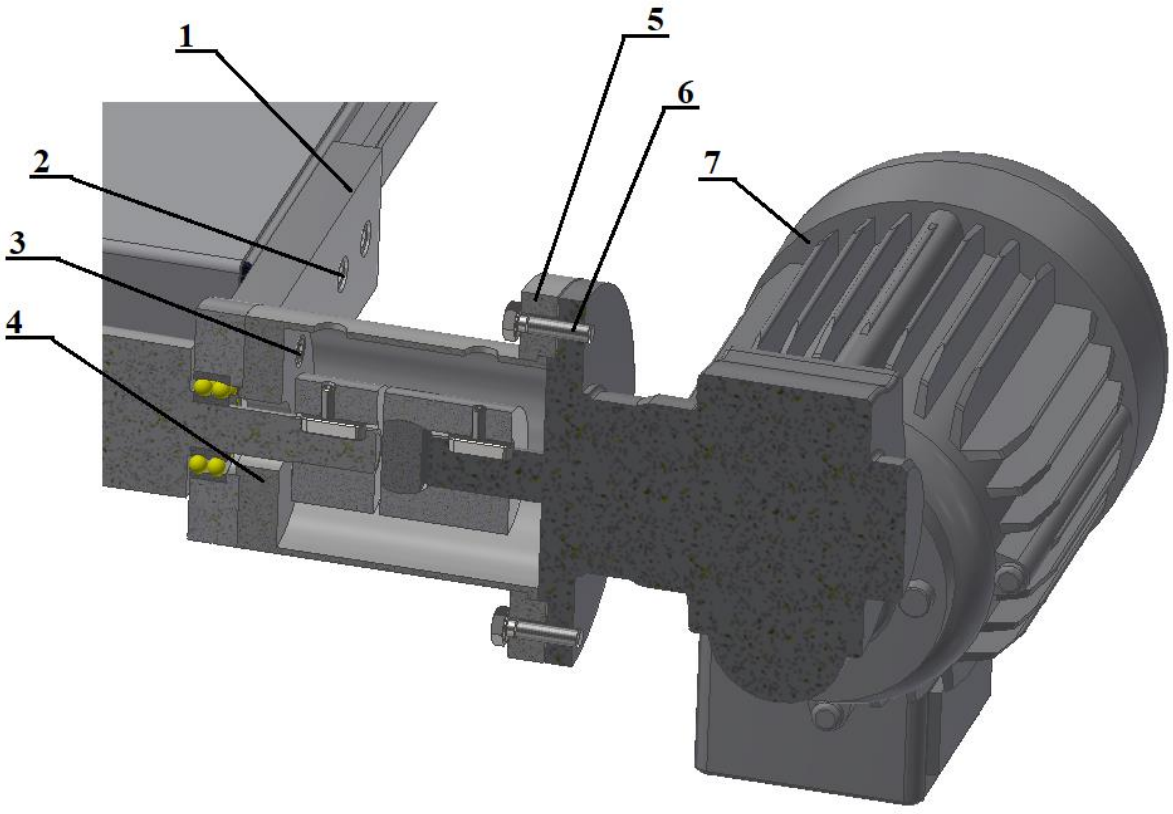


*Obrázek 45 Kompenzace vybočování pásu [autor]*

Jak vidíme z obrázku 45, v tomto návrhu je použita stejná deska a stejná opěrná destička, jako byla použita u napínání pásu. Důvodem je snížení výrobních nákladů unifikací dílů. Uchycení k rámu je řešeno také stejným způsobem. Celý princip fungování a mechanismus posouvání funguje stejně jako bylo popsáno v kapitole 8.2. Napínání pásu. Do desky je z boku vloženo stejné ložisko, které bylo použito u napínání pásu. Tedy 1202 ETN9. Celý návrh napínání a kompenzace vybočování vychází z požadavků na Obrázku 17. Tím, že je možné v obou případech nastavit vzdálenost desky od opěrné destičky je vyřešen problém s případným vybočováním pásu, protože jsou již konstrukčně navrženy prostředky, kterými se dají tyto problémy s vybočováním pásu kompenzovat. Celá tato podsestava je umístěna naproti pohonu a díky vhodně zvolenému konstrukčnímu řešení je možné s hnacím bubnem pohybovat tak, jak je požadováno (viz. obrázek 17). Všechny tři desky, ve kterých jsou umístěna ložiska a všechny tři opěrné destičky jsou vyrobeny z hliníkové slitiny. Výhodou volby tohoto materiálu je snadná obrobitelnost. Nevýhodou je sice nižší pevnost, ale protože je celý dopravník namáhán relativně malými silami, není třeba používat ocel.

## 8.5. Uchycení pohonu

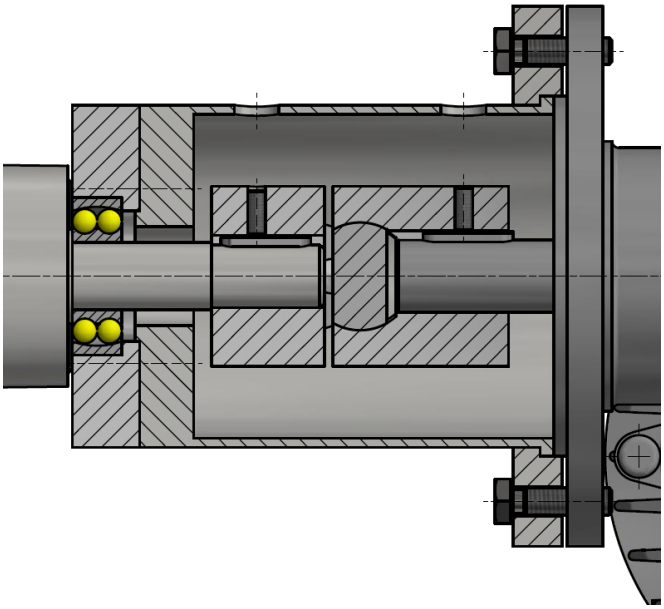
Uchycení pohonu je vidět na Obrázku 46. Z důvodu větší přehlednosti jsem vynechal šrafování v řezech. Uchycení je realizováno přes desku (pozice 1), která je k rámu dopravníku připevněna opět pomocí inbus šroubů DIN 912 - M6x20 a pomocí speciálních T matic M6, od firmy Bosch Rexroth (pozice 2). Dále je pak do této desky přišroubován zvon (pozice 4) pomocí čtyř inbus šroubů DIN 912 – M5x20 (pozice 3). Vzhledem k tomu, že tato deska je vystavena kombinovanému namáhání, bude podrobena analýze pomocí metody konečných prvků (kapitola 11). V horní části zvonu můžeme vidět dvě díry, které slouží jako přístup k montáži stavěcích šroubů spojky. Tento zvon má na svém konci osazení, které zapadá do osazení vyrobené na jeho protikusu – prstenci (pozice 5). Na tomto prstenci jsou vyvrtány čtyři průchozí díry pro šroubový spoj s přírubou motoru. Tento šroubový spoj (pozice 6) musí vyvolat dostatečné tření mezi zvonem a prstencem a mezi přírubou motoru a zvonem. V případě že by šroubový spoj nevyvolal dostatečné tření by hrozilo samovolné otáčení pohonu (pozice 7). Tento případ je kontrolován v kapitole 10.




*Obrázek 46 Uchycení pohonu [autor]*

### 8.5.1. Přenos hnací síly

Přenos hnací síly z pohonu na hnací buben je zajištěn pomocí pružné spojky. Hnací buben je opatřen drážkou pro pero dle ČSN 02 2562 A 5x5x20. Stejnou drážku pro pero a stejné pero má i hřídel z převodovky. Pomocí těchto těsných per jsou tyto dvě hřídele přes pružnou spojku spojeny. Tato pružná spojka dokáže vyrovnat až 1,2° odchylku úhlu os hřídelí. Detailnější popis viz kapitola 9.4. Volba pružné spojky, nebo Příloha 3 (Pružná spojka). Tato spojka dále obsahuje dvě díry se závitem pro stavěcí šrouby. Pro aretaci polohy spojky byly zvoleny stavěcí šrouby dle DIN 913 M4x10.

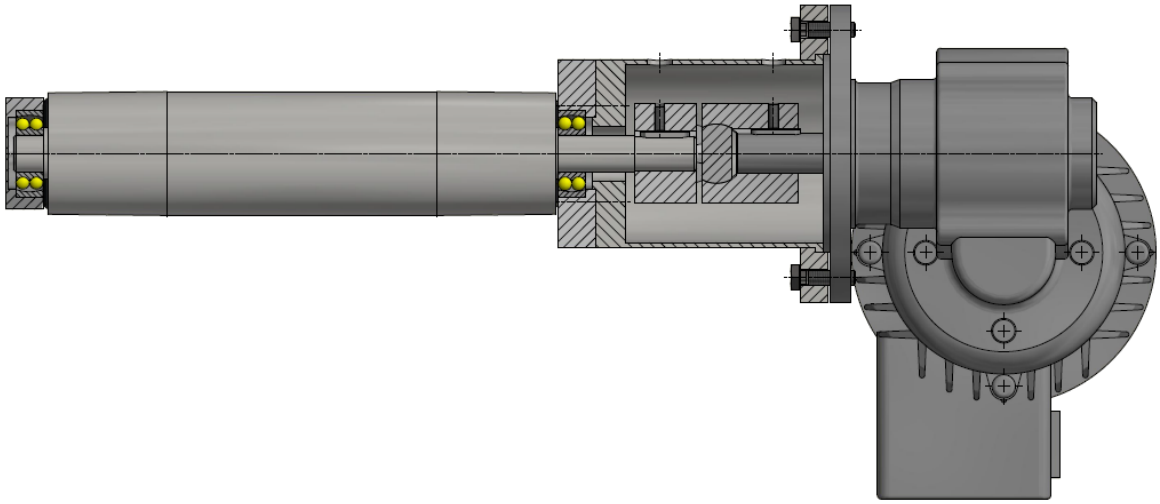


*Obrázek 47 Přenos hnací síly [autor]*

## 8.6. Hnací buben

Hnací buben je uložen stejně jako buben vratný – tedy ve dvou naklápěcích kuličkových ložiskách. Vnitřní kroužky těchto ložisek se opět opírají o malé osazení o šířce 2 mm. (Kvůli zamezení kontaktu desky a čela hnacího bubnu) Při volbě ložisek jsem opět bral v úvahu nízké pracovní zatížení a potenciální tvorba vrubu na hřídeli zvolením moc malého ložiska. Nakonec byly zvoleny stejná ložiska, která byla použita u vratného bubu. Tedy ložisko od firmy SKF 1202 ETN9. Přípustné úhlové naklopení je tedy opět 2,5°. Z důvodů vysvětlených v kapitole 8.3. je bombírování bubnu, které má zamezit sjíždění pásu do stran, nahrazeno kuželovými plochami na krajích hnacího bubnu. Průměr hnacího bubnu byl zvolen 50 mm. Takto zvolený průměr bubnu rovněž zajišťuje možnost výměny

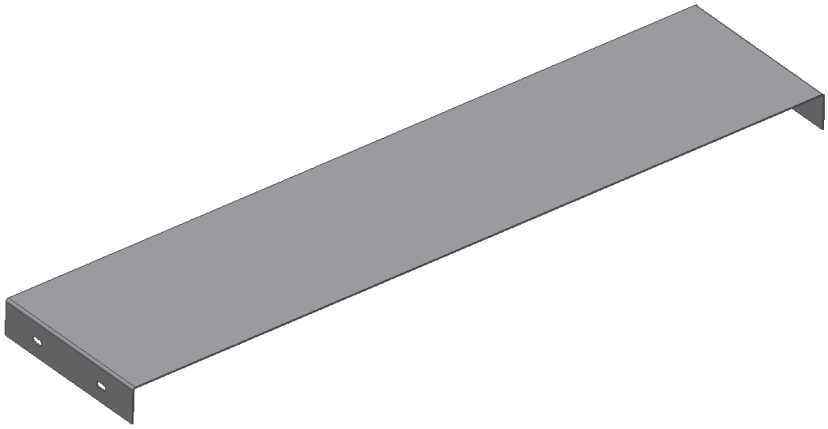
pásu za jiný druh. Hnací buben je stejně jako vratný buben vyroben z kruhové ocelové hlazenky a jeho povrch je taktéž hladký.



*Obrázek 48 Hnací buben [autor]*

## 8.7. Kluzná deska

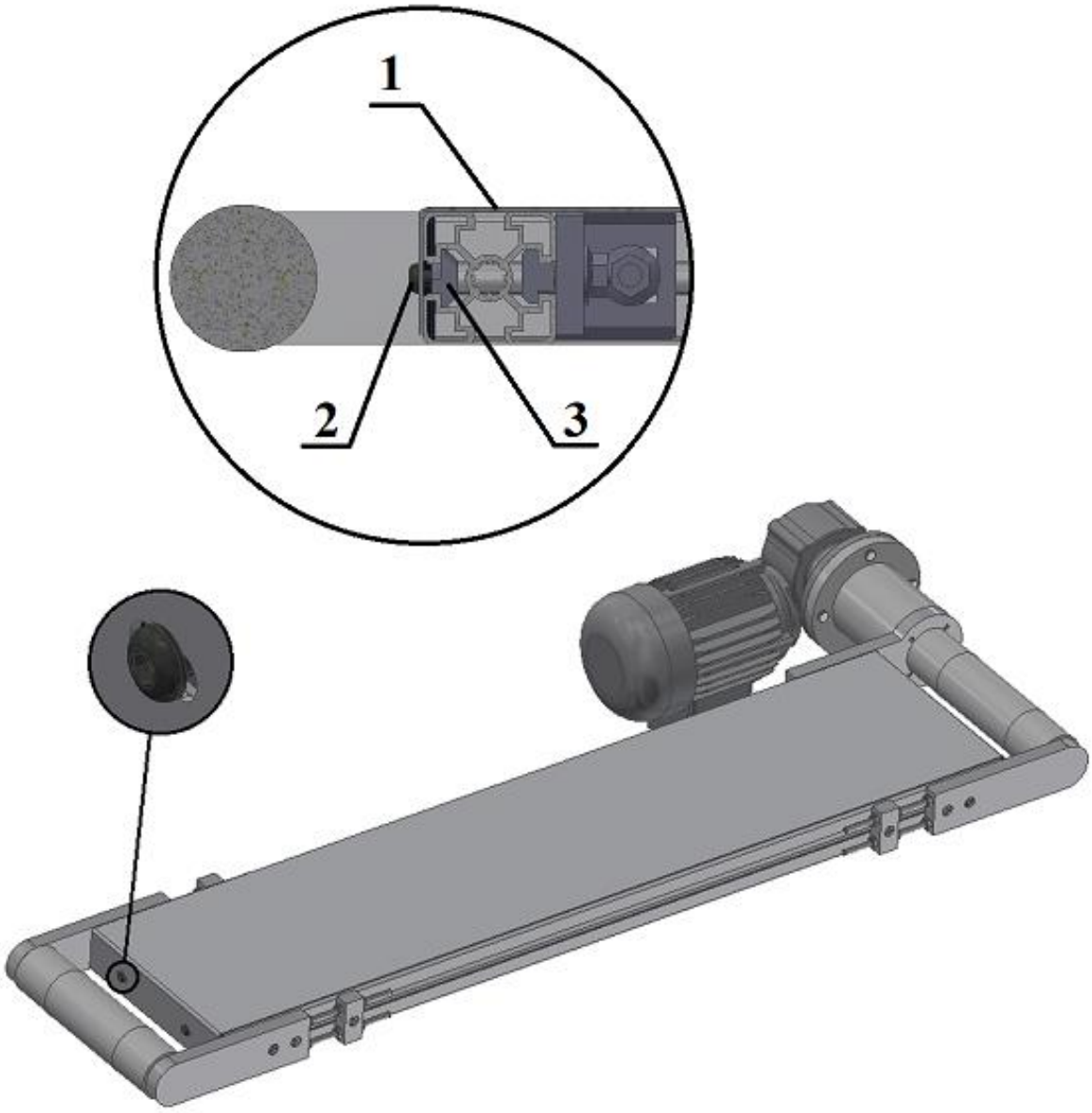
Polotovarem pro výrobu kluzné desky je černý plech o tloušťce 1,5 mm. Konce tohoto plechu jsou zahnuty o 90° tak, aby mohly být přišroubovány do příčných profilů rámu. Na těchto koncích jsou vyhotoveny na každé straně dvě drážky. (Viz Obrázek 50) Tyto drážky slouží k možnosti mírného příčného posunu kluzné desky. (Například pro vyrovnání nepřesností) Hlavním důvodem těchto drážek je pak vytvoření prostoru pro vložení matic při montáži.



*Obrázek 49 Kluzná deska [autor]*

Uchycení kluzné desky (Obrázek 50 pozice 1) k základnímu rámu je realizováno pomocí šroubů DIN 7380 - M6x20 (pozice 2) a pomocí speciálních T matic M6 (pozice 3),

od firmy Bosch Rexroth. Výhodou tohoto šroubového spoje je snadná rozebíratelnost. Nevýhodou tohoto konstrukčního řešení může být větší přenos vibrací. V případě že by bylo třeba z nějakého důvodu potřeba co nejvíce vibrace tlumit, bylo by možné použít například oboustrannou lepenku 3M. [34] Tato páska je opatřena modifikovaným akrylovým lepidlem, které dokáže tyto vibrace tlumit. V případě použití oboustranné lepenky 3M ale nastává problém. Modifikované akrylové lepidlo je natolik silné, že při snaze o odlepení kluzné desky od rámu dochází k jeho poškození. S ohledem na šetrnost k základnímu rámu jsem proto zvolil již zmíněné šroubové spojení. Na následujícím obrázku jsou pro přehlednost vynechány šrafy.

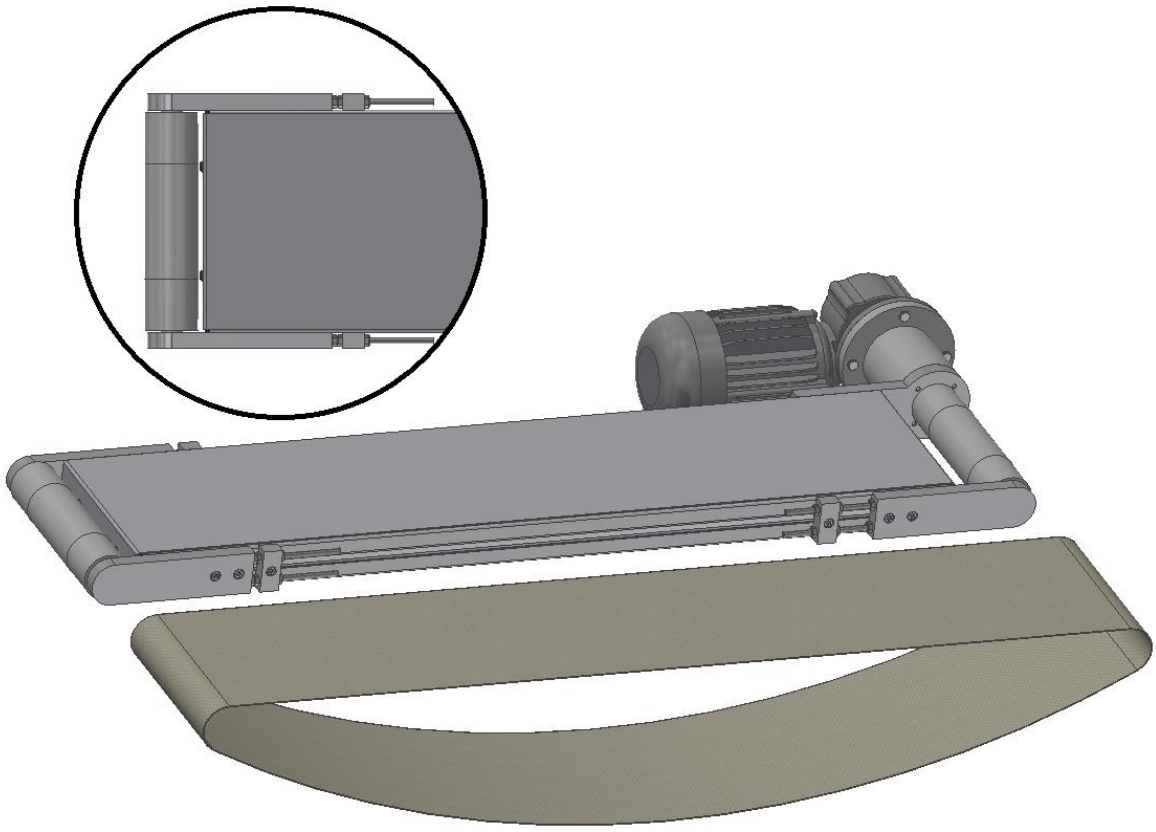



*Obrázek 50 Uložení kluzné desky [autor]*

## 8.8. Pás

Montáž a demontáž pásu probíhá následujícím způsobem: (Obrázek 51)

1. Odšroubujeme nohy dopravníku (platí pouze pro demontáž pásu v případě jeho poruchy)
2. Napínací ústrojí přitáhneme co nejblíže k rámu (Konstrukční řešení je navrženo tak, aby při krajní poloze byla mezi šrouby, které drží kluznou desku a vratným bubnem vůle.)
3. Nasadíme, popřípadě vyměníme pás
4. Napínacím ústrojím napneme pás
5. Dle aktuálně přepravovaného materiálu nastavíme kompenzaci vybočování pásu

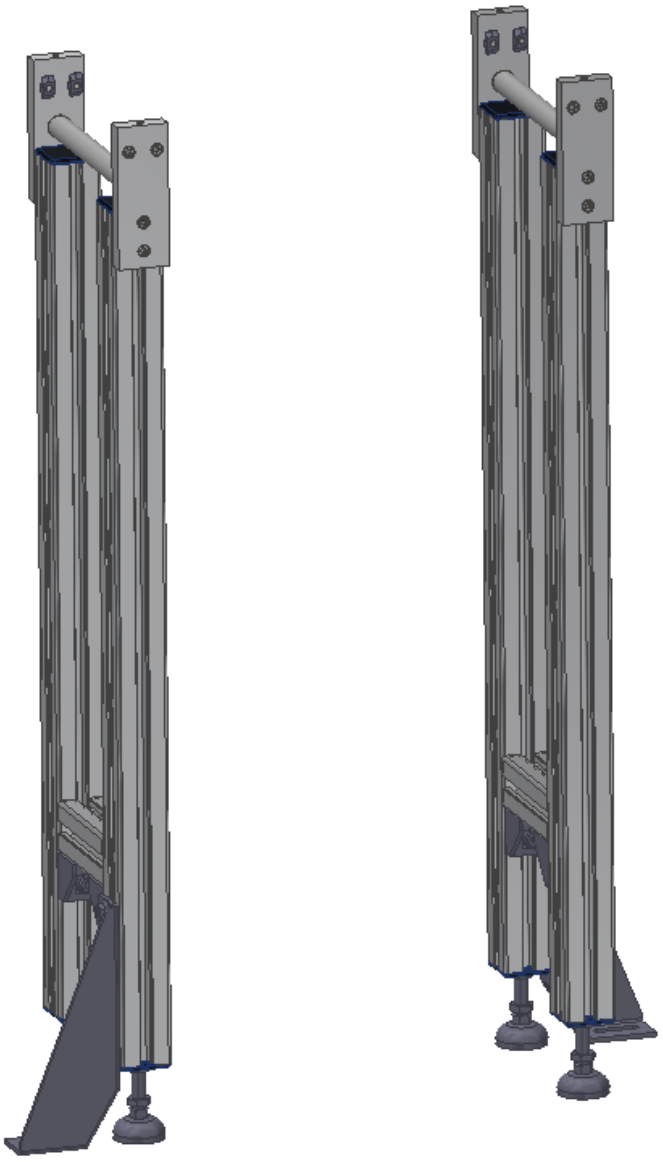


*Obrázek 51 Montáž a demontáž pásu [autor]*

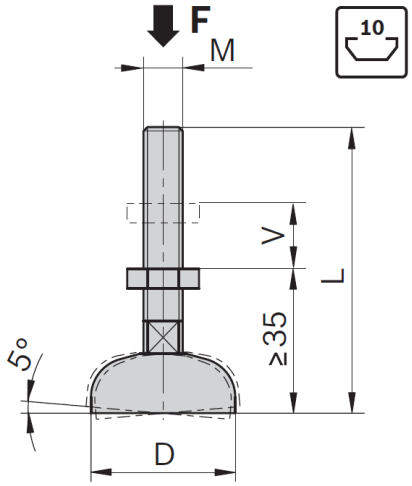
## 8.9. Nohy

Protože se předpokládá práce lidí přímo u tohoto pásového dopravníku, je třeba, aby jeho výška byla co nejkomfortnější. Výšku pásu od země jsem volil 900 mm. Nohy tohoto pásového dopravníku jsou montovány do rámu z boku pomocí inbus šroubů DIN 912 - M6x20 a pomocí speciálních T matic M6, od firmy Bosch Rexroth. Pro účel tohoto spojení

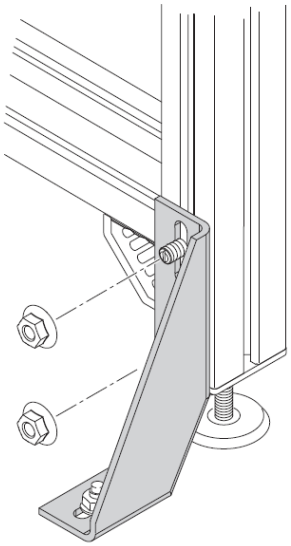
jsou zkonstruovány desky z hliníkové slitiny. Každý pár nohou je spojen pomocí příčky a dvou úhelníků. Princip spojení pomocí úhelníků je stejný jako v kapitole 8.1 Rám. Každá noha je dále opatřena vyrovnávací patkou, která je schopná kompenzovat nerovnosti podlahy až 5°. Tyto patky jsou našroubovány do centrální díry nožního profilu. Kvůli tomu, že při řezání hliníkových profilů vzniká ostrá hrana, jsou konce těchto profilů osazeny plastovými kryty. Dále jsou k nohám pomocí T šroubu M8x20 a přírubové matice přišroubovány základové konzoly (Obrázek 54). Tyto základové konzoly jsou následně přišroubovány pomocí chemické kotvy do země. Fixace dopravníku k zemi zamezí jeho pohybu po výrobní hale.



*Obrázek 52 Nohy dopravníku [autor]*



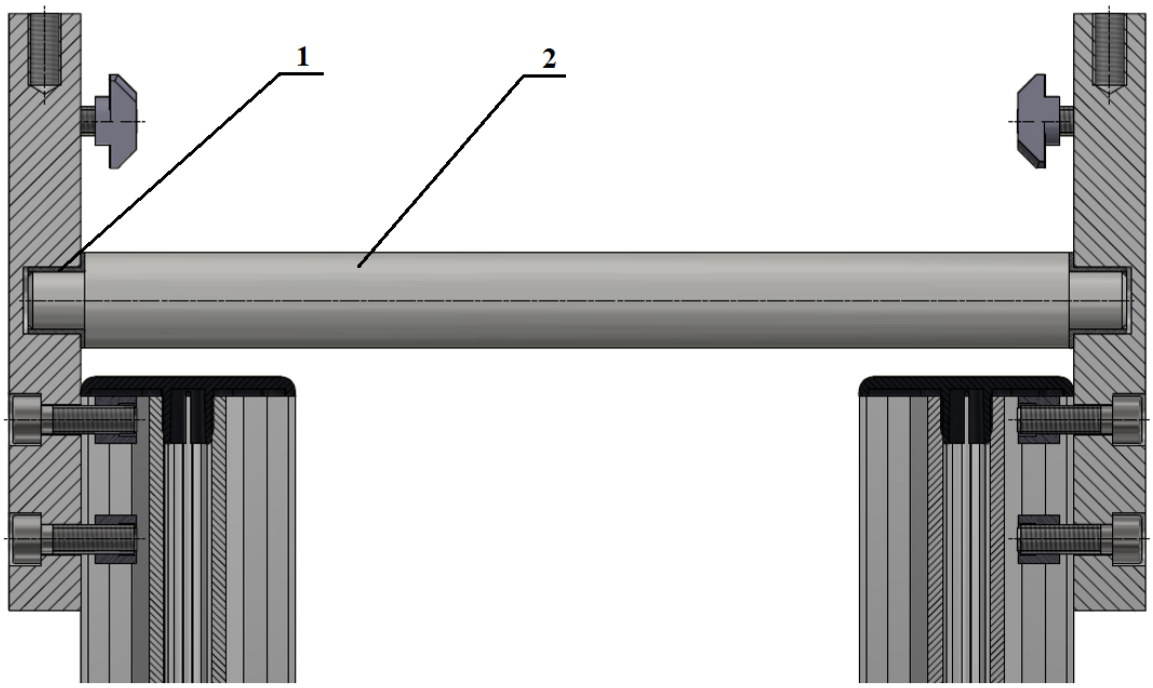

*Obrázek 53 Vyrovnávací patka [22]*



*Obrázek 54 Základová konzola [22]*

## 8.10. Podepírání pásu

Protože se při větších délkách dopravníků pás vlivem gravitace prověsí, je třeba realizovat jeho podepření zespod. V tomto konstrukčním návrhu jsem s výhodou využil desek, které spojují nohy a rám dopravníku. V těchto hliníkových deskách je vyfrézována neprůchozí díra, do které se následně vloží kluzné ložisko (Obrázek 55 pozice 1). Popis zvoleného ložiska a důvod jeho volby je v kapitole 9.3 Volba ložisek. Podepírání pásu můžeme vidět na následujícím obrázku. (Poz. 1 – kluzné ložisko, poz. 2 – podpěrný válec)




*Obrázek 55 Podepírání pásu [autor]*

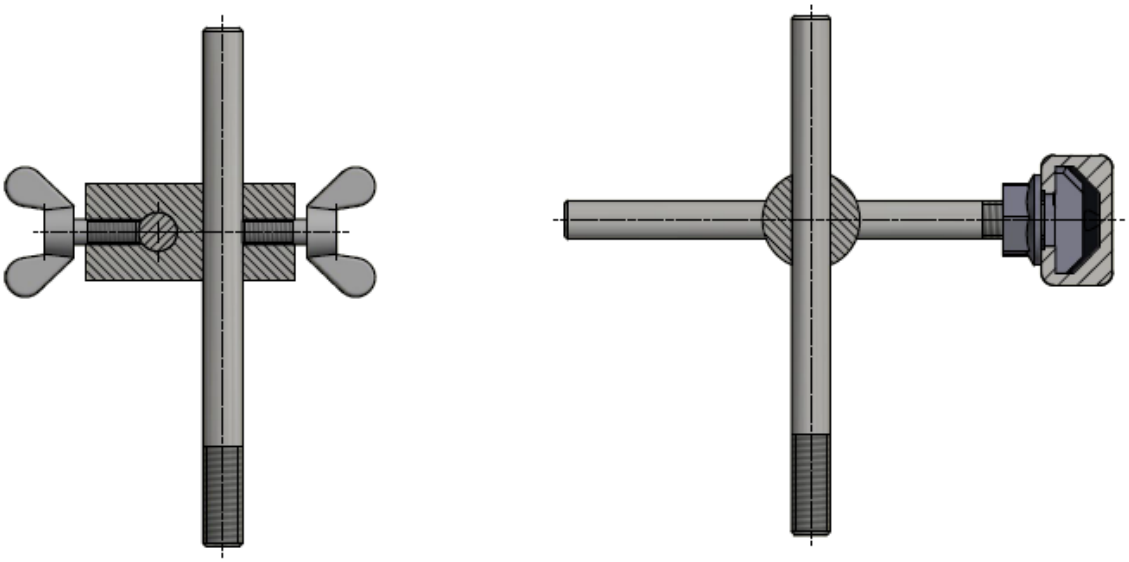
V deskách, které spojují nohy a základní rám je shora kolmo vyvrtaná díra a v ní vytvořen závit. Je tomu tak v případě, že je k dopravníku požadováno i boční vedení. Tyto díry jsou právě pro uchycení bočního vedení.

## 8.11. Boční vedení

Boční vedení (Obrázek 56) je volitelnou částí tohoto dopravníku. V případě, že nebude třeba realizovat boční vedení, nebude třeba vrtat díru a řezat závit pro uchycení tohoto vedení. Jestliže bude boční vedení požadováno, pak se našroubuje pomocí tyček o průměru 6 mm do spojujících desek. Konstrukční řešení tohoto bočního vedení umožňuje nastavení výšky a šířky. Na Obrázku 57 jsou vidět řezy ústrojím pro boční vedení.

*Obrázek 56 Boční vedení [autor]*

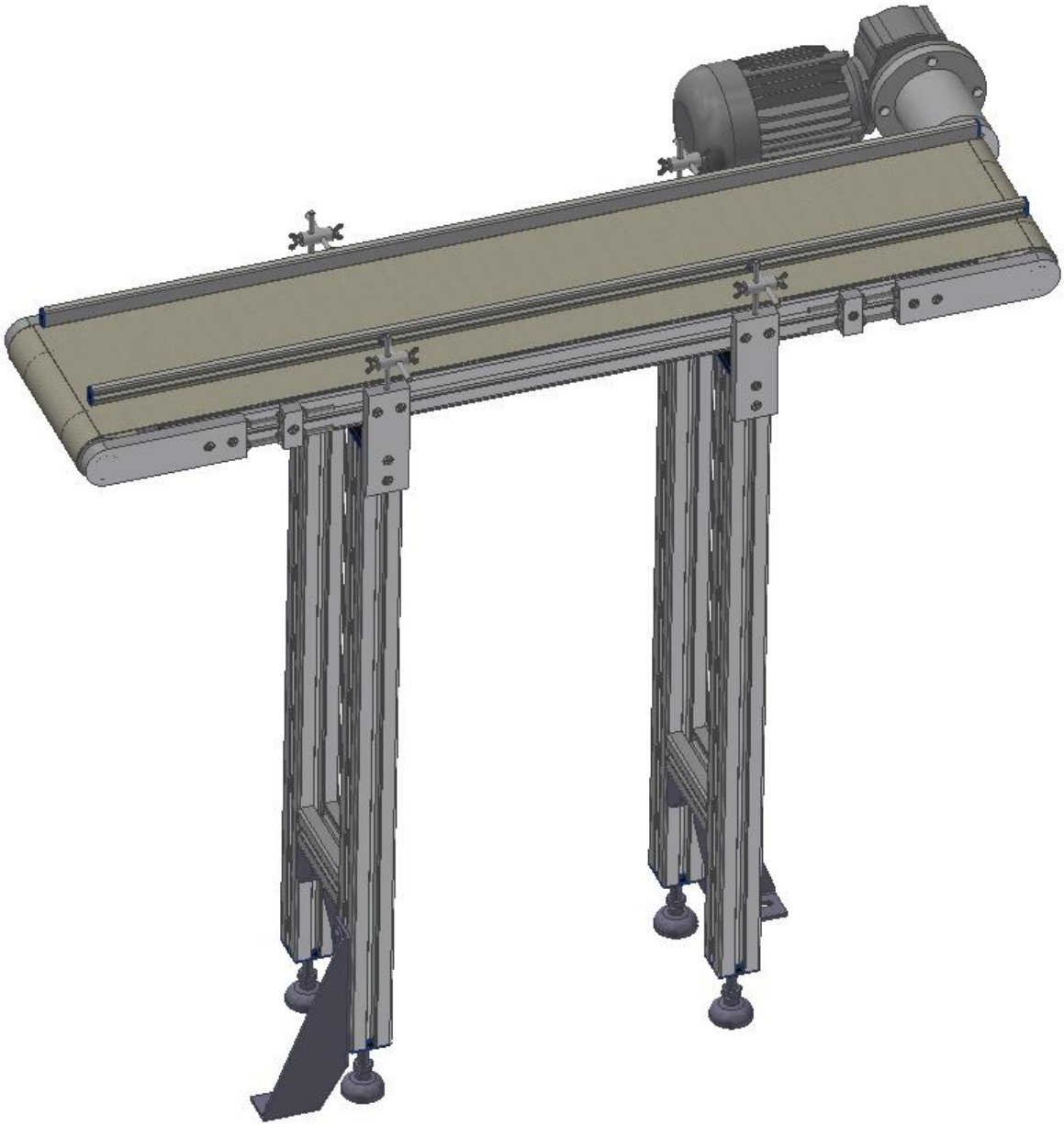
Z řezů na obrázku 53 vidíme, že pro nastavení šířky i výšky vedení je použit stejný princip. V kruhové hřídeli jsou vyvrtány dvě díry, které jsou obě kolmé k ose a zároveň kolmé k sobě zároveň. Dále vidíme šroub s křídlovou hlavou DIN 316 – M4x10. Tento šroub slouží k aretaci nastavené výšky (popřípadě šířky) bočního vedení. Dále vidíme, že všechny tyčky o průměru 6 mm (vodorovné i svislé) jsou totožné. Důvodem je opět snížení výrobních nákladů. Na pravé straně obrázku 53 vidíme uchycení vodící lišty, pro které byla použita přírubová matice M6 a T matice M6. Obě tyto matice jsou opět speciálním výrobkem firmy Bosch Rexroth. Jako vodící lišta byl zvolen profil 11x20 s šířkou drážky 8 mm.



*Obrázek 57 Řezy bočním vedením [autor]*

## 8.12. Výsledné konstrukční řešení

Smontováním všech dílčích podsestav dostáváme výsledné konstrukční řešení. Jedná se o technologický pásový dopravník řešený stavebnicovým systémem hliníkových konstrukcí Bosch Rexroth. Dopravník je navrhnut tak, aby byl možný provozovat akumulační režim. Maximální zatížení je 80 kg. Volbou vhodných rozměrů hnacího a vratného bubnu je zajištěna možnost použití více druhů pásu. Konstrukčně je zajištěna možnost seřízení os pro stabilizaci pásu.



*Obrázek 58 Výsledné konstrukční řešení [autor]*

# 9. Volba komponent

Protože je cílem této práce navrhnout technologický **stavebnicový** pásový dopravník, je třeba co nejvíce omezit vyráběné díly a maximalizovat počet nakupovaných dílů. Konkrétní důvody volby komponent společně s jejich popisem diskutuje tato kapitola.

## 9.1. Volba pásu

Jak již bylo uvedeno v kapitole 5.3.6. pás je nejdůležitějším komponentem pásového dopravníku. Volba pásu vychází primárně z obecných předpokladů jako jsou například:

- odolnosti proti opotřebení
- dlouhá životnost
- vysoká podélná tuhost
- nízká hmotnost
- odolnost proti cyklickému namáhání

Sekundárně pak z konkrétních podmínek, které udává samotná aplikace dopravníku. Mezi tyto konkrétní podmínky patří:

- cena
- okolní teplota
- účel použití
- možnost akumulačního režimu
- nízká hladina hluku

S ohledem na všechny jmenované podmínky byl zvolen pás od italské firmy CHIORINO, která je na trhu už přes 100 let a specializuje se přímo na výrobu pásů. Z nepřeberného množství nabízených pásů ukazuje následující tabulka několik nejpoužívanějších pásů. Vzhledem k tomu, že všichni výrobci pásů nemají jednotné označení, vysvětlím, co která pozice znamená. Označení je rozděleno do tří částí oddělených mezerami. První část udává hlavní charakteristiku pásu: První číslo je počet vrstev pásu. Písmeno M vyjadřuje materiál textilní kostry – pevný polyester (MT – je pak kombinovaný polyester). Třetí číslo udává zatížení, při kterém dojde k protažení pásu o 1 %. Druhá část definuje materiál povlaků, kde povlak kluzné části pásu je před pomlčkou a povlak dopravní části pásu je za pomlčkou. V tabulce nejpoužívanějších pásů se setkáváme s označením U – polyuretan, V –

polyvinylchlorid (PVC) a G – elastomer. Poslední část se týká už jen ostatních charakteristik, které jsou označovány následujícím způsobem: A – antistatika, blue – modrá barva, GR – šedá barva, HS – elastomer s vysokou životností, N – černá barva, R – vysoká příčná stabilita, S – měkký polyuretanový povrch, W – bílá barva, HP – produktový systém HP.

*Tabulka 5 Porovnání nejpoužívanějších pásů*

| Označení | Popis | Cenová kat. | Akumulační režim |
|---|---|---|---|
| 1M6 U0-V5 | PVC, zelený, 60°C, hladký, střední tření | 1 | NE |
| 2MT5 R0-V3 N | PVC, zelený, 60°C, hladký, malé tření | 1 | NE |
| 2M8 U0-V5 A | PVC, zelený, 60°C, hladký, střední tření | 2 | NE |
| 2M8 U0-V5 FM N | PVC, černý, 60°C, drsný, velké tření | 2 | NE |
| 2M12 U0-V7 LG | PVC, zelené, 60°C, podélně drážkovaný, velké tření | 2 | NE |
| **2M5 U0-U0 HP A** | **PU, bílý, 100°C, obyčejná tkanina, malé tření** | **3** | **ANO** |
| 2M5 U0-U2 N | PU, černý, 100°C, drsný, malé tření | 3 | ANO |
| 2M5 U0-U2 LF W A | PU, bílý, 100°C, hladký, malé tření | 3 | ANO |
| 2M5 U0-U2 A | PU, zelený, 100°C, hladký, malé tření | 3 | ANO |
| 2M5 U0-U2 HP W A | PU, bílý, 100°C, hladký, malé tření | 3 | NE |
| 2M5 U0-U2 HP VL blue A | PU, modrý, 100°C, hladký, střední tření | 3 | NE |
| 2M8 U0-U2 N HC | PU, černý, 100°C, hladký, vodivý (EN ISO 21179) | 4 | NE |
| 2M12 U0-U3 RA | PU, zelený, 100°C, hladký, malé tření | 4 | NE |
| 2MT8 S0-S0 | Silikon, průhledný, 160°C, tkanina, malé tření | 5 | NE |
| 2MT8 S0-S2 | Silikon, průhledný, 160°C, potažené, velké tření | 5 | NE |

Pro použití na navrhovaný technologický stavebnicový pásový dopravník byl použit s ohledem na podmínky vypsané na začátku této kapitoly pás s označením 2M5 U0-U0 HP A. V praxi to znamená dvouvrstvý pás s textilní kostrou z pevného polyesteru a s povlakem polyuretanu v kluzné i dopravní části pásu (s povlakem v horní i spodní části). Právě díky tomuto povlaku je pás schopen provozovat akumulační režim, aniž by docházelo k jeho degradaci. Pás je permanentně antistatický (dle EN ISO 21179) a může být použit pro variantu s kluznou deskou. Rozmezí teplot, ve kterém může být provozován je -30° C až 110° C, což je pro tuto konkrétní aplikaci kdy má být pás provozován v teplotách 0° C až 40° C více než dostačující. Na následujícím obrázku můžeme vidět červenou šipkou označený konkrétní pás, který byl vybrán pro tuto aplikaci. V levé části obrázku se jedná o spodní vrstvu pásu, která je přizpůsobena možnosti použití pásu v kombinaci s kluznou deskou. V pravé části pak vidíme vrstvu, na které je v provozu realizován jak normální, tak akumulační režim.

*Obrázek 59 Zvolený pás 2M5 U0-U0 HPA [autor]*

## 9.2. Volba pohonu

V předběžném výpočtu převodových poměrů (Tabulka 4) bylo zjištěno, že bude třeba realizovat celkem velké převodové poměry. Pro pohonné ústrojí byl tudíž zvolen asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou. Jako dodavatel pohonného ústrojí byla zvolena německá firma Württembergische Elektromotoren GmbH, která se často prezentuje pod zkratkou WEG. Na základě výpočtů v kapitolách 7.4. a 7.5. a na základě jednotlivých rychlostí pásu jsem v katalogu (Příloha 2) našel pro kombinace třífázového asynchronního motoru a jednostupňové šnekové převodovky následující hodnoty:

*Tabulka 6 Třífázové motory s jednostupňovou šnekovou převodovkou typu 13*

| i [-] | 38 | 24 | 18 | 15 | 12 |
|---|---|---|---|---|---|
| $n_1$ [1/min] | 1400 | 1400 | 1400 | 1400 | 1400 |
| P [W] | 90 | 120 | 120 | 120 | 180 |
| $n_2$ [1/min] | 36 | 58 | 77 | 93 | 116 |
| $M_2$ [Nm] | **12,1** | **11,8** | **9,1** | **8,1** | **10,3** |

V této tabulce můžeme vyčíst to, že pro hodnotu převodového poměru 15 (potažmo pro rychlost pásu 15 m/min) nedosahuje nabízený pohon dostatečného krouticího momentu, který je potřebný pro překonání všech pohybových odporů pásu. Jak bylo vyčísleno v kapitole 7.4, potřebný krouticí moment na hnacím bubnu je 8,9 Nm. Z tohoto důvodu je pro tento převodový poměr (potažmo rychlost pásu) třeba volit silnější pohon vyšší katalogové řady (Pohon s větším krouticím momentem). Prakticky to znamená zvýšení výkonu motoru (výměnou za silnější) při zachování stávající šnekové převodovky. Na následující tabulce jsou vypsány hodnoty z katalogu firmy WEG (Příloha 2) pro pohony vyšší řady.

*Tabulka 7 Třífázové motory s jednostupňovou šnekovou převodovkou typu 14*

| i [-] | 40 | 30 | 25 | 15 | 12 |
|---|---|---|---|---|---|
| $n_1$ [1/min] | 1400 | 1400 | 1400 | 1400 | 1400 |
| P [W] | 120 | 180 | 180 | 180 | 250 |
| $n_2$ [1/min] | 35 | 46 | 56 | 93 | 116 |
| $M_2$ [Nm] | 17,0 | 20,6 | 18,4 | **12,2** | 14,3 |

Porovnáním těchto dvou tabulek zjišťujeme, že pro převodový poměr 15 se ostatní hodnoty neliší, tudíž při přechodu z typu 13 na typ 14 je pro získání vyššího momentu vyměněn motor z původních 120 W na 180 W. Volbou všech pohonů typy 14 by vedlo ke zbytečnému předimenzování, protože maximální potřebný krouticí moment, který je třeba přivést na hnací buben, je 8,9 Nm. (spočítáno v kapitole 7.4.)

Dle zadání je třeba požadované rychlosti pohybu pásu realizovat s přesností ± 20 % velikosti této rychlosti. Výsledná skutečná rychlost pohybu pásu se pak spočítá úpravou a dosazením do rovnice 26.

$$n_2 = \frac{v}{R * 2 * \pi} \rightarrow v = R * 2 * \pi * n_2 \tag{26}$$

$$v_{skut} = 0{,}025 * 2 * \pi * 36 = \mathbf{5{,}65\ m/min}$$

kde platí:

$v_{skut}$ *[m/min]* skutečná rychlost pásu

*R [m]* poloměr hnacího bubnu

$n_2$ *[1/min]* otáčky hnacího bubnu

Pro ostatní skutečné rychlosti pohybu pásu se dosazením do stejného vzorce dostáváme k hodnotám, které jsou uvedené v následující tabulce. Dále je v ní vyčísleno o kolik procent se liší hodnota skutečné rychlosti od požadované.

*Tabulka 8 Skutečné rychlosti pohybu pásu*

| v [m/min] | 6 | 9 | 12 | 15 | 18 |
|---|---|---|---|---|---|
| $v_{skut}$ [m/min] | 5,65 | 9,11 | 12,10 | 14,61 | 18,22 |
| odchylka [%] | 5,83 | 1,22 | 0,83 | 2,6 | 1,22 |

Důležitý aspekt, který je třeba mít na paměti je relativně nízká účinnost jednostupňové šnekové převodovky. Konkrétní účinnosti pro všechny realizované převody jsem vyčetl z grafu závislosti účinnosti na převodovém poměru, který je na Obrázku 39. Tyto účinnosti jednotlivých realizovaných převodů jsem vypsal do následující tabulky:

*Tabulka 9 Účinnosti jednotlivých převodů*

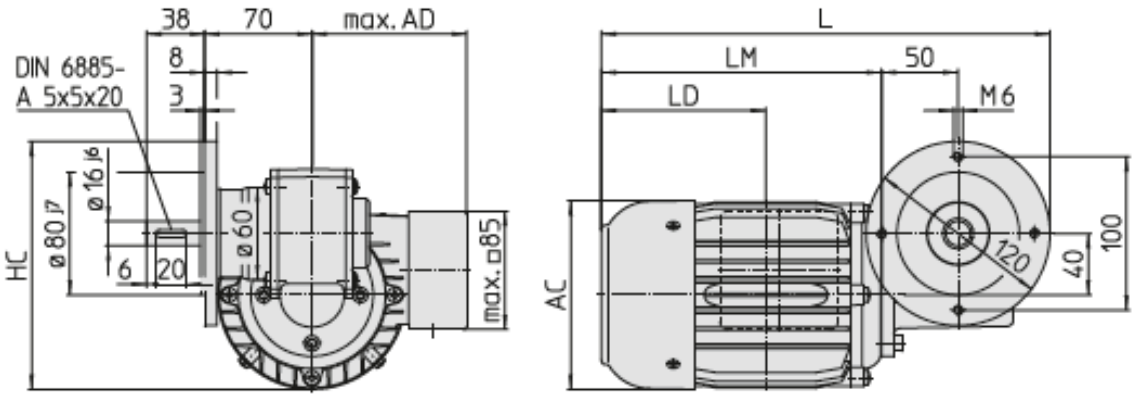
| i [-] | 38 | 24 | 18 | 15 | 12 |
|---|---|---|---|---|---|
| η [-] | 0,52 | 0,60 | 0,64 | 0,68 | 0,7 |

Všechny tyto zvolené pohony včetně všech jejich důležitých parametrů uvádím pro přehlednost v jedné sumarizační tabulce:

*Tabulka 10 Parametry pohonů pro jednotlivé rychlosti pásu*

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Požadovaná rychlost pásu v [m/min] | 6 | 9 | 12 | 15 | 18 |
| Katalogový název motoru | ODG 534 | ODG 614 | ODG 614 | ODG 634 | ODG 634 |
| Katalogový název převodovky | GF131 | GF 131 | GF 131 | GF 146 | GF 131 |
| Skutečná rychlost pásu $v_{skut}$ [m/min] | 5,65 | 9,11 | 12,1 | 14,61 | 18,22 |
| Odchylka skutečné a požadované rychlosti [%] | 5,83 | 1,22 | 0,83 | 2,6 | 1,22 |
| Převodový poměr i [-] | 38 | 24 | 18 | 15 | 12 |
| Otáčky motoru $n_1$ [1/min] | 1400 | 1400 | 1400 | 1400 | 1400 |
| Otáčky hnacího bubnu $n_2$ [1/min] | 36 | 58 | 77 | 93 | 116 |
| Výkon motoru P [W] | 90 | 120 | 120 | 180 | 180 |
| Účinnost η [-] | 0,52 | 0,60 | 0,64 | 0,68 | 0,70 |
| Krouticí moment hnacího bubnu $M_2$ [Nm] | 12,1 | 11,8 | 9,1 | 12,2 | 10,3 |

Zvolené typy pohonů mají připojovací rozměry, viz následující obrázek:




*Obrázek 60 Připojovací rozměry pohonu [33]*

Rozměry všech zvolených typů pohonů přehledně shrnuje tabulka 11.

*Tabulka 11 Souhrn připojovacích rozměrů*

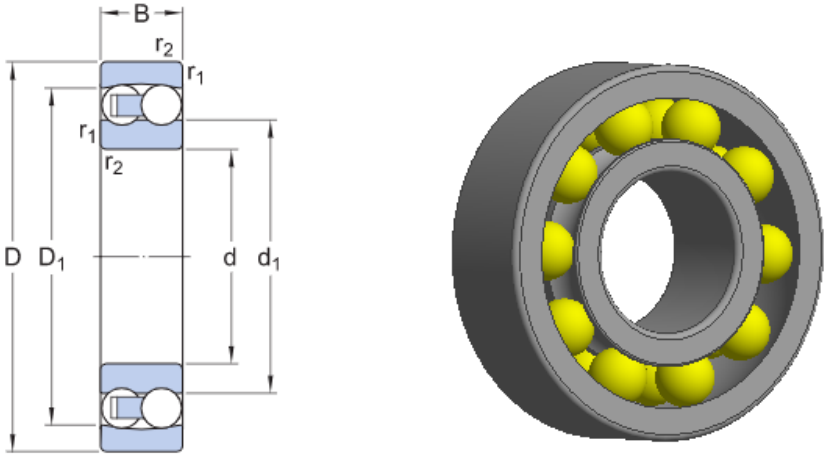
| Velikost motoru | AC | AD | HC | L | LD | LM |
|---|---|---|---|---|---|---|
| O.G 5 | 110,5 | 97,5 | 148,5 | 265,5 | 95,5 | 164 |
| O.G 6 | 123 | 103,5 | 161,5 | 293 | 107,5 | 183 |

Připojení pohonu k dopravníku je voleno přírubou, která je čtyřmi šrouby přichycena ke dvoudílnému zvonu. Výhodou tohoto připojení je možnost orientace pohonu dle libosti. Tato libovolná orientace je možná právě díky dvoudílnému zvonu. Ohledně konstrukčních záležitostí je více pojednáno v kapitole 8. Konstrukce dopravníku.

## 9.3. Volba ložisek

Pro uložení vratného i hnacího bubnu bylo na obou stranách použito stejné ložisko 1202 ETN9 od firmy SKF. Označení TN9 znamená, že je klec vyztužená skelnými vlákny. Výhodou použití čtyř stejných ložisek je to, že provozovateli dopravníku stačí mít v náhradních dílech jen jeden druh ložiska, který je možný použít do všech čtyř uložení. Jedná se o naklápěcí kuličkové ložisko, které patří mezi oblíbené položky u firmy SKF. Prakticky to znamená vysokou míru dostupnosti a obecně nákladově výhodné řešení. Naklápěcí kuličkové ložisko bylo zvoleno kvůli potřebě seřiditelnosti os pro stabilizaci pásu. (Požadavky na použití ložisek viz Obrázek 17) Právě díky svému konstrukčnímu řešení je ložisko schopné pojmout naklopení o úhel až 2,5°.

Na následujícím obrázku jsou označené nejdůležitější rozměry ložiska:




*Obrázek 61 Ložisko SKF 1202 ETN9 [35]*

Tyto rozměry pak přehledně shrnuje tabulka 12:

*Tabulka 12 Rozměry ložiska SKF 1202 ETN9 [35]*

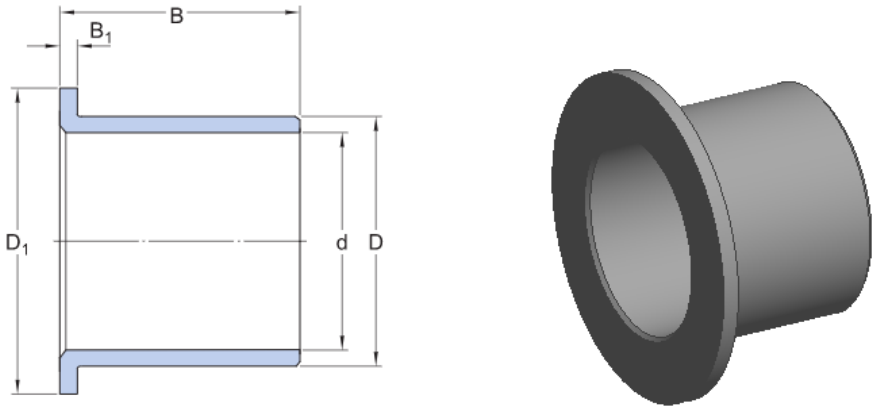
| | | |
|---|---|---|
| d | 15 mm | Průměr díry |
| D | 35 mm | Vnější průměr |
| B | 11 mm | Šířka |
| $d_1$ | ≈ 21,15 mm | Průměr nákružku vnitřního kroužku |
| $D_1$ | ≈ 28,9 mm | Průměr nákružku vnějšího kroužku |
| $r_{1,2}$ | min. 0,6 mm | Rozměr sražení hran |

V tabulce 13 jsou dále uvedeny data k výpočtu ložiska:

*Tabulka 13 Data výpočtu ložiska SKF 1202 ETN9 [35]*

| | | |
|---|---|---|
| C | 7,41 kN | Základní dynamická únosnost |
| $C_0$ | 1,76 kN | Základní statická únosnost |
| α | 2,5° | Přípustné úhlové naklopení |
| $n_{mezní}$ | 28 000 r/min | Mezní otáčky |
| e | 0,33 | Výpočtový součinitel |
| $Y_0$ | 2 | Výpočtový součinitel |
| $Y_1$ | 1,9 | Výpočtový součinitel |
| $Y_2$ | 3 | Výpočtový součinitel |

Dalším použitým ložiskem je kluzné ložisko SKF PPMF 121412. Toto ložisko na obou stranách ukládá hřídel, která podepírá pás zespod. Jedná se o polyamidové ložisko s výbornými kluznými vlastnostmi, které jsou použitelné pro tuto aplikaci.




*Obrázek 62 Ložisko SKF PPMF 121412 [36]*

Všechny důležité parametry kluzného ložiska SKF PPMF 121412 shrnuje následující tabulka 14:

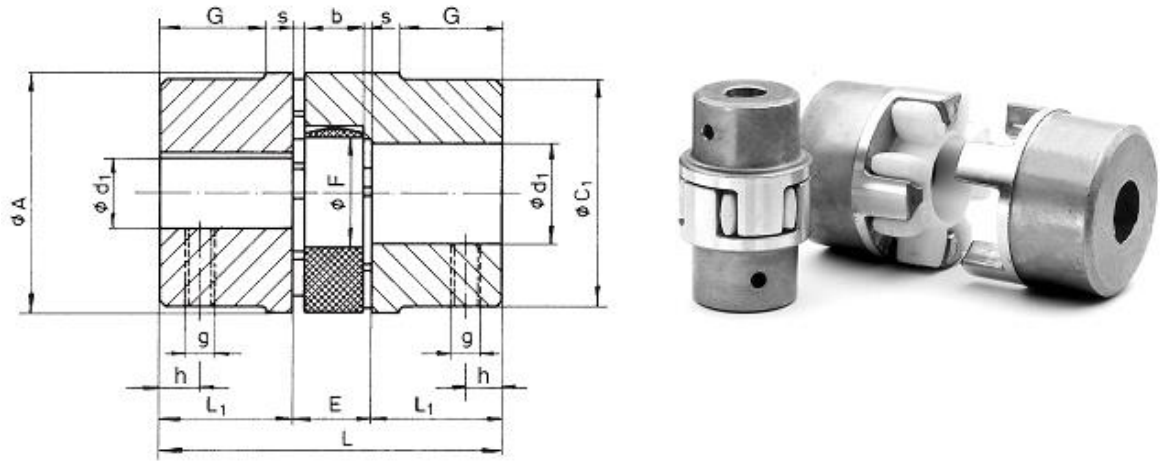
*Tabulka 14 Parametry kluzného ložiska SKF PPMF 121412 [36]*

| | | |
|---|---|---|
| Materiál | - | PTFE polyamid |
| Provozní teplota | $t_{min}$ | min. -30 °C |
| Provozní teplota | $t_{max}$ | max. 110 °C |
| Průměr díry | d | 12 mm |
| Vnější průměr | D | 14 mm |
| Šířka | B | 12 mm |
| Vnější průměr příruby | $D_1$ | 20 mm |
| Šířka příruby | $B_1$ | 1 mm |
| Přípustná kluzná rychlost | v | max. 1 m/s |
| Součinitel tření | $\mu_{min}$ | min. 0,06 |
| Součinitel tření | $\mu_{max}$ | max. 0,15 |

Kluzné ložisko bylo voleno s ohledem na jeho velice nízké zatížení. Jediné zatížení, které na toto ložisko působí je totiž tíha prověšeného pásu pod dopravníkem. Konkrétní použití kluzného ložiska je zřejmé z obrázku 55. Katalogy obou použitých ložisek jsou přiložené jako přílohy k této diplomové práci (Příloha 6 a 7).

## 9.4. Volba pružné spojky

Jak již bylo zmíněno dříve (Obrázek 17), tak kvůli stabilizaci pásu je potřeba mít seřiditelnou osu hnacího bubnu. Právě z tohoto důvodu je potřeba volit spojku tak, aby umožňovala úhlovou odchylku hnacího bubnu a hřídele pohonu. S ohledem na tento požadavek byla zvolena pružná spojka od firmy T.E.A. TECHNIK s.r.o. [37] Zvolená spojka má objednací číslo GE-T 19-24. Jedná se o ocelovou spojku s pružným černým středem.



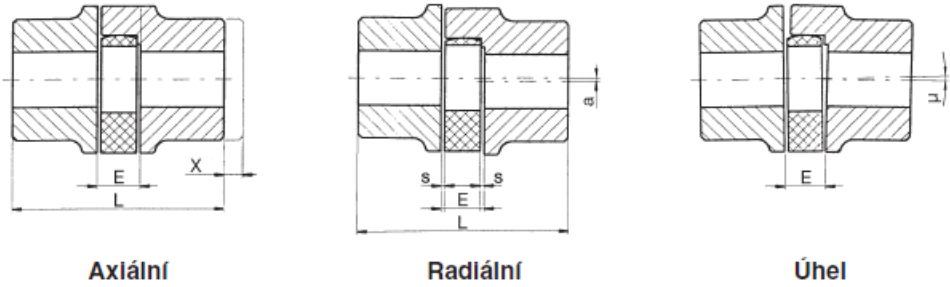

*Obrázek 63 Pružná spojka GE-T 19-24 [37]*

Parametry této spojky jsou vypsány v následující tabulce 15:

*Tabulka 15 Parametry pružné spojky GE-T 19-24 [37]*

| Rozměry [mm] | | | | | | | | | | Krouticí moment [Nm] | | | Max. otáčky [min$^{-1}$] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $L_1$ | A | E | F | C | $C_1$ | b | G | s | L | $T_{KN}$ | $T_{Kmax}$ | $T_{KW}$ | $n_{max}$ |
| 25 | 40 | 16 | 18 | 30 | 40 | 12 | 19 | 2 | 66 | 10 | 20 | 2,6 | 14000 |

Tato spojka by dle výrobce měla být schopná vyrovnat axiální nesouosti *x* o celkem 1,2 mm, radiální nesouosti *a* o celkem 0,2 mm a úhel $\mu$ o 1,2° (Obrázek 64).




*Obrázek 64 Vyrovnání nesouosostí hnaného bubnu a hřídele pohonu [37]*

Výrobce nabízí na poptávku dodat spojku s vrtáním dle ISO v toleranci H7 s drážkou pro pero. Volím si proto drážku pro pero o šířce 5 mm. Katalog vybrané spojky je přiložen pod Přílohou 3.

## 9.5. Volba těsných per

Volba těsného pera pro přenos krouticího momentu z pohonu na spojku byla daná velikostí drážky v hřídeli pohonu. Pro přenos krouticího momentu ze spojky na hnací buben bylo použito totožné těsné pero. Jedná se o pero dle DIN 6885 A 5x5x20. Kontrola těchto per na střih a otlačení je provedena v kapitole 10.

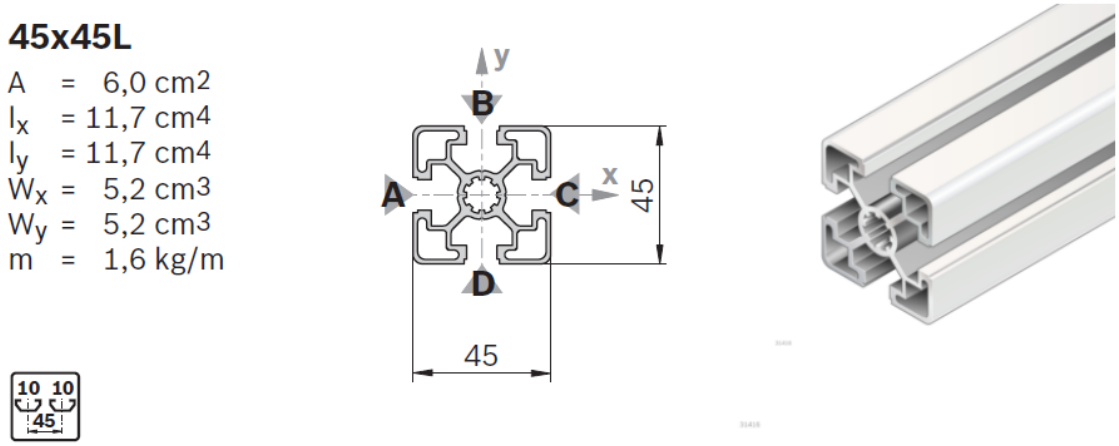
## 9.6. Volba hliníkového profilu

Celá konstrukce rámu a nohou je řešena stavebnicovým systémem hliníkových konstrukcí Bosch Rexroth jak je požadováno. Tato firma vyrábí více než 120 různých druhů profilů, přičemž všechny tyto profily jsou vyrobeny ze slitiny hliníku EN AW – 6060. Tato slitina má velmi dobrou odolnost proti korozi, svařitelnost a tvářitelnost. Právě díky dobré tvářitelnosti se slitina běžně používá při protlačování tvarově složitých profilů. Tato slitina je z řady 6000 (slitiny s hořčíkem a křemíkem). Protože ve vytvrzeném stavu dosahuje slitina tvrdostí kolem pouhých 75 HB, jsou povrchy těchto profilů eloxovány na tvrdost 300 HV. Udávaná eloxovaná vrstva je 12 µm. V tabulce 16 jsou vypsány důležité materiálové vlastnosti: [22][38][39]

*Tabulka 16 Materiálové vlastnosti slitiny hliníku EN AW – 6060 [39]*

| | | |
|---|---|---|
| Mez pevnosti v tahu [$Nmm^{-2}$] | $R_m$ | 215 |
| Mez kluzu [$Nmm^{-2}$] | $R_{p0,2}$ (=$R_e$) | 160 |
| Tažnost [%] | $A_5$ | 12 |
| | $A_{10}$ | 10 |
| Modul pružnosti v tahu [$Nmm^{-2}$] | E | 70 000 |
| Poissonovo číslo [-] | $\mu_a$ | 0,34 |
| Koeficient teplotní roztažnosti [$K^{-1}$] | $\alpha_{(-50\ °C\ až\ +20\ °C)}$ | $21,8 \times 10^{-6}$ |
| | $\alpha_{(+20°C\ až\ +100\ °C)}$ | $23,4 \times 10^{-6}$ |

Pro veškeré konstrukční řešení rámu a nohou byl nakonec zvolen čtyřdrážkový profil 45x45L, který se řadí mezi jedny z nejpoužívanějších hliníkových profilů vůbec. Výhodou použití oblíbeného profilu pro konstrukci celého dopravníku je snadná dostupnost a příznivá cena z důvodu vysoké produkce daného profilu. Jelikož je na dopravníku nízké zatížení, postačí odlehčená verze tohoto profilu (Od toho označení „L“ – z angličtiny Light). Těžká varianta profilu je masivnější a pro daný rozměr je těžší o 0,4 kg na metru délky. Ve výsledku jsou tedy z tohoto odlehčeného profilu vyrobeny podélné a příčné profily pro rám. Dále pak nohy a jejich příčky, které jsou umístěny mezi všechny páry nohou. Drážky, které jsou umístěny po jedné na každé straně jsou využity právě pro přichycení nohou k dopravníku (to znamená taktéž přichycení podpěrných válců a bočního vedení) a dále k přichycení kluzné desky. Dalším využitím těchto drážek je možnost montáže profilů k sobě pomocí úhelníků. V osách nohou jsou vyhotoveny závity o velikosti M12 pro umístění vyrovnávacích nožních patek.

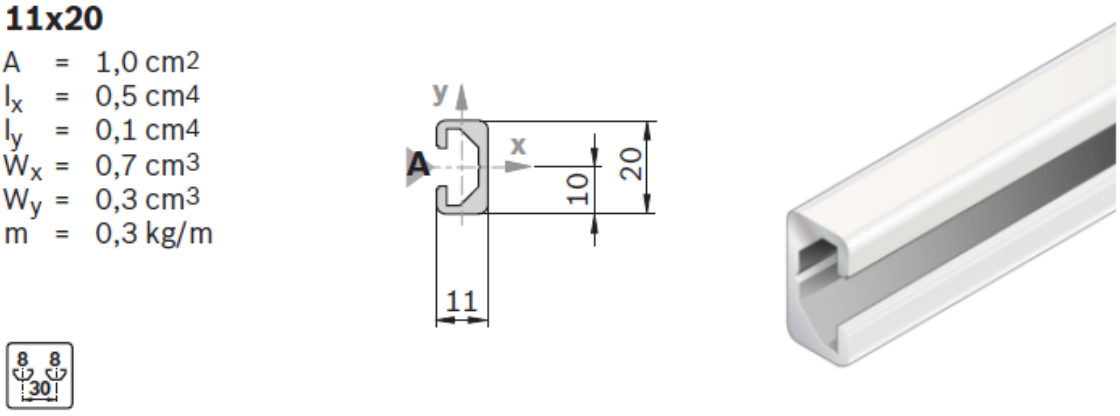



*Obrázek 65 Profil 45x45L [22]*

Tento zvolený profil má šířku drážky 10 mm a hmotnost 1,6 kg na metr délky. Dodávané délky tohoto profilu jsou od 50 mm až do 6 070 mm. Vzhledem k tomu, že maximální délka dopravníku je 6 000 mm, tak je délka dostatečná. Jelikož po řezání těchto profilů vzniká ostrá hrana, jsou viditelné konce opatřeny plastovými kryty.

Pro případ, že by bylo požadováno boční vedení je navržen profil 11x20. Šířka drážky tohoto profilu je 8 mm a vyrábí se v délkách od 50 mm do 2 000 mm. Při délkách větších než 2 000 mm jsou boční vedení konstruována speciálně pro konkrétní případy pásových dopravníků. V těchto případech jsou tyty boční vedení pozicovány do takových poloh, aby přepravované díly kopírovaly požadovanou dráhu. Z důvodů právě uvedených je proto

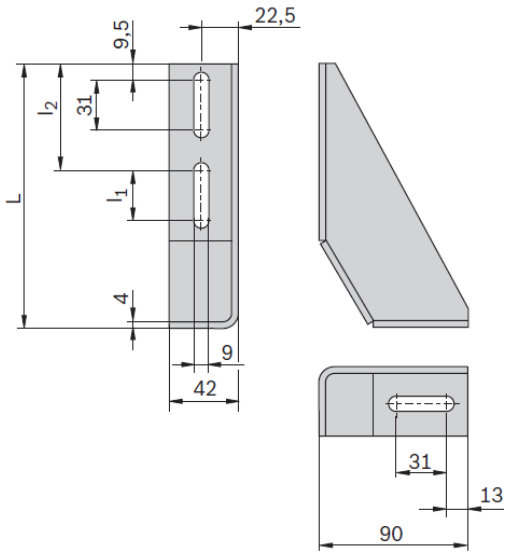
maximální délka profilu 2 000 mm dostačující i pro dopravník o délce 6 000 mm.




*Obrázek 66 Profil 11x20 [22]*

## 9.7. Volba dalších komponent

Vyrovnávací patka (Obrázek 68), která byla zvolena pro toto konstrukční řešení má následující rozměry: závit M12, D = 44 mm (průměr podstavy), L = 85 mm (délka patky včetně podstavy). Tuto volbu jsem provedl kvůli tomu, že na dopravníku je relativně nízké zatížení, a tudíž není třeba volit větší patku. Maximální dovolená síla na tuto malou patku je 10 000 N. V případě potřeby tlumení vibrací je možné ještě pod patku přidat tlumící kroužek. Protože se ale v tomto případě nepředpokládá, že by vznikalo tolik vibrací, je použita pouze vyrovnávací patka bez tlumícího kroužku.

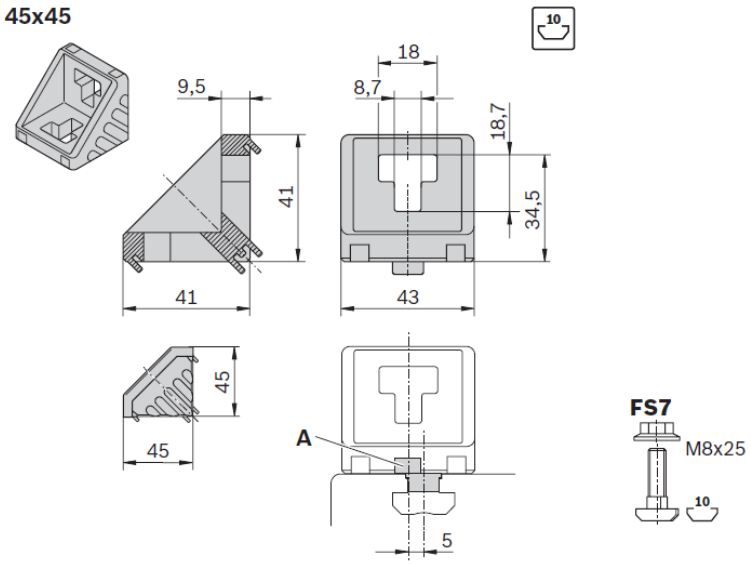



*Obrázek 67 Rozměry základové konzoly [22]*

*Obrázek 68 Vyrovnávací patka [22]*

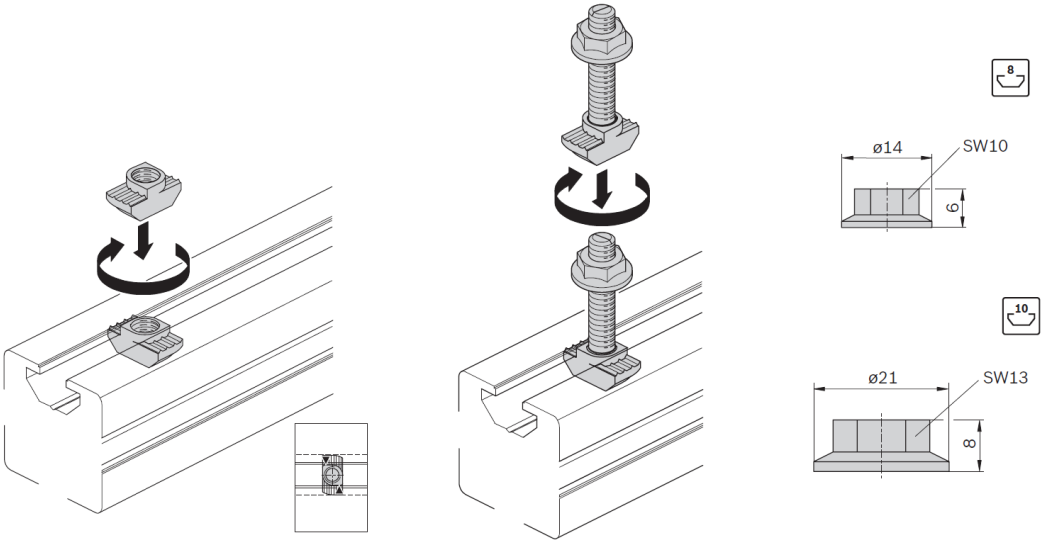
Pro ukotvení dopravníku do země je použita základová konzola (Obrázek 67). Tato konzola je vyrobena z galvanizovaného plechu. Pro zdejší konstrukční použití jsem si zvolil základovou konzolu s následujícími rozměry: L = 210 mm, $l_1$ = 91 mm, $l_2$ = 54,5 mm.

Pro kolmé spojování profilů byl použit úhelník 45x45 (Obrázek 69). Spojení tímto způsobem je výhodné z toho důvodu, že v případě potřeby je možné spoj přesunout po délce drážky. Tento úhelník je možné koupit v balení se dvěma T šrouby a dvěma přírubovými maticemi. V objednacích číslech uvádím číslo celého setu.




*Obrázek 69 Úhelník 45x45 [22]*

Dalšími použitými prvky jsou T matice a T šroub, které se při montáži vloží do drážky na požadované místo a pak se otočí o 90°. Posledním kupovaným dílem od firmy Bosch Rexrtoth je přírubová matice. (Obrázek 70)




*Obrázek 70 T matice, T šroub, přírubová matice [22]*

Následující tabulka 17 shrnuje všechny objednací čísla ze stavebnicového systému hliníkových konstrukcí Bosch Rexroth:

*Tabulka 17 Objednací čísla dílů od Bosch Rexroth [22]*

| | |
|---|---|
| Profil 45x45L | 3 842 992 425/L |
| Plastová krytka 45x45 | 3 842 548 753 |
| Profil 11x20 | 3 842 992 476/L |
| Plastová krytka 11x20 | 3 842 551 045 |
| Vyrovnávací patka | 3 842 352 061 |
| Základová konzola | 3 842 146 848 |
| Úhelník 45x45 (set) | 3 842 523 561 |
| T matice M6 (drážka šířky 10 mm) | 3 842 530 285 |
| T matice M8 (drážka šířky 10 mm) | 3 842 530 287 |
| T matice M6 (drážka šířky 8 mm) | 3 842 501 753 |
| T šroub M8x20 (drážka šířky 10 mm) | 3 842 528 715 |
| Přírubová matice M6 | 3 842 523 925 |
| Přírubová matice M8 | 3 842 345 081 |

Přičemž označení „…/L“ u profilu 45x45L a u profilu 11x20 znamená požadovanou délku profilu v mm. Ostatní díly jsou poptávány podle počtu potřebných kusů. Všechny tyto nakupované díly jsou dohledatelné v katalogu Bosch Rexroth – Basic Mechanic Elements, který je k této diplomové práci přiložen pod přílohou číslo 5.

# 10. Kontroly

Konstrukční návrh je touto kapitolou podpořen kontrolními výpočty z toho důvodu, aby vše fungovalo tak jak má.

## 10.1. Kontrola ložisek

Na celém dopravníku se vyskytují celkem dva druhy ložisek. První druh je naklápěcí kuličkové ložisko. V těchto ložiscích jsou z obou stran uloženy jak hnací, tak vratný buben. Celková síla, která působí na pár ložisek hnacího i vratného bubnu se rovná součtu tahových sil v horní a dolní větvi pásu (Rovnice 28)

$$F_{C-ložˇ} = T_1 + T_2 \tag{28}$$
$$F_{C-ložˇ} = 955 + 600 = \mathbf{1555\ N}$$

Jedná se o radiální sílu, která působí vždy na dvojici ložisek (hnacího či vratného bubnu). Abychom dostali radiální sílu působící na jedno ložisko, podělíme tuto celkovou sílu počtem ložisek – tedy dvěma. (Rovnice 29)

$$F_{J-ložˇ} = \frac{F_{C-ložˇ}}{2} \tag{29}$$
$$F_{J-ložˇ} = \frac{1555}{2} \cong \mathbf{778\ N}$$

Vzhledem ke druhu strojního zařízení a konstrukčnímu provedení nevznikají na ložiska žádné nezanedbatelné axiální síly. Se znalostí všech zatížení ložiska můžeme provést výpočet ekvivalentního dynamického zatížení. (Rovnice 30)

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a \tag{30}$$
$$\frac{F_a}{F_{J-ložˇ}} \leq e$$
$$\frac{0}{778} \leq 0{,}33$$
$$P = F_{J-ložˇ} + Y_1 F_a = 778 + 1{,}9 * 0 = \mathbf{778\ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení vychází stejné jako radiální zatížení. Je tomu tak z toho důvodu, že nejsou uvažovány žádné axiální síly.

Přičemž pro výše uvedené výpočty platí, že:

$F_{C\text{-}lož}$ *[N]* celková síla působící na jeden pár ložisek

$F_{J\text{-}lož}$ *[N]* síla působící na jedno ložisko

$F_a$ *[N]* axiální síla působící na ložisko

$F_r$ *[N]* radiální síla působící na ložisko

*P [N]* ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

*e [-]* výpočtový součinitel

$Y_1$ *[-]* výpočtový součinitel

Při dimenzování ložisek jsem počítal s nejhorší možnou variantou, která může nastat – rychlost pásu 18 m/min. Otáčky obou bubnů jsou v tomto případě 116 $min^{-1}$ jak je možné vyčíst z tabulky 10. Základní trvanlivost ložiska podle ISO 281 je (Rovnice 31):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \tag{31}$$

$$L_{10} = \left(\frac{7{,}41}{0{,}778}\right)^3 = \mathbf{864}$$

Kde platí, že:

$L_{10}$ *[miliony otáček]* základní trvanlivost při spolehlivosti 90 %

*C [kN]* základní dynamická únosnost

*P [kN]* ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

*p [-]* exponent rovnice trvanlivosti (pro ložiska s bodovým stykem = 3)

Při konstantních otáčkách se pak trvanlivost v provozních hodinách určí podle vztahu (Rovnice 32):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \tag{32}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 116} * 864 = \mathbf{124\ 138\ \boldsymbol{hod}}$$

Kde platí, že:

$L_{10}$ *[miliony otáček]* základní trvanlivost při spolehlivosti 90 %

*n* $[min^{-1}]$ otáčky

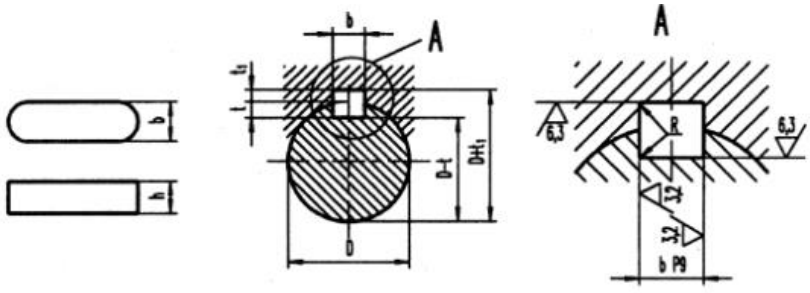
$L_{10h}$ *[provozní hodiny]* základní trvanlivost při spolehlivosti 90 %

Vzhledem k tomu že se jedná o pásový technologický dopravník s možností akumulačního režimu, předpokládám, že se u něj bude pracovat na směny. V případě jednosměnného provozu každý den v roce, a v případě, že by byl dopravník stále provozován na nejvyšší možné rychlosti, by ložiska s pravděpodobností 90 % měli vydržet po dobu 42,5 let.

Druhým použitým ložiskem je kluzné ložisko. Na tomto ložisku se kromě gravitačních sil od prověšeného pásu a od podpěrného válce nevyskytuje žádné zatížení. Následně je třeba provést kontrolu kluzné rychlosti ložiska, protože ji výrobce předepisuje na maximálně 1 m/s. Nejvyšší možná provozovatelná rychlost dopravníku je 18 m/min, což znamená, že kluzná rychlost podpěrné hřídele v ložisku může dosáhnout maximální hodnoty 0,3 m/s.

## 10.2. Kontrola per

Přenos krouticího momentu je realizován pomocí per. Tento způsob přenosu krouticího momentu patří mezi rozebíratelné spoje s tvarovým stykem. Pero kontrolujeme na střih a na otlačení.




*Obrázek 71 Spojení pomocí pera [40]*

Kontrola per na otlačení vychází ze základního vztahu pro tlak, kde platí:

$$p_{dov} \leq \frac{F}{S} \tag{33}$$

přičemž:

$p_{dov}$ *[Nmm$^{-2}$]* dovolený tlak na bocích per a drážek

*F [N]* síla kterou působí bok drážky

*S [mm$^2$]* plocha

Dále pak za použití následujících rovnic dostáváme:

$$p_{dov} \leq \frac{F}{S}$$

$$M_K = F * \frac{D}{2} \rightarrow F = \frac{2 * M_{Kmax}}{D}$$

$$S = l_a{}' * h$$

$$p_{dov} \leq \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 * M_{Kmax}}{D}}{l_a{}' * h} = \frac{\frac{2 * M_{Kmax}}{D}}{l_a{}' * h} = \frac{2 * M_{Kmax}}{D * l_a{}' * h}$$

$$l_a{}' \geq \frac{2 * M_{Kmax}}{D * p_{dov} * h} \qquad (34)$$

přičemž:

$l_a{}'$ *[mm]* minimální funkční délka pera

$M_{Kmax}$ *[Nm]* nejvyšší krouticí moment hnacího bubnu (z tabulky 10)

*D [mm]* průměr hřídele

*h [mm]* výška pera

Pro jednotlivé hřídele pak dále platí:

$$l_{minOB}{}' \geq \frac{2 * M_{Kmax}}{D_{OB} * p_{dov} * h} = \frac{2 * 12{,}2 * 1000}{14 * 80 * 5} = \mathbf{4{,}36\ mm}$$

$$l_{minP}{}' \geq \frac{2 * M_{Kmax}}{D_P * p_{dov} * h} = \frac{2 * 12{,}2 * 1000}{16 * 80 * 5} = \mathbf{3{,}81\ mm}$$

kde:

$l_{minOB}{}'$ *[mm]* minimální funkční délka pera u osazení hnacího bubnu

$l_{minP}{}'$ *[mm]* minimální funkční délka pera pohonu

$D_{OB}$ *[mm]* průměr osazené hřídele hnacího bubnu

$D_P$ *[mm]* průměr hřídele pohonu

Maximální dovolený tlak je $p_{dov}$ = 80 Nmm$^{-2}$, protože byla pro konstrukční řešení zvolena ocelová spojka. V případě použití této spojky jsou dle tabulek [40] dovolené tlaky v intervalu od 80 do 120 Nmm$^{-2}$. Jedná se o případ nepohyblivého spojení s konstantním provozním režimem.

Celková délka pera pro jednotlivé hřídele musí být následující:

$$l_{OB}{}' = l_{minOB}{}' + b = 4{,}36 + 5 = \mathbf{9{,}36\ mm} \rightarrow l_{OB} = \mathbf{20\ mm}$$
$$l_P{}' = l_{minP}{}' + b = 3{,}81 + 5 = \mathbf{8{,}81\ mm} \rightarrow l_P = \mathbf{20\ mm}$$

kde:

$l_{OB}{}'$ *[mm]* minimální celková délka pera u osazení hnacího bubnu

$l_P{}'$ *[mm]* minimální celková délka pera pohonu

$l_{OB}$ *[mm]* celková zvolená délka pera u osazení hnacího bubnu

$l_P$ *[mm]* celková zvolená délka pera pohonu

Kontrola per na otlačení již je zahrnuta v procesu volby celkových délek per. Dále je ještě třeba zkontrolovat tyto pera na střih: (rovnice 35)

$$\tau_{dov} \leq \frac{2 * M_{Kmax}}{D * b * h} \tag{35}$$
$$\tau_{dov} = (60\ \div 90)\ Nmm^{-2}$$
$$\tau_{dov} \leq \frac{2 * M_{Kmax}}{D_{OB} * b * l_{OB}} = \frac{2 * 12{,}2 * 1000}{14 * 5 * 20} = \mathbf{17{,}43\ Nmm^{-2}}$$
$$\tau_{dov} \leq \frac{2 * M_{Kmax}}{D_P * b * l_P} = \frac{2 * 12{,}2 * 1000}{16 * 5 * 20} = \mathbf{15{,}25\ Nmm^{-2}}$$

přičemž:

*b [mm]* šířka pera

$\tau_{dov}$ *[Nmm$^{-2}$]* dovolený tlak na bocích per a drážek

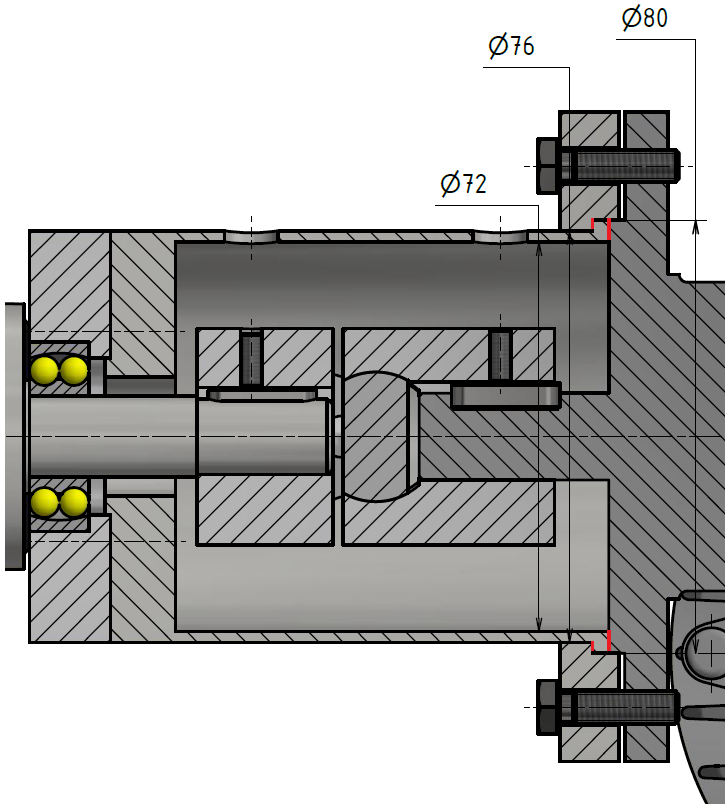
Kontrolované perové spoje jsou tudíž v pořádku. Délka obou totožných zvolených per je kvůli větší bezpečnosti stanovena na 20 mm. Jedná se o pero 5h9x5x20 ČSN 02 2562.

## 10.3. Kontrola pružné spojky

Zvolená spojka dokáže přenést maximální krouticí moment $T_{Kmax}$ = 20 Nm. Jmenovitý krouticí moment $T_{KN}$ = 10 Nm. (hodnoty z tabulky 15) Rozptyl realizovaných krouticích momentů na hnacím bubnu je od 9,1 Nm do 12,2 Nm. Spojka tudíž pracuje v oblasti kolem jmenovitého krouticího momentu a návrh je v pořádku.

## 10.4. Kontrola svěrného spoje

Celý pohon je ke zvonu dopravníku připevněn pomocí svěrného spoje. Tento svěrný spoj je realizován pomocí čtyř šroubů DIN 933 – M6x22 – 4.6. Kontrola je prováděna pro případ, že by se z nějakého důvodu zaseknul hnací buben, a tudíž by se všechen hnací moment od pohonu snažil překonat tření prstenec – zvon a tření zvon – příruba (Na Obrázku 72 jsou tyto plochy označeny červeně). Tyto čtyři šrouby tudíž musí vyvolat dostatečnou osovou sílu tak, aby vzniklé tření dokázalo odolat stavu při zaseknutí hnacího bubnu. Použité šrouby jsou pak nutné zkontrolovat na kombinované namáhání tahem a smykem (namáhání od předpětí a od utahovacího momentu). Dále je provedena kontrola tlaku prstenec – zvon a zvon – příruba, poté tlak v dosedací ploše hlavy šroubu, a nakonec je stanoven potřebný utahovací moment na klíči.




*Obrázek 72 Kontrola svěrného spoje [autor]*

### 10.4.1. Třecí a normálová síla

Síla, kterou je potřeba vyvodit pomocí šroubového spoje musí být větší než reakční síla pohonu v případě zaseknutí hnacího bubnu, aby nedošlo k samovolnému protáčení pohonu kolem své osy vlivem nedostatku tření mezi červeně označenými plochami na obrázku 72. Nejdříve je spočten střední průměr, na kterém bude uvažováno působení reakční síly pohonu (rovnice 36):

$$d_{s1} = \frac{d_1 + d_3}{2} = \frac{72 + 80}{2} = \mathbf{76\ mm} \tag{36}$$

$$d_{s2} = \frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{76 + 80}{2} = \mathbf{78\ mm}$$

$$d_s = \frac{d_{s1} + d_{s2}}{2} = \frac{76 + 78}{2} = \mathbf{77\ mm}$$

přičemž:

*$d_1, d_2, d_3, ds_1, ds_2$ [mm]* výpočtové průměry (dle Obrázku 72)

*$d_s$ [mm]* střední průměr

S pomocí maximálního krouticího momentu včetně uvažování bezpečnosti dostáváme vztah pro minimální potřebnou třecí sílu, kterou musí šrouby vyvolat (rovnice 37):

$$k * M_{Kmax} = F_{TS} * \frac{d_s}{2} \rightarrow F_{TS} = \frac{2 * M_{Kmax}}{d_s} * k \tag{37}$$

$$F_{TS} = \frac{2 * M_{Kmax}}{d_s} * k = \frac{2 * 12{,}2 * 10^3}{77} * 2{,}5 = \mathbf{792\ N}$$

přičemž:

*$F_{TS}$ [N]* třecí síla, která je potřeba vyvodit šroubovým spojem

*$d_s$ [mm]* střední průměr

*$M_{Kmax}$ [Nm]* nejvyšší krouticí moment hnacího bubnu (z tabulky 10)

*k [-]* bezpečnost k amplitudě momentu od nominální hodnoty

V dalším kroku je spočítána požadovaná axiální síla, kterou mají být plochy označené červenou barvou na obrázku 72 svírány (rovnice 38):

$$F_{TS} = \mu_{AlFe} * N_{celk} \rightarrow N_{celk} = \frac{F_{TS}}{\mu_{AlFe}} \tag{38}$$

$$N_{celk} = \frac{F_{TS}}{\mu_{AlFe}} = \frac{792}{0{,}47} = \mathbf{1685\ N}$$

přičemž:

*$F_{TS}$ [N]* třecí síla, která je potřeba vyvodit šroubovým spojem

*$N_{celk}$ [N]* požadovaná axiální síla, která je potřeba vyvodit šroubovým spojem

*$\mu_{AlFe}$ [-]* součinitel tření hliník – ocel [40]

Dále je pak tato požadovaná axiální síla podělena počtem šroubů tak, abychom dostali sílu, kterou je třeba šrouby předepnout (rovnice 39):

$$N_{1šroub} = \frac{N_{celk}}{n} = \frac{1685}{4} = \mathbf{422\ N} \tag{39}$$

přičemž:

*$N_{1šroub}$ [N]* požadovaná axiální síla, která je potřeba vyvodit jedním šroubem

*n [-]* počet šroubů

### 10.4.2. Moment k předepnutí šroubu

Pro předpětí šroubu na požadovanou sílu *$N_{1šroub}$* je sestaven následující výpočet:

$$tg\ (\gamma) = \frac{P}{\pi * d_2} = \frac{1}{\pi * 5{,}35} = \mathbf{0{,}0595} \tag{40}$$

$$arctg\ (\gamma) = \gamma = \mathbf{3{,}4}°$$

$$tg\ (\beta_n) = tg\ (\beta) * \cos\ (\gamma) \tag{41}$$

$$tg\ (\beta_n) = tg\ (30) * \cos(3{,}4) = \mathbf{0{,}576}$$

$$arctg\ (\beta_n) = \beta_n = \mathbf{29{,}96}°$$

$$tg\ (\varphi') = \frac{\mu_z}{cos\ (\beta_n)} \tag{42}$$

$$tg\ (\varphi') = \frac{0{,}15}{cos\ (29{,}96)} = \mathbf{0,173}$$

$$arctg\ (\varphi') = \varphi' = \mathbf{9,82}°$$

přičemž:

*γ [°]* úhel stoupání závitu

*P [mm]* rozteč závitu

*$d_2$ [mm]* střední průměr šroubu M6

β *[°]* úhel boku závitu

$\beta_n$ *[°]* úhel boku závitu v normálovém řezu

$\mu_z$ *[-]* součinitel tření v závitu [40]

φ´ *[°]* třecí úhel závitu

Se znalostí výsledků těchto dílčích výpočtů byl spočítán výsledný potřebný moment k předepnutí jednotlivých šroubů (rovnice 43):

$$M_{š} = N_{1šroub} * \frac{d_2}{2} *\ tg\ (\gamma + \varphi') \tag{43}$$

$$M_{š} = 443 * \frac{5{,}35 * 10^{-3}}{2} *\ tg\ (3{,}4 + 9{,}82) = \mathbf{0,278\ Nm}$$

přičemž:

*$M_š$ [Nm]* moment k předepnutí šroubu

### 10.4.3. **Kontrola šroubu na tah**

$$\sigma_t = \frac{N_{1šroub}}{S_3} = \frac{N_{1šroub}}{\frac{\pi * d_3^2}{4}} \tag{44}$$

$$\sigma_t = \frac{422}{\frac{\pi * 4{,}773^2}{4}} = \mathbf{23,59\ Nmm^{-2}}$$

přičemž:

$\sigma_t$ *[Nmm$^{-2}$]* Tahové napětí šroubu

$d_3$ *[mm]* Malý průměr šroubu M6

$S_3$ *[mm$^2$]* Plocha dříku šroubu

### 10.4.4. Kontrola šroubu na krut

$$\tau_K = \frac{M_š}{W_š} = \frac{M_š}{\frac{\pi * d_3^3}{16}} \tag{45}$$

$$\tau_K = \frac{0{,}278 * 10^3}{\frac{\pi * 4{,}773^3}{16}} = \mathbf{3{,}26\ Nmm^{-2}}$$

přičemž:

$\tau_K$ *[Nmm$^{-2}$]* Smykové napětí šoubu

$W_š$ *[mm$^3$]* Průřezový modul v krutu

$d_3$ *[mm]* Malý průměr šroubu M6

### 10.4.5. Redukované napětí

$$\sigma_{redHMH} = \sqrt{{\sigma_t}^2 + \alpha_{HMH}^2 * {\tau_K}^2} \tag{46}$$

$$\sigma_{red\tau max} = \sqrt{{\sigma_t}^2 + \alpha_{\tau max}^2 * {\tau_K}^2} \tag{47}$$

$$\sigma_{redHMH} = \sqrt{23{,}59^2 + 3 * 3{,}26^2} = \mathbf{24{,}26\ Nmm^{-2}}$$

$$\sigma_{red\tau max} = \sqrt{23{,}59^2 + 4 * 3{,}26^2} = \mathbf{24{,}47\ Nmm^{-2}}$$

přičemž:

$\sigma_{redHMH}$ *[Nmm$^{-2}$]* Redukované napětí dle HMH

$\sigma_{red\tau max}$ *[Nmm$^{-2}$]* Redukované napětí dle τmax

$\alpha_{HMH} = \sqrt{3}$ dle hypotézy HMH

$\alpha_{\tau max} = 2$ dle hypotézy τmax

### 10.4.6. **Bezpečnost**

$$k_{HMH} = \frac{Re}{\sigma_{redHMH}} = \frac{240}{24{,}26} = \mathbf{9{,}89} \quad (48)$$

$$k_{\tau max} = \frac{Re}{\sigma_{red\tau max}} = \frac{240}{24{,}47} = \mathbf{9{,}81} \quad (49)$$

přičemž:

$k_{HMH}$ *[-]* Bezpečnost dle hypotézy HMH

$k_{\tau max}$ *[-]* Bezpečnosti dle hypotézy τmax

*Re [Nmm$^{-2}$]* Mez kluzu šroubu M6 pevnostní třídy 4.6

### 10.4.7. **Kontrola tlaku prstenec – zvon**

Rozměry použité pro výpočet otlačované plochy jsou zřejmé z obrázku číslo 72. Maximální přípustný tlak pro otlačení hliníku je při použití z hlediska pevnosti nejhoršího hliníku $p_{dov}$ = 20 Nmm$^{-2}$ dle [41]. V rámci bezpečnosti proto počítám s nejhorší možnou hodnotou pevnosti s tím, že všechny ostatní hodnoty mohou být pouze příznivější.

$$S_{P-Z} = \frac{\pi}{4} * (d_3^2 - d_2^2) = \frac{\pi}{4} * (80^2 - 76^2) = \mathbf{490\ mm^2} \quad (50)$$

$$p_{P-Z} = \frac{N_{celk}}{S_{P-Z}} = \frac{1685}{490} = \mathbf{3{,}44\ Nmm^{-2}} \leq \mathbf{20\ Nmm^{-2}} = p_{dov} \quad (51)$$

přičemž:

$S_{P\text{-}Z}$ *[mm$^2$]* Plocha mezikruží dotyku prstenec - zvon

$p_{P\text{-}Z}$ *[Nmm-$^{-2}$]* Tlak působící na mezikruží dotyku prstenec – zvon

$p_{dov}$ *[Nmm-$^{-2}$]* Maximální přípustný tlak

### 10.4.8. **Kontrola tlaku zvon – příruba**

$$S_{Z-P\check{r}} = \frac{\pi}{4} * (d_3^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4} * (80^2 - 72^2) = \mathbf{955\ mm^2} \quad (52)$$

$$p_{Z-Př} = \frac{N_{celk}}{S_{Z-Př}} = \frac{1685}{955} = \mathbf{1,76\ Nmm^{-2}} \leq \mathbf{20\ Nmm^{-2}} = p_{dov} \quad (53)$$

přičemž:

*$S_{Z-Př}$ [mm$^2$]* Plocha mezikruží dotyku prstenec - zvon

*$p_{Z-Př}$ [Nmm$^{-2}$]* Tlak působící na mezikruží dotyku prstenec – zvon

*$p_{dov}$ [Nmm$^{-2}$]* Maximální přípustný tlak

### 10.4.9. Kontrola tlaku pod hlavou šroubu

$$S_{pod} = \frac{\pi}{4} * (s^2 - d_3^2) = \frac{\pi}{4} * (10^2 - 4{,}773^2) = \mathbf{60,65\ mm^2} \quad (54)$$

$$p_{pod} = \frac{N_{1šroub}}{S_{pod}} = \frac{422}{60{,}65} = \mathbf{6,96\ Nmm^{-2}} \leq \mathbf{20\ Nmm^{-2}} = p_{dov} \quad (55)$$

přičemž:

*$S_{pod}$ [mm$^2$]* Plocha mezikruží pod hlavou šroubu

*$p_{pod}$ [Nmm$^{-2}$]* Tlak působící na mezikruží pod hlavou šroubu

*$p_{dov}$ [Nmm$^{-2}$]* Maximální přípustný tlak

*s [mm]* Rozměr klíče pro šroub M6

*$d_3$ [mm]* Malý průměr šroubu M6

### 10.4.10. Třecí moment pod hlavou šroubu

$$M_{TH} = \frac{N_{1šroub} * \mu_{FeFe} * \left(\frac{s + d_3}{2}\right)}{2} \quad (56)$$

$$M_{TH} = \frac{422 * 0{,}2 * \left(\frac{10 + 4{,}773}{2}\right) * 10^{-3}}{2} = \mathbf{0,312\ Nm}$$

přičemž:

*$M_{TH}$ [Nm]* moment pod hlavou šroubu

*s [mm]* Rozměr klíče pro šroub M6

$d_3$ *[mm]* Malý průměr šroubu M6

### 10.4.11. Utahovací moment na klíči

$$M_U = M_{\check{s}} + M_{TH} = 0{,}278 + 0{,}312 = \mathbf{0{,}590\ Nm} \quad (57)$$

přičemž:

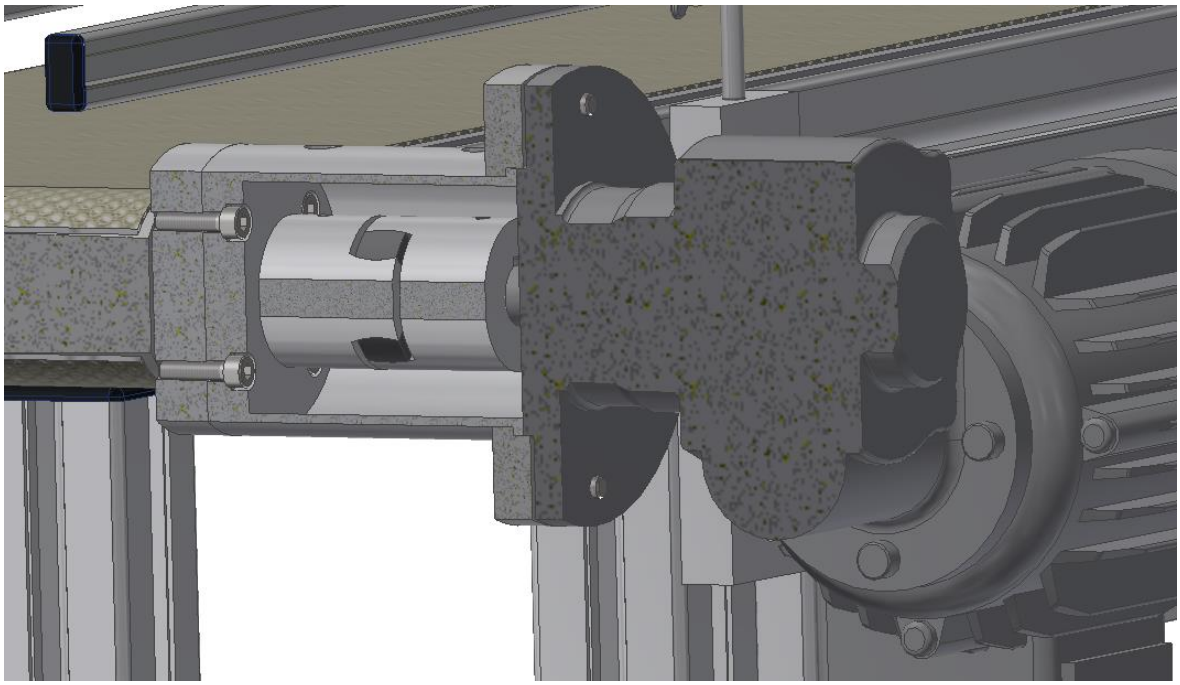
$M_U$ *[Nm]* Utahovací moment na klíči

$M_{\check{s}}$ *[Nm]* moment k předepnutí šroubu

$M_{TH}$ *[Nm]* moment pod hlavou šroubu

## 10.5. Kontrola šroubového spoje deska – zvon

V případě spojení deska – zvon se jedná o skupinový šroubový spoj. Pro realizaci spoje byly použity šrouby DIN 912 M5x20-10.9. Na následujícím obrázku je možné vidět, jak je spoj realizován. Protože je tento obrázek určen pouze pro představu, jsou z hlediska technického kreslení kvůli lepší přehlednosti vynechány šrafy v řezu.



*Obrázek 73 Šroubový spoj deska-zvon [autor]*

Tento skupinový šroubový spoj, je namáhán momentem, který vyvolá tíha pohonu. Tento moment je vyjádřen v následující rovnici:

$$F_P = m_P * g = 10 * 9{,}81 = \mathbf{98{,}1\ N} \quad (58)$$

$$M_O = F_P * y_T = 98{,}1 * 159 * 10^{-3} = \mathbf{15{,}6\ Nm} \quad (59)$$

přičemž:

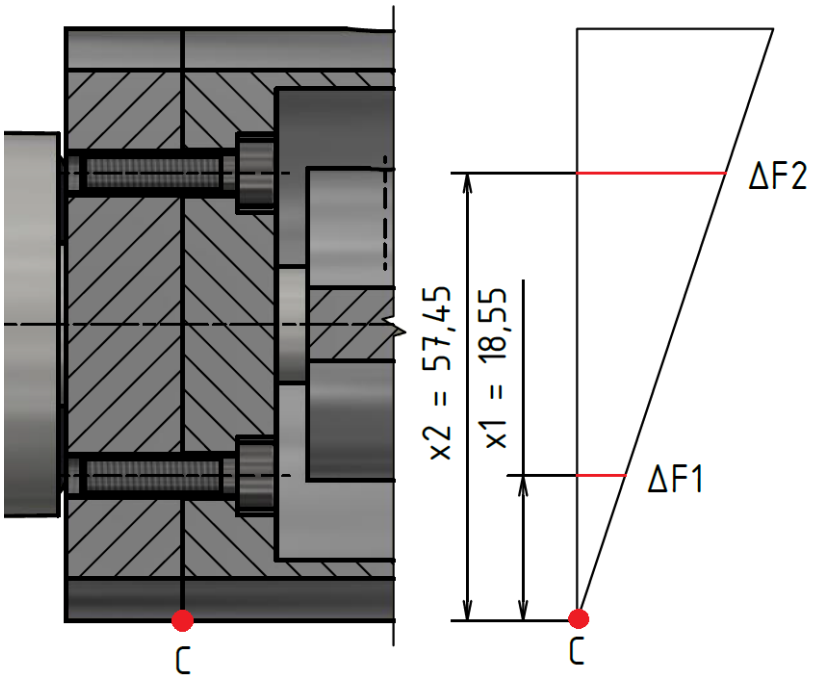
*$F_P$ [N]* Síla od tíhy pohonu

*$m_P$ [kg]* hmotnost pohonu

*$y_T$ [mm]* vzdálenost těžiště od šroubového spoje

*$M_O$ [Nm]* Moment od tíhy pohonu

Je zřejmé, že namáhání skupinového šroubového spoje není symetrické, ale že horní dva šrouby jsou namáhány více než spodní dva šrouby. Na obrázku 74 je zobrazeno jakým způsobem se rozdělí síla (popřípadě moment) od tíhy pohonu do jednotlivých šroubů. Jak vidíme na obrázku 73, pro skupinový šroubový spoj jsou použity celkem 4 šrouby. Jako předpoklad k výpočtu je uvažováno, že v případě přetížení šroubového spoje se zvon začne oddalovat od desky počínaje horní površkou válcové plochy zvonu (začne se otáčet kolem bodu C)




*Obrázek 74 Nesymetrické namáhání skupinového šroubového spoje [autor]*

Z Obrázku 74 a se znalostí toho, že skupinový šroubový spoj se skládá ze čtyř šroubů dostávám následující rovnice:

$$M_O = 2 * \Delta F_1 * x_1 + 2 * \Delta F_2 * x_2 \quad (60)$$

$$\frac{\Delta F_1}{x_1} = \frac{\Delta F_2}{x_2} \quad (61)$$

přičemž:

*$\Delta F_1$ [N]* Přírůstek síly do šroubu ve spodní řadě od tíhy pohonu

*$\Delta F_2$ [N]* Přírůstek síly do šroubu v horní řadě od tíhy pohonu

*$x_1$ = 18,55 [mm]* vzdálenost *$\Delta F_1$* od bodu C

*$x_2$ = 57,45 [mm]* vzdálenost *$\Delta F_2$* od bodu C

*$M_O$ [Nm]* Moment od tíhy pohonu

Dalšími úpravami rovnic 60 a 61 dostáváme vztahy pro přírůstky sil do šroubů v horní a spodní řadě:

$$\frac{\Delta F_1}{x_1} = \frac{\Delta F_2}{x_2} \rightarrow \Delta F_1 = \frac{x_1}{x_2} * \Delta F_2 \quad (62)$$

$$M_O = 2 * \frac{x_1}{x_2} * \Delta F_2 * x_1 + 2 * \Delta F_2 * x_2$$

$$M_O = 2 * \frac{x_1^2}{x_2} * \Delta F_2 + 2 * \Delta F_2 * x_2$$

$$M_O = \Delta F_2 * \left(2 * \frac{x_1^2}{x_2} + 2 * x_2\right)$$

$$\Delta F_2 = \frac{M_O}{2 * \frac{x_1^2}{x_2} + 2 * x_2} \quad (63)$$

Dosazením do těchto rovnic pak získáváme:

$$\Delta F_2 = \frac{15{,}6}{2 * \frac{(18{,}55 * 10^{-3})^2}{(57{,}45 * 10^{-3})} + 2 * (57{,}45 * 10^{-3})} = \mathbf{123{,}0\ N} \quad (63)$$

$$\Delta F_1 = \frac{18{,}55 * 10^{-3}}{57{,}45 * 10^{-3}} * 123 = \mathbf{39{,}7\ N} \quad (62)$$

Z dosazených hodnot rovnic 63 a 62 vidíme, že více přitěžované budou šrouby horní řady. Protože jsou ve skupinovém šroubovém spoji použity stejné šrouby, omezím výpočet pouze na šrouby horní řady (budou zatíženy více než šrouby spodní řady). Tímto kontrolním výpočtem bude zajištěno to, že nedojde k odlehnutí zvonu od desky vlivem hmotnosti pohonu.

### 10.5.1. Osové předpětí namontovaného šroubu

Osové předpětí šroubu po montáži se spočítá dle následující rovnice:

$$Q_O = \frac{M_{KU}}{\frac{d_2}{2} * \ tg\ (\gamma + \varphi') + \frac{\mu_z * \left(\frac{s + d_3}{2}\right)}{2}} \tag{64}$$

přičemž:

*$Q_O$ [N]* osové předpětí namontovaného šroubu

*s [mm]* Rozměr klíče pro šroub M5

*$d_3$ [mm]* Malý průměr šroubu M5

*$M_{KU}$ = 5,7 [Nm]* Doporučený maximální utahovací moment šroubu M5x20-8.8

*$\mu_z$ [-]* součinitel tření v závitu [40]

K tomuto výpočtu jsou opět třeba dopočítat úhly γ a φ´:

$$tg\ (\gamma) = \frac{P}{\pi * d_2} = \frac{0{,}8}{\pi * 4{,}48} = \mathbf{0{,}0568} \tag{40}$$

$$arctg\ (\gamma) = \gamma = \mathbf{3{,}25}°$$

$$tg\ (\beta_n) = tg\ (\beta) * \cos\ (\gamma) \tag{41}$$

$$tg\ (\beta_n) = tg\ (30) * \cos(3{,}25) = \mathbf{0{,}5764}$$

$$arctg\ (\beta_n) = \beta_n = \mathbf{29{,}959}°$$

$$tg\ (\varphi') = \frac{\mu_z}{cos\ (\beta_n)} \tag{42}$$

$$tg\ (\varphi') = \frac{0{,}15}{cos\ (29{,}959)} = \mathbf{0{,}1731}$$

$$arctg\ (\varphi') = \varphi' = \mathbf{9{,}82}°$$

přičemž:

*γ [°]* úhel stoupání závitu

*P [mm]* rozteč závitu

$d_2$ *[mm]* střední průměr šroubu M6

β *[°]* úhel boku závitu

$\beta_n$ *[°]* úhel boku závitu v normálovém řezu

$\mu_{AlFe}$ *[-]* součinitel tření hliník – ocel [40]

φ´ *[°]* třecí úhel závitu

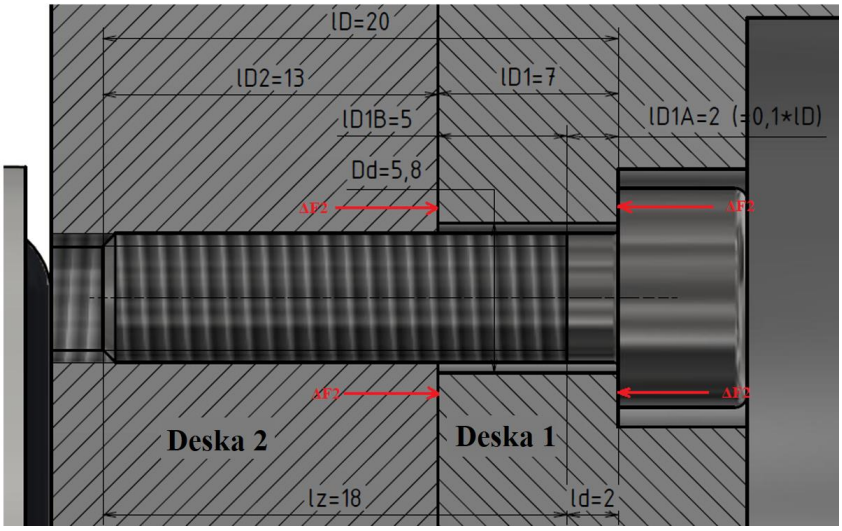
Osové předpětí namontovaného šroubu získáme dosazením:

$$Q_O = \frac{5{,}7}{\frac{4{,}48 * 10^{-3}}{2} * tg\,(3{,}25 + 9{,}82) + \frac{0{,}15 * \left(\frac{8 * 10^{-3} + 4{,}019 * 10^{-3}}{2}\right)}{2}} \quad (64)$$

$$Q_O = \mathbf{5\,871{,}8\ N}$$

### 10.5.2. Rötscherův diagram

Vlivem utahování šroubu (předepínání) dochází k prodlužování šroubu a zároveň ke stačování sevřených částí. Deformace, které vyvolá předepnutí šroubu jsou v poměru ke vzájemným tuhostem součástí. V okamžiku, kdy je předepjatý spoj dále namáhán, dojde k odlehčení sevřených částí a k přitížení šroubu. Z pevnostního hlediska je třeba spočítat maximální přitížení šroubu. Rozměry šroubového spoje v mm zobrazuje obrázek 75:




*Obrázek 75 Rozměry šroubového spoje [autor]*

Z následujícího obrázku určíme, které části jsou odlehčované a které jsou přitěžované. V následující tabulce 18 symbol „-“ znamená zatížení tlakem a symbol „+“ zatížení tahem. Dále je určeno, jestli je součást přitěžovaná, a tudíž se bude započítávat do tuhosti $C_1$, nebo odlehčována a bude se započítávat do $C_2$.

*Tabulka 18 Rozdělení přitěžovaných a odlehčovaných částí*

| | | Vliv $Q_0$ | Vliv $\Delta F_2$ | započítává se do: |
|---|---|---|---|---|
| Šroub | | + | + | $C_1$ |
| Deska 1 (deska vpravo) | lD1A | - | - | $C_1$ |
| | lD1B | - | + | $C_2$ |
| Deska 2 (deska vlevo) | | - | - | $C_1$ |

## Tuhost šroubu

Tuhost šroubu se skládá z tuhosti dříku a z tuhosti závitové části. Její výpočet je realizován následujícím způsobem:

$$\frac{1}{C_{š}} = \frac{1}{C_{dš}} + \frac{1}{C_{zš}} \tag{65}$$

přičemž:

$C_{š}$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost šroubu

$C_{dš}$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost dříku šroubu

$C_{zš}$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost závitu šroubu

Pro tuhost dříku šroubu platí:

$$C_{dš} = \frac{E_{Fe} * S_{dš}}{l_d} = \frac{E_{Fe} * \frac{\pi * d_{š}^2}{4}}{l_d} = \frac{210\,000 * \frac{\pi * 5^2}{4}}{2} = \mathbf{2\,061\,670\ Nmm^{-1}} \tag{66}$$

kde:

$C_{dš}$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost dříku šroubu

$E_{Fe}$ *= 210 000 [Nmm$^{-2}$]* Modul pružnosti v tahu - ocel

$S_{dš}$ *[mm²]* Plocha dříku šroubu

$l_d$ *[mm]* Délka dříku šroubu

$d_š$ *[mm]* Průměr šroubu

Pro tuhost závitu šroubu platí:

$$C_{zš} = \frac{E_{Fe} * S_{zš}}{l_z} = \frac{E_{Fe} * \frac{\pi * d_2^2}{4}}{l_z} = \frac{210\,000 * \frac{\pi * 4{,}48^2}{4}}{18} = \mathbf{183\,905\ Nmm^{-1}} \quad (67)$$

kde:

$C_{zš}$ *[Nmm⁻¹]* Tuhost závitu šroubu

$E_{Fe} = 210\,000$ *[Nmm⁻²]* Modul pružnosti v tahu - ocel

$S_{dš}$ *[mm²]* Plocha závitu šroubu

$l_z$ *[mm]* Délka závitu šroubu

$d_2$ *[mm]* Střední průměr šroubu

Tuhost šroubu pak je:

$$\frac{1}{C_š} = \frac{1}{2\,061\,670} + \frac{1}{183\,905} \quad (65)$$

$$C_š = \mathbf{168\,844\ Nmm^{-1}}$$

přičemž:

$C_š$ *[Nmm⁻¹]* Tuhost šroubu

## Tuhost přitěžovaných částí

Tuhost přitěžovaných částí se skládá z poddajností (převrácených hodnot tuhosti) šroubu, části lD1A Desky 1 a z Desky 2:

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_š} + \frac{1}{C_{lD1A}} + \frac{1}{C_{lD2}} \quad (68)$$

přičemž:

$C_1$ *[Nmm⁻¹]* Tuhost přitěžovaných částí

$C_š$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost šroubu

$C_{lD1A}$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost Desky 1 v části lD1A

$C_{lD2}$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost Desky 2

Pro tuhost Desky 1 v části lD1A platí:

$$C_{lD1A} = \frac{E_{Al} * S_{lD1A}}{l_{D1A}} = \frac{E_{Al} * \frac{\pi * (D_R^2 - D_d^2)}{4}}{l_{D1A}} = \frac{80\,000 * \frac{\pi * (10^2 - 5{,}8^2)}{4}}{2} \quad (69)$$

$$C_{lD1A} = \mathbf{2\,084\,761\ Nmm^{-1}}$$

kde:

$C_{lD1A}$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost Desky 1 v části lD1A

$E_{Al}$ *= 80 000 [Nmm$^{-2}$]* Modul pružnosti v tahu - hliník

$S_{lD1A}$ *[mm$^2$]* Plocha mezikruží

$l_{D1A}$ *[mm]* Délka části lD1A

$D_R$ *[mm]* Průměr náhradní Rötscherovy trubky (=2* $d_š$ )

$d_š$ *[mm]* Průměr šroubu

$D_d$ *[mm]* Průměr díry pro šroub

Pro tuhost Desky 2 platí:

$$C_{lD2} = \frac{E_{Al} * S_{lD2}}{l_{D2}} = \frac{E_{Al} * \frac{\pi * (D_R^2 - d_2^2)}{4}}{l_{D2}} = \frac{80\,000 * \frac{\pi * (10^2 - 4{,}48^2)}{4}}{13} \quad (70)$$

$$C_{lDA1} = \mathbf{386\,317\ Nmm^{-1}}$$

kde:

$C_{lD2}$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost Desky 2

$E_{Al}$ *= 80 000 [Nmm$^{-2}$]* Modul pružnosti v tahu - hliník

$S_{lD2}$ *[mm$^2$]* Plocha mezikruží

$l_{D2}$ *[mm]* Délka části lD2

$D_R$ *[mm]* Průměr náhradní Rötscherovy trubky (=2* $d_š$ )

$d_2$ *[mm]* Střední průměr šroubu

Tuhost přitěžovaných částí pak je:

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{168\,844} + \frac{1}{2\,084\,761} + \frac{1}{386\,317} \tag{68}$$

$$C_1 = \mathbf{111\,224\ Nmm^{-1}}$$

přičemž:

*$C_1$ [Nmm$^{-1}$]* Tuhost šroubu

## Tuhost odlehčovaných částí

Tuhost odlehčovaných částí se skládá pouze z poddajnosti části lD1B Desky 1. Můžeme tudíž napsat:

$$\frac{1}{C_2} = \frac{1}{C_{lDA1}} \rightarrow C_2 = C_{lDA1} \tag{71}$$

přičemž:

*$C_2$ [Nmm$^{-1}$]* Tuhost odlehčovaných částí

*$C_{lD1B}$ [Nmm$^{-1}$]* Tuhost Desky 1 v části lD1B

Pro tuhost Desky 1 v části lD1B platí:

$$C_{lD1B} = \frac{E_{Al} * S_{lD1B}}{l_{D1B}} = \frac{E_{Al} * \frac{\pi * (D_R^2 - D_d^2)}{4}}{l_{D1B}} = \frac{80\,000 * \frac{\pi * (10^2 - 5{,}8^2)}{4}}{5} \tag{72}$$

$$C_{lDA1} = \mathbf{833\,904\ Nmm^{-1}} = C_2$$

kde:

*$C_{lD1B}$ [Nmm$^{-1}$]* Tuhost Desky 1 v části lD1B

*$E_{Al}$ = 80 000 [Nmm$^{-2}$]* Modul pružnosti v tahu - hliník

*$S_{lD1B}$ [mm$^2$]* Plocha mezikruží

*$l_{D1B}$ [mm]* Délka části lD1B

*$D_R$ [mm]* Průměr náhradní Rötscherovy trubky (=2* $d_š$)

*$d_š$ [mm]* Průměr šroubu

$D_d$ *[mm]* Průměr díry pro šroub

$C_2$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost odlehčovaných částí

## Síly potřebné pro sestrojení Rötscherova diagramu

$$F_1 = \frac{C_1}{C_1 + C_2} * \Delta F_2 = \frac{111\,224}{111\,224 + 833\,904} * 123 = \mathbf{14,47\ N} \quad (73)$$

$$F_2 = \frac{C_2}{C_1 + C_2} * \Delta F_2 = \frac{833\,904}{111\,224 + 833\,904} * 123 = \mathbf{108,53\ N} \quad (74)$$

$$Q_1 = Q_O + F_1 = 5\,871{,}8 + 14{,}47 = \mathbf{5\,886,3\ N} \quad (75)$$

$$Q_2 = Q_O - F_2 = 5\,871{,}8 - 108{,}53 = \mathbf{5\,763,27\ N} \quad (76)$$

přičemž:

$C_1$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost přitěžovaných částí

$C_2$ *[Nmm$^{-1}$]* Tuhost odlehčovaných částí

$F_1$ *[N]* Síla přitěžující součásti přitěžované

$F_2$ *[N]* Síla odlehčující součásti odlehčované

$Q_1$ *[N]* Vnitřní síla ve šroubu

$Q_2$ *[N]* Provozní (zbytkové) předpětí spoje

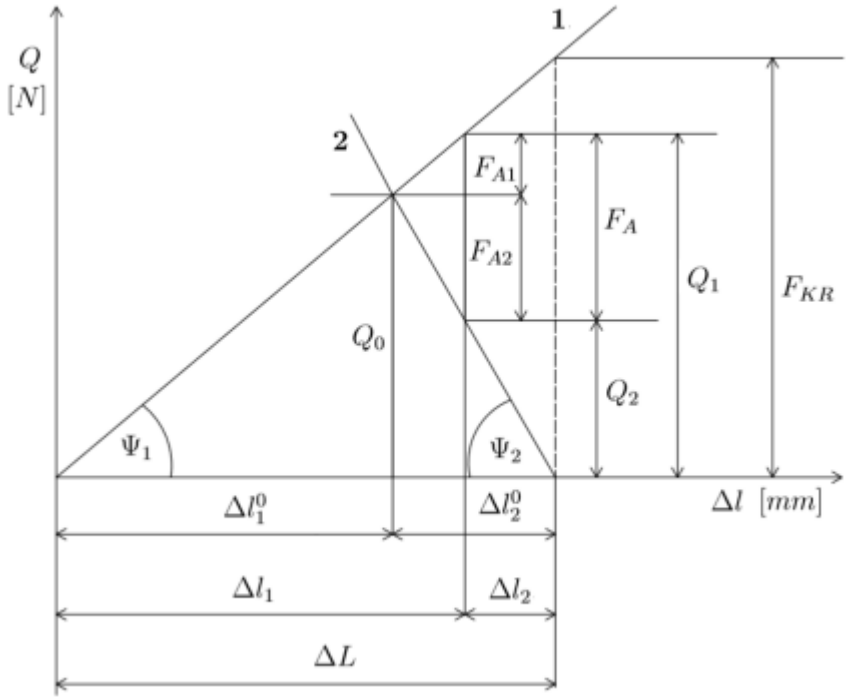
$Q_O$ *[N]* Osové předpětí šroubu po montáži

Všechny důležité hodnoty potřebné pro konstrukci Rötscherova diagramu jsou uvedeny v následující tabulce:

*Tabulka 19 Hodnoty pro Rötscherův diagram*

| | | |
|---|---|---|
| $C_1 = tg\ \psi_1$ | 111 224 *Nmm$^{-1}$* | Tuhost přitěžovaných částí |
| $C_2 = tg\ \psi_2$ | 833 904 *Nmm$^{-1}$* | Tuhost odlehčovaných částí |
| $F_1$ *(=$F_{A1}$)* | 14,47 *N* | Síla přitěžující součásti přitěžované |
| $F_2$ *(=$F_{A2}$)* | 108,53 *N* | Síla odlehčující součásti odlehčované |
| $Q_1$ | 5 886,3 *N* | Vnitřní síla ve šroubu |
| $Q_2$ | 5 763,27 *N* | Provozní (zbytkové) předpětí spoje |
| $Q_O$ | 5 871,8 *N* | Osové předpětí šroubu po montáži |

Rötscherův diagram je možné vidět na následujícím obrázku. Poměr tuhustí $C_2/C_1$ udává, jak velká část síly bude přenášet skupina odlehčovaných částí (skupina 2) a jak velkou část bude přenášet skupina 1. Menší síla ve skupině 1 znamená sice menší namáhání šroubu, nicméně hrozí dřívější vyčerpání montážního předpětí $Q_0$. Síla $F_{KR}$ označuje kritickou sílu, při které dochází vyčerpání předpětí a následnému odlehnutí zvonu od desky.




*Obrázek 76 Rötscherův diagram [42]*

### 10.5.3. Kontrola šroubu na tah

$$\sigma_t = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{Q_1}{\frac{\pi * d_3^2}{4}} \tag{77}$$

$$\sigma_t = \frac{5\,886{,}3}{\frac{\pi * 4{,}019^2}{4}} = \mathbf{464\ Nmm^{-2}}$$

přičemž:

$\sigma_t$ *[Nmm$^{-2}$]* Tahové napětí šroubu

$d_3$ *[mm]* Malý průměr šroubu M5

$S_3$ *[mm$^2$]* Plocha dříku šroubu

### 10.5.4. Kontrola šroubu na krut

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_{š}} = \frac{Q_O * \frac{d_2}{2} * tg\,(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi * d_3^3}{16}} \quad (78)$$

$$\tau_K = \frac{5\,871{,}8 * \frac{4{,}48}{2} * tg\,(3{,}25 + 9{,}82)}{\frac{\pi * 4{,}019^3}{16}} = \mathbf{239{,}6\ Nmm^{-2}}$$

přičemž:

$\tau_K$ *[Nmm$^{-2}$]* Smykové napětí šoubu

$W_š$ *[mm$^3$]* Průřezový modul v krutu

$d_3$ *[mm]* Malý průměr šroubu M5

### 10.5.5. Redukované napětí

$$\sigma_{redHMH} = \sqrt{{\sigma_t}^2 + \alpha_{HMH}^2 * {\tau_K}^2} \quad (79)$$

$$\sigma_{red\tau max} = \sqrt{{\sigma_t}^2 + \alpha_{\tau max}^2 * {\tau_K}^2} \quad (80)$$

$$\sigma_{redHMH} = \sqrt{464^2 + 3 * 239{,}6^2} = \mathbf{622{,}5\ Nmm^{-2}}$$

$$\sigma_{red\tau max} = \sqrt{464^2 + 4 * 239{,}6^2} = \mathbf{667{,}0\ Nmm^{-2}}$$

přičemž:

$\sigma_{redHMH}$ *[Nmm$^{-2}$]* Redukované napětí dle HMH

$\sigma_{red\tau max}$ *[Nmm$^{-2}$]* Redukované napětí dle τmax

$\alpha_{HMH} = \sqrt{3}$ dle hypotézy HMH

$\alpha_{\tau max} = 2$ dle hypotézy τmax

### 10.5.6. Bezpečnost

$$k_{HMH} = \frac{Re}{\sigma_{redHMH}} = \frac{900}{622{,}5} = \mathbf{1{,}45} \quad (81)$$

$$k_{\tau max} = \frac{Re}{\sigma_{red\tau max}} = \frac{900}{667} = \mathbf{1,35} \quad (82)$$

přičemž:

*$k_{HMH}$ [-]* Bezpečnost dle hypotézy HMH

*$k_{\tau max}$ [-]* Bezpečnosti dle hypotézy τmax

*Re [Nmm$^{-2}$]* Mez kluzu šroubu M5 pevnostní třídy 10.9

### 10.5.7. Kontrola tlaku v závitu

$$p_z = \frac{Q_1}{\pi * d_2 * z * H} = \frac{Q_1}{\pi * d_2 * \frac{m_z}{P} * \frac{d - D_1}{2}} \leq 80\ Nmm^{-2} \quad (83)$$

$$p_z = \frac{5\,886{,}3}{\pi * 4{,}48 * \frac{13}{0{,}8} * \frac{5 - 4{,}134}{2}} = \mathbf{59,43\ Nmm^{-2} \leq 80\ Nmm^{-2}}$$

přičemž:

*$p_z$ [Nmm$^{-2}$]* Tlak v závitu

*$p_{zdov}$ = 80 [Nmm$^{-2}$]* Maximální přípustný tlak v závitu

*$m_z$ [mm]* Délka zašroubované části závitu

*$d_2$ [mm]* Střední průměr šroubu M5

*P [mm]* Rozteč závitu M5

### 10.5.8. Kontrola tlaku pod hlavou šroubu

$$S_{pod} = \frac{\pi}{4} * (s^2 - d_3^2) = \frac{\pi}{4} * (8^2 - 4{,}019^2) = \mathbf{37,6\ mm^2} \quad (84)$$

$$p_{pod} = \frac{Q_1}{S_{pod}} = \frac{5\,886{,}3}{37{,}6} = \mathbf{156\ Nmm^{-2} \leq 200\ Nmm^{-2}} = p_{dov} \quad (85)$$

přičemž:

*$S_{pod}$ [mm$^2$]* Plocha mezikruží pod hlavou šroubu

*$p_{pod}$ [Nmm-$^2$]* Tlak působící na mezikruží pod hlavou šroubu

*$p_{dov}$ [Nmm-$^2$]* Maximální přípustný tlak

*s [mm]* Rozměr klíče pro šroub M5

*$d_3$ [mm]* Malý průměr šroubu M5

### 10.5.9. **Kontrola na příčnou sílu**

Tření vyvolané šrouby musí s dostatečnou bezpečností zajistit to, aby se zvon vlivem nedostatku tření začal posouvat dolů. Musí proto platit následující vztah:

$$F_{třecí} \geq k * F_P \tag{86}$$

Dále je třeba vzít v potaz, že vlivem nesymetrie zatěžování skupinového šroubového spoje vyvolá první a druhá řada šroubů rozdílnou velikost tření. Proto je třeba spočítat síly působící v první řadě šroubů:

$$F_{2\ (1.řada)} = \frac{C_2}{C_1 + C_2} * \Delta F_2 = \frac{833\ 904}{111\ 224\ + 833\ 904} * 39{,}7 = \mathbf{35\ N} \tag{87}$$

$$Q_{2(1.řada)} = Q_O - F_2 = 5\ 871{,}8 - 35 = \mathbf{5\ 836{,}8\ N} \tag{88}$$

přičemž:

*$F_{2(1.řada)}$ [N]* Síla odlehčující součásti odlehčované v první řadě šroubů

*$Q_{2(1.řada)}$ [N]* Provozní (zbytkové) předpětí spoje v první řadě šroubů

Pro tření vyvolané těmito šrouby pak platí vztah:

$$F_{třecí} = \left(2 * Q_{2(1.řada)} + 2 * Q_{2(2.řada)}\right) * f \tag{89}$$

$$F_{třecí} = (2 * 5\ 836{,}8 + 2 * 5\ 763{,}3) * 0{,}15 = \mathbf{3\ 480\ N}$$

přičemž:

*$Q_{2(1.řada)}$ [N]* Provozní (zbytkové) předpětí spoje v první řadě šroubů

*$Q_{2(2.řada)}$ (=$Q_2$) [N]* Provozní (zbytkové) předpětí spoje v druhé řadě šroubů

*f [-]* součinitel tření

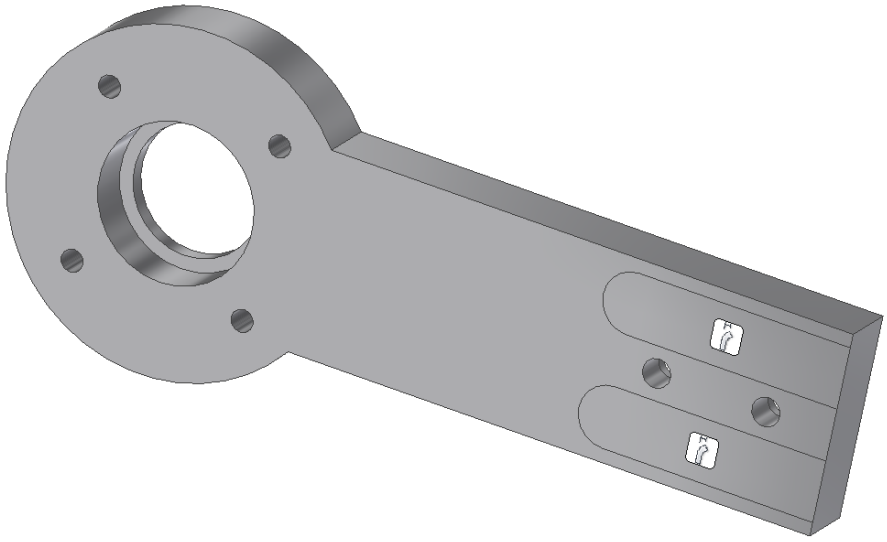
Bezpečnost skupinového spoje při přenosu příčné síly je tudíž ze vztahu 86 následující:

$$F_{třecí} \geq k * F_P \rightarrow k \leq \frac{F_{třecí}}{F_P} = \frac{3\ 480}{98{,}1} = \mathbf{35{,}5} \tag{86}$$

# 11. Metoda konečných prvků

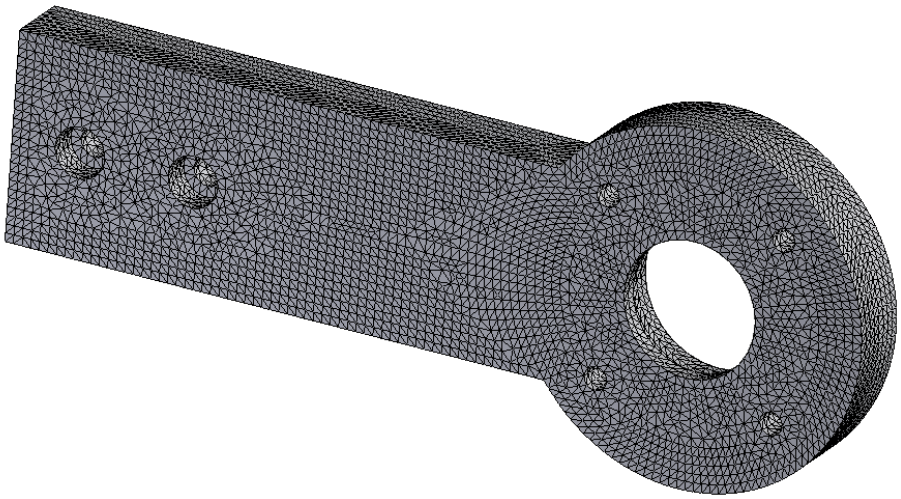
V této kapitole je provedena simulace pro desku, která slouží k uchycení pohonu. Tato deska byla podrobena analýze kvůli tomu, že je podrobena kombinovanému namáhání. Na tuto desku silově působí ložisko, které zachycuje síly v pásu. Dále je pak deska zatížena vzdálenou silou od tíhy pohonu a zachytává jeho reakční moment. Vzhledem ke tvarové složitosti byla tato analýza provedena pomocí metody konečných prvků (MKP).

Při realizaci MKP je potřeba správně stanovit okrajové podmínky, které do jisté míry zjednoduší úlohu a zároveň jsou co nejblíže reálnému průběhu namáhání. Jako okrajová podmínka byla zvolena pevná vazba v ploše, která je v blízkém kontaktním okolí šroubů. (Obrázek 77) Tyto dvě plošky reprezentují plochy hliníkového profilu, o které se tato deska po dotažení šroubů opírá. Kvůli tomu, aby simulace co nejvíce odpovídala realitě, nejsou plošky uvažovány po celé délce opěrné plochy, jelikož vzdálenější část opěrné plochy při zatížení odlehne od sebe. U těchto dvou plošek je uvažováno zaoblení v na levé straně z toho důvodu, aby byly odstraněny špičkové napětí vznikající v rozích, které neodpovídají realitě a vznikají pouze z principu funkce metody konečných prvků. Z důvodu zjednodušení nebyla zvolena kontaktní úloha, která by jistě dosáhla většího přiblížení skutečnosti, za cenu mnohem vyšších HW a SW nároků včetně neúměrného zvýšení doby nutné k odladění složitější úlohy. Proto bylo místo kontaktu nahrazeno pevnou vazbou, neuvažuje se poddajnost hliníkového profilu v místě reálného kontaktu, neuvažuje se možnost odlehnutí sevřených desek šroubovým spojem. Toto způsobí ve výsledku očekávanou vyšší hodnotu napjatosti a vznik špiček v okraji vazby.



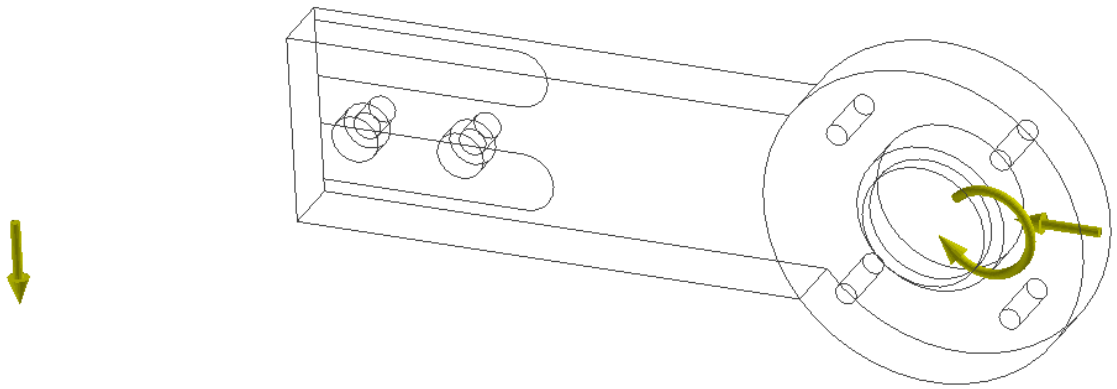
*Obrázek 77 Okrajové podmínky [autor]*

Dalším krokem je vytvoření sítě elementů. Vytvořená síť (Obrázek 78) obsahuje celkem 128 226 elementů a 187 392 uzlů. Volba jemnosti sítě je důležitým aspektem při analyzování dílu pomocí MKP. V případě volby nedostatečné jemnosti může docházet k větším nepřesnostem. V případě volby zbytečně jemné sítě dochází pak k prodlužování výpočetního času.



*Obrázek 78 Síť pro MKP desky [autor]*

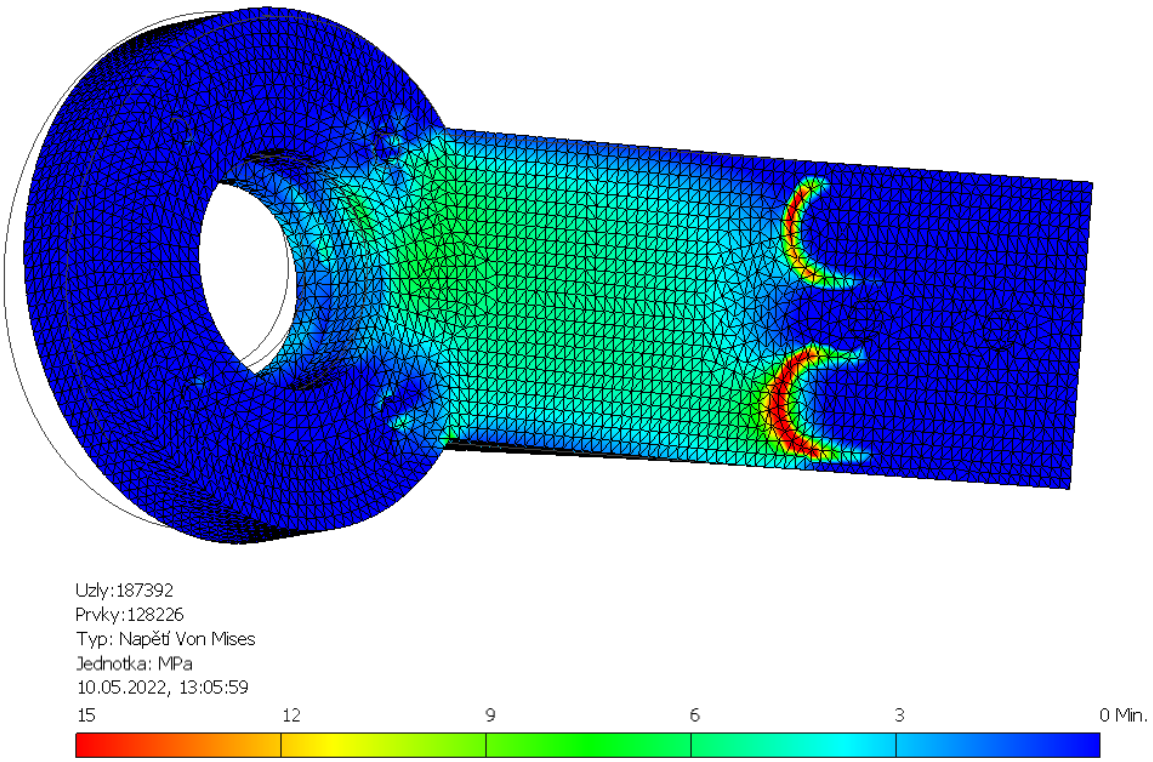
Dále je pak aplikováno zatížení desky. Deska je zatížena vzdálenou silou, která je vyvolána tíhou pohonu a působí v jeho těžišti. Druhou silou je silové působení ložiska, která zachycuje síly v pásu na vnitřní kruhovou plochu desky. Dále pak ložisko zachytává reakční moment od motoru.



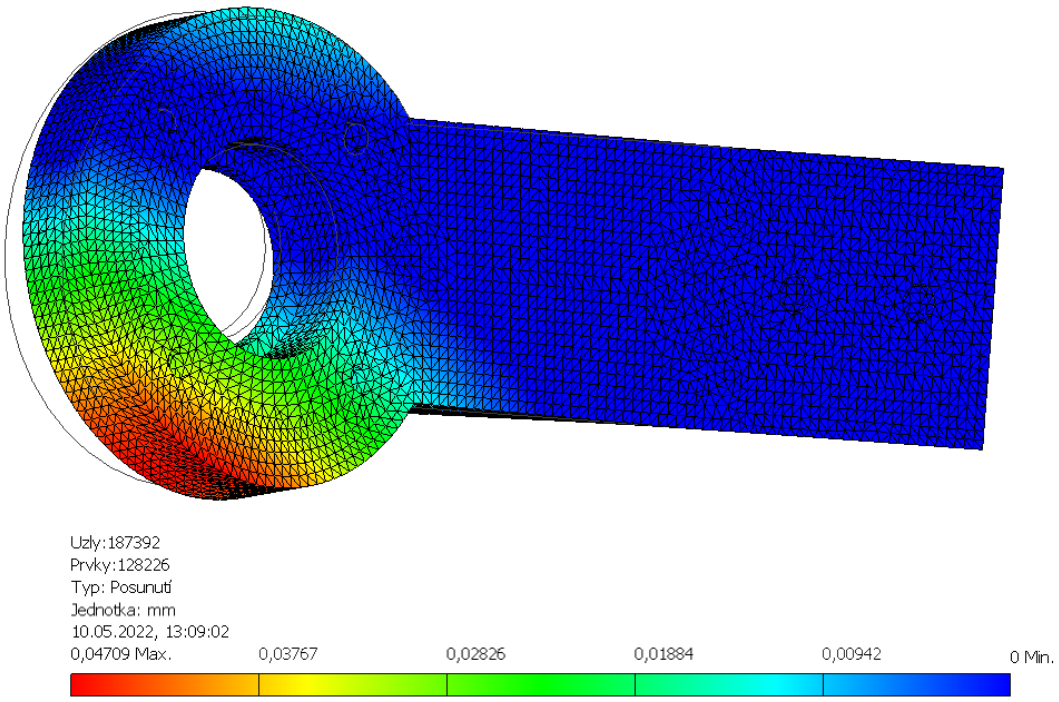
*Obrázek 79 Zatížení desky [autor]*

Po stanovení okrajových podmínek, vysíťování analyzovaného prvku s vhodnou jemností sítě a po aplikaci všech zatěžujících sil je možné se přesunout k samotné simulaci.

Na Obrázku 80 je vidět průběh redukovaného napětí dle teorie HMH v zatěžované desce. Škála barev byla nastavena do intervalu od 0 do 15 $Nmm^{-2}$. Místa, která jsou na obrázku 80 výrazně červená dosahují hodnot napětí až 42,4 $Nmm^{-2}$, nicméně toto je špičkové napětí dané zvolenou okrajovou podmínkou a zjednodušením tím že neuvažujeme kontakt s odlehnutím. Úkolem této MKP úlohy není řešení kontaktu šroubového spoje ale pevnost a tuhost krku desky. Proto tyto špičky můžeme i vzhledem k velikosti jejich napětí zanedbat. V realitě je toto místo namáháno kontaktním tlakem. Naproti tomu můžeme pozorovat průběh napětí, které dosahuje hodnot až 8,2 $Nmm^{-2}$, které už má vypovídající hodnotu o reálném průběhu napětí a deformace desky.

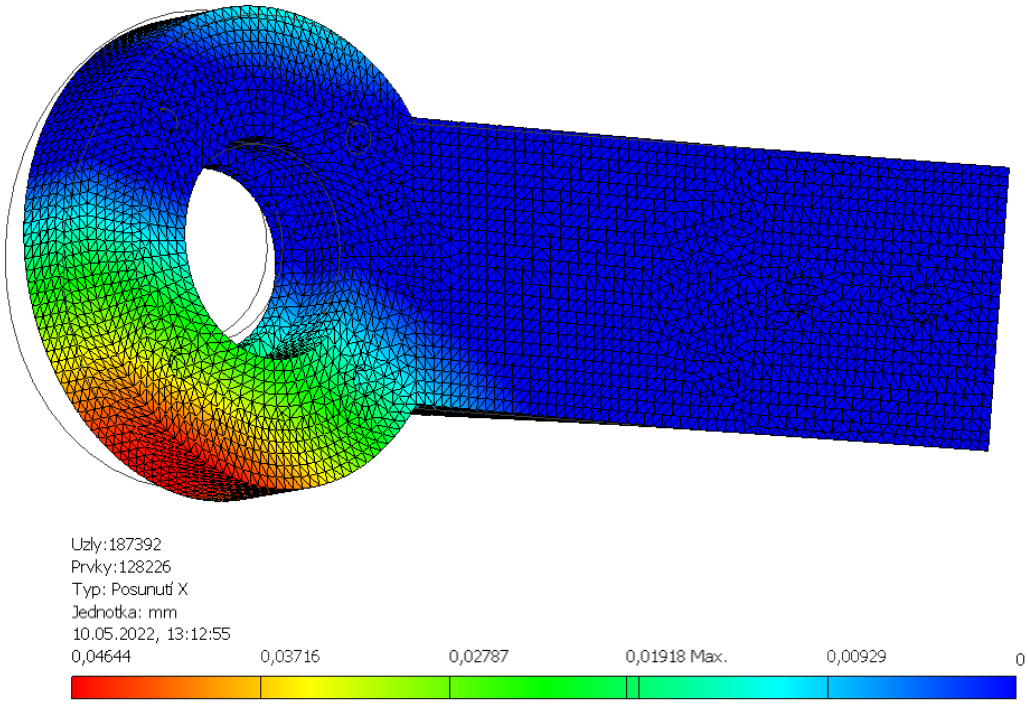



*Obrázek 80 Průběh napětí desky [autor]*

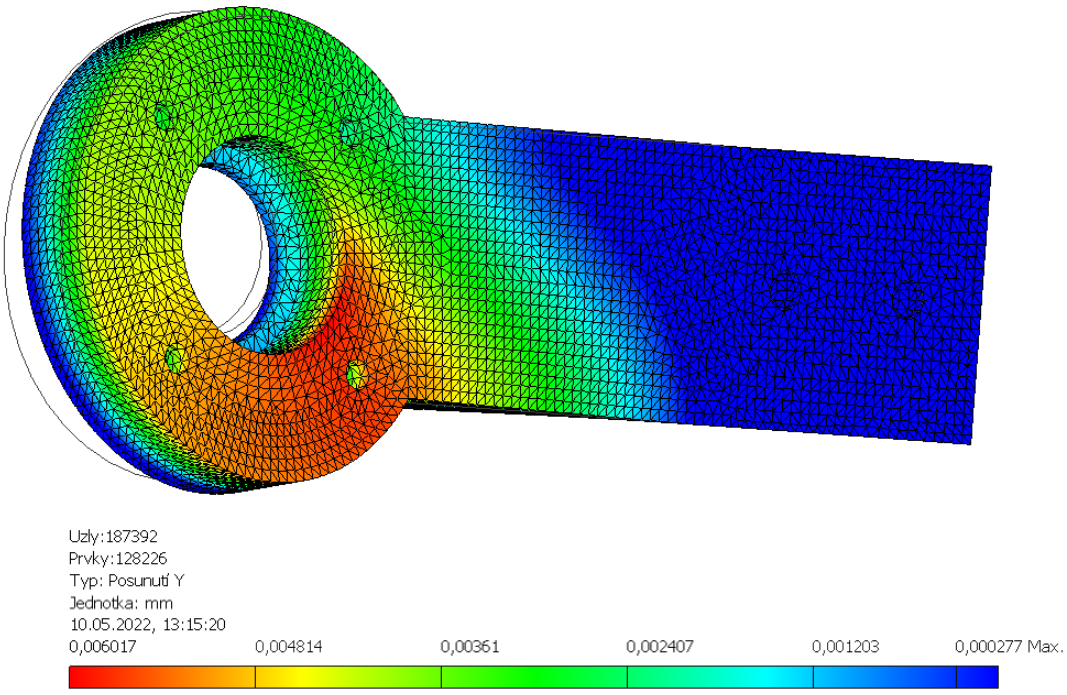



*Obrázek 81 Průběh celkového posunutí [autor]*

Na obrázku 81 je vidět průběh celkového posunutí všech uzlů. Celkové posunutí (popřípadě deformace) uzlu je dána odmocninou součtu kvadrátů posunutí ve směru x, y, a z. Na obrázku 82 a 83 je pak možné vidět posunutí jednotlivých uzlů do směru x a y.




*Obrázek 82 Posunutí ve směru x [autor]*




*Obrázek 83 Posunutí ve směru y [autor]*

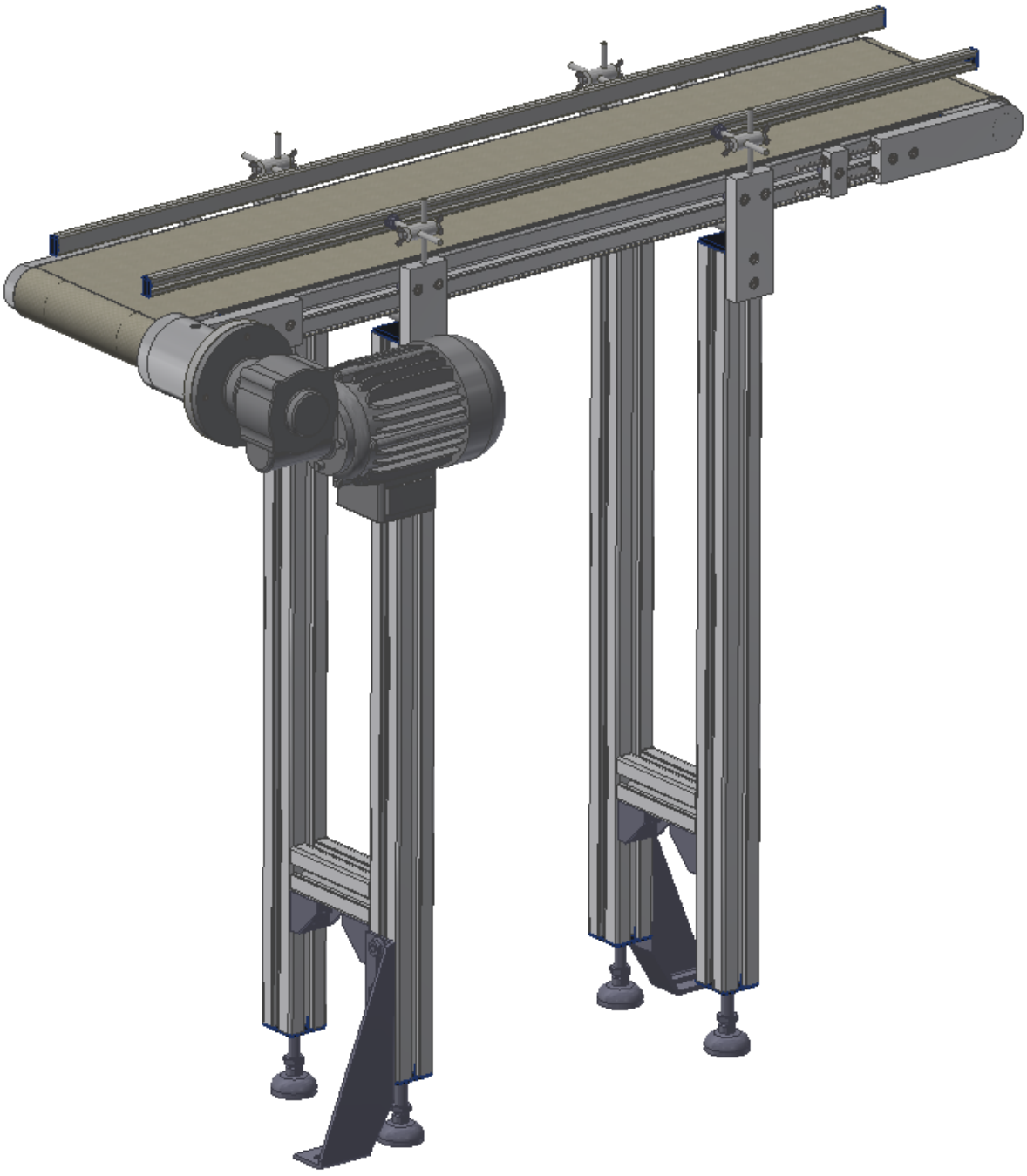
Posunutím ve směru x vzniká odlehnutí desky od rámu. Vzhledem k celkovému maximálnímu posunutí nepřesahující 0,05 mm je zajištěn správný chod stroje, jelikož celkové odlehnutí desky zachytí naklápěcí kuličkové ložisko. Jelikož napětí nepřesahuje 8,2 $Nmm^{-2}$, únosnost dílu je včetně určité bezpečnosti dostatečná. Shrnutí MKP analýzy zobrazuje následující tabulka:

*Tabulka 20 Shrnutí MKP analýzy*

| | | |
|---|---|---|
| $\sigma_{MKP}$ | 8,2 $Nmm^{-2}$ | Maximální dosažené napětí |
| $\sigma_{dov.}$ | 60 $Nmm^{-2}$ | Dovolené napětí |
| $k$ | 7,3 | bezpečnost |
| $u_{celk.}$ | 0,047 mm | Celkové maximální posunutí |
| $u_x$ | 0,046 mm | Max. posunutí ve směru x |
| $u_y$ | 0,006 mm | Max. posunutí ve směru y |

# 12. Závěr

V rámci této diplomové práce byl proveden koncepční návrh řešení technologického pásového dopravníku. Byla zpracována důkladná rešerše různých druhů manipulačních prostředků používaných v technické praxi. Byla zpracována rešerše nakupovaných komponent pásového dopravníku. Na základě rešerše bylo zvoleno vhodné konstrukční uspořádání dopravníku. Konstrukční uspořádání bylo zvoleno s ohledem na stavebnicové řešení a jednoduchost. Byla shrnuta teoretická východiska návrhových a kontrolních výpočtů, a následně byla pak tyto východiska upravena a aplikována na konkrétní návrhový výpočet. Bylo navrženo konkrétní konstrukční řešení dopravníku. Konstrukce je řešena stavebnicovým systémem hliníkových konstrukcí Bosch Rexroth tak, jak bylo požadováno v pokynech pro vypracování. Navržené konstrukční řešení umožňuje akumulační režim. Dále je konstrukčním řešením zajištěna možnost použití různých druhů pásu dle přepravovaných materiálů. Konstrukce je dále navržena tak, aby bylo možné seřídit osy bubnů pro příčnou stabilizaci pásu. Byla provedena volba jednotlivých nakupovaných komponent (pás, pohon, ložiska, pružná spojka…) Poté jsou provedeny nezbytné kontroly. Kontrolovány jsou ložiska, pera, pružná spojka a dva šroubové spoje. Dále je pak pomocí MKP kontrolována deska, která je zatížena kombinovaným namáháním. 3D model je řešen plně parametricky pro modularitu šířky od 200 mm do 800 mm a délky od 1 000 mm až do 6 000 mm. Maximální zatížitelnost dopravníku je pro všechny možnosti rozměrů stejná – 80 kg.



*Obrázek 84 Koncepční návrh technologického pásového dopravníku [autor]*

# 13. Seznamy

## 13.1. Seznam použité literatury

[1] History Of Belt Conveyors [online]. [cit. 2021-10-25]. Dostupné z: https://www.asmechsystems.co.uk/products/conveyors/history-belt-conveyors/

[2] Everything you wanted to know about the history of conveyors [online]. [cit. 2021-11-01]. Dostupné z: https://www.kemperequipment.com/blog/everything-you-wanted-to-know-about-the-history-of-conveyors/

[3] History of the conveyor belt [online]. [cit. 2021-11-01]. Dostupné z: https://blog.habasit.com/uncategorized/history-conveyor-belt/

[4] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL, 1979.

[5] DRAŽAN, František, Věra VOŠTOVÁ, Karel JEŘÁBEK a Milan BRAND. Teorie a stavba dopravníku. Praha: ČVUT, 1983.

[6] DRAŽAN, František. Transportéry. Praha: ČVUT, 1961.

[7] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. Transportní zařízení. Praha: SNTL, 1966.

[8] Longest conveyor belt [online]. [cit. 2021-11-01]. Dostupné z: https://www.guinnessworldrecords.com/world-records/69405-longest-conveyor-belt

[9] DOLEČEK, Josef a Zdeněk HOLOUBEK. Strojnictví II pro SOU. 3. vydání. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY. ISBN 80-03-00036-X.

[10] Šnekové dopravníky [online]. [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: https://www.navzas.cz/snekove-dopravniky

[11] Dopravníky s článkovým řetězem [online]. [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: https://www.alvaris.eu/cz/dopravniky/retezove-dopravniky/dopravniky-s-clankovym-retezem

[12] HRNÍČKOVÝ DOPRAVNÍK [online]. [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: http://edu.techmania.cz/cs/veda-v-pozadi/719

[13] Půjčovna dopravníků [online]. [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: https://www.dopravnipasy.com/pujcovna-dopravniku

[14] Pásové dopravníky [online]. [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: https://www.manutan.cz/cs/mcz/pasove-dopravniky-sirka-295-mm-nosnost-20-kg-m-646072?gclid=Cj0KCQjw5oiMBhDtARIsAJi0qk29LiGpfs1Y3FU2aGvgfqrmY60U6vCgp3SAkZj1104nntSAA4pR1sYaAr3KEALw_wcB

[15] Miniature belt conveyors [online]. [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: https://www.dornerconveyors.com/europe/products/1100-series/1100-miniature-belt-conveyors

[16] Belt conveyors [online]. [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: https://www.easy-conveyors.com/ebs-belt-conveyors/

[17] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 277 s. ISBN 1524.

[18] Hnací, napínací a ostatní bubny [online]. [cit. 2021-11-16]. Dostupné z: https://www.gtktupesy.cz/cz/bubny/

[19] Drive drums [online]. [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: https://www.doh-jennes.com/drums.php
[20] Bubnové elektropohony [online]. [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: http://www.achenbach.cz/bubnove_elektropohony
[21] Dopravníkové systémy [online]. [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: https://www.haberkorn.cz/download/detail/32/
[22] Assembly technology [online]. [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Assembly-Technology?cclcl=cs_CZ
[23] Quick conecctor 0 vs 90 [online]. [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=UTeGB8qIoMQ&ab_channel=Motedis
[24] Pásové dopravníky s kovovými pásy [online]. [cit. 2021-11-23]. Dostupné z: http://www.marting.cz/produkty/pasove-dopravniky/dopravniky-s-kovovymi-pasy.html
[25] Dopravní pásy [online]. [cit. 2021-11-23]. Dostupné z: http://www.stzservis.cz/dopravni-pasy.aspx
[26] Mobilní pásové dopravníky [online]. [cit. 2021-11-23]. Dostupné z: https://www.gumex.cz/sluzby/dopravnikove-pasy-a-montaz-76/mobilni-pasove-dopravniky-88
[27] BOBOK, Jiří. Konstrukce a spojování dopravních pásů [online]. Ostrava, 2015, X(1), 16 [cit. 2021-11-24]. Dostupné z: https://docplayer.cz/6145636-Konstrukce-a-spojovani-dopravnich-pasu-design-and-splicing-conveyor-belts.html
[28] ČSN 26 0001. Dopravní zařízení, názvosloví a rozdělení. 1987.
[29] ČSN 26 0378. Dopravní pásy s textilní kostrou. Základní ustanovení. 1991.
[30] Vulkanizační lisy pro gumové pásy [online]. Brno [cit. 2022-02-15]. Dostupné z: https://www.pogumovani.cz/www-incoprumysl-cz/PRO-PRYZOVE-PASY-c12_0_1.htm
[31] MRÁZEK, Jiří. Teorie transportních strojů II. [online]. Praha, 2020 [cit. 2022-02-22]. Dostupné z: https://moodle-vyuka.cvut.cz/enrol/index.php?id=2351
[32] CVEKL, Zdeněk a František DRAŽAN. Teoretické základy transportních zařízení. Praha: SNTL, 1976.
[33] WEG Getriebe [online]. [cit. 2022-02-26]. Dostupné z: https://www.weg-antriebe.de/online-catalogue-red.html
[34] Oboustranná lepící páska 3M [online]. 2022 [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: https://www.alza.cz/hobby/3m-oboustranna-lepici-paska-9088-200-19mm-x-50m-d5600075.htm
[35] Valivá ložiska SKF [online]. 2019 [cit. 2022-04-06]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
[36] Kluzná ložiska SKF [online]. [cit. 2022-04-06]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-PPMF%20121412?system=metric
[37] Pružná spojka [online]. [cit. 2022-04-06]. Dostupné z: https://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/
[38] Hliníkové profily [online]. [cit. 2022-04-06]. Dostupné z: https://proal.cz/hlinik/slitiny-hliniku/en-aw-6060/

[39] ČSN EN 755-2 (424086): Hliník a slitiny hliníku - Lisované tyče, trubky a profily - Část 2: Mechanické vlastnosti. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.

[40] LEINVEBER, J. – VÁVRA, P.: Strojnické tabulky. 3. doplněné vydání. Praha: Albra, 2006. ISBN 80- 7361-033-7.

[41] Základní technické informace - hliník [online]. [cit. 2022-04-12]. Dostupné z: https://www.ehlinik.cz/

[42] ŠVEC Vladimír. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. 3. vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3

# 13.2. Seznam obrázků

Obrázek 1 Automatizace dopravování materiálu v automobilce Ford [3] ... 3
Obrázek 2 Článkový dopravník [11] ... 4
Obrázek 3 Šnekový dopravník [10] ... 4
Obrázek 4 Korečkový dopravník na řece [12] ... 5
Obrázek 5 Porovnání mobilní a stabilní konstrukce [13][14] ... 6
Obrázek 6 Vodorovná, šikmá a lomená dopravní trasa [6] ... 7
Obrázek 7 Rovný a korýtkový profil pásu [9] ... 7
Obrázek 8 Miniaturní pásový dopravník [15] ... 8
Obrázek 9 Nejdelší jednopásový dopravník na světě [8] ... 8
Obrázek 10 Části pásového dopravníku [16] ... 9
Obrázek 11 Provozní hodnoty souč. tření měřené na mezi prokluzu [7] ... 10
Obrázek 12 Hnací buben: hladký, pogumovaný a obložený [18] ... 10
Obrázek 13 Napínací buben s klínovou drážkou [19] ... 11
Obrázek 14 Bombírování bubnu [18] ... 11
Obrázek 15 Elektrobuben [20] ... 12
Obrázek 16 Umístění elektromotoru [21] ... 12
Obrázek 17 Požadavky na použití ložisek [autor] ... 13
Obrázek 18 Princip spojování rychlospojkou [23] ... 14
Obrázek 19 Spojování stavebnicových profilů [22] ... 14
Obrázek 20 Čtvercové profily s různým počtem drážek [22] ... 15
Obrázek 21 Porovnání masivnějšího (vlevo) a odlehčeného (vpravo) profilu [22] ... 16
Obrázek 22 Dopravník s kovovým pásem [24] ... 17
Obrázek 23 Kostra pásu s textilními a ocelovými vlákny [25] ... 18
Obrázek 24 Pásový dopravník osazený unašeči [26] ... 19
Obrázek 25 Kloubové mechanické spojení pásu [27] ... 20
Obrázek 26 Pevné mechanické spojení pásu [27] ... 20
Obrázek 27 Spojování pásu vulkanizací [30] ... 21
Obrázek 28 Vliv polohy poháněcího bubnu [4] ... 22
Obrázek 29 Eulerův vztah pro vláknové tření [31] ... 23
Obrázek 30 Průběh tahového napětí v pásu [32] ... 24
Obrázek 31 Rozvinutý diagram tahů v pásu [32] ... 25
Obrázek 32 Určení ohybového napětí v pásu [31] ... 25
Obrázek 33 Určení napětí v pásu od odstředivé síly [31] ... 26
Obrázek 34 Celkové namáhání pásu [31] ... 28
Obrázek 35 Úhel opásání [31] ... 29
Obrázek 36 Síly při napínání pásu [31] ... 30
Obrázek 37 Spodní (vlevo) a vrchní (vpravo) vrstvy pásů [autor] ... 33
Obrázek 38 Uvolnění pro výpočet celkového pohybového odporu [autor] ... 33
Obrázek 39 Závislost účinnosti na převodovém poměru jednostupňové šnekové převodovky [33] ... 40
Obrázek 40 Schéma konstrukčního provedení [autor] ... 41
Obrázek 41 Konstrukce rámu [autor] ... 42
Obrázek 42 Spojení pomocí úhelníků [22] ... 42
Obrázek 43 Napínání pásu [autor] ... 43
Obrázek 44 Uložení vratného bubnu [autor] ... 44
Obrázek 45 Kompenzace vybočování pásu [autor] ... 45
Obrázek 46 Uchycení pohonu [autor] ... 46
Obrázek 47 Přenos hnací síly [autor] ... 47
Obrázek 48 Hnací buben [autor] ... 48
Obrázek 49 Kluzná deska [autor] ... 48
Obrázek 50 Uložení kluzné desky [autor] ... 49
Obrázek 51 Montáž a demontáž pásu [autor] ... 50

Obrázek 52 Nohy dopravníku [autor] ..... 51
Obrázek 53 Vyrovnávací patka [22] ..... 51
Obrázek 54 Základová konzola [22] ..... 51
Obrázek 55 Podepírání pásu [autor] ..... 52
Obrázek 56 Boční vedení [autor] ..... 53
Obrázek 57 Řezy bočním vedením [autor] ..... 53
Obrázek 58 Výsledné konstrukční řešení [autor] ..... 54
Obrázek 59 Zvolený pás 2M5 U0-U0 HPA [autor] ..... 57
Obrázek 60 Připojovací rozměry pohonu [33] ..... 61
Obrázek 61 Ložisko SKF 1202 ETN9 [35] ..... 62
Obrázek 62 Ložisko SKF PPMF 121412 [36] ..... 63
Obrázek 63 Pružná spojka GE-T 19-24 [37] ..... 64
Obrázek 64 Vyrovnání nesouosostí hnaného bubnu a hřídele pohonu [37] ..... 64
Obrázek 65 Profil 45x45L [22] ..... 66
Obrázek 66 Profil 11x20 [22] ..... 67
Obrázek 67 Rozměry základové konzoly [22] ..... 67
Obrázek 68 Vyrovnávací patka [22] ..... 67
Obrázek 69 Úhelník 45x45 [22] ..... 68
Obrázek 70 T matice, T šroub, přírubová matice [22] ..... 68
Obrázek 71 Spojení pomocí pera [40] ..... 72
Obrázek 72 Kontrola svěrného spoje [autor] ..... 75
Obrázek 73 Šroubový spoj deska-zvon [autor] ..... 82
Obrázek 74 Nesymetrické namáhání skupinového šroubového spoje [autor] ..... 83
Obrázek 75 Rozměry šroubového spoje [autor] ..... 86
Obrázek 76 Rötscherův diagram [42] ..... 92
Obrázek 77 Okrajové podmínky [autor] ..... 96
Obrázek 78 Síť pro MKP desky [autor] ..... 97
Obrázek 79 Zatížení desky [autor] ..... 97
Obrázek 80 Průběh napětí desky [autor] ..... 98
Obrázek 81 Průběh celkového posunutí [autor] ..... 99
Obrázek 82 Posunutí ve směru x [autor] ..... 99
Obrázek 83 Posunutí ve směru y [autor] ..... 100
Obrázek 84 Koncepční návrh technologického pásového dopravníku [autor] ..... 102

# 13.3. Seznam tabulek

Tabulka 1 Geometrie profilů Bosch Rexorth ..... 15
Tabulka 2 Vybrané parametry pásu ..... 35
Tabulka 3 Otáčky hnacího bubnu ..... 39
Tabulka 4 Orientační převodové poměry ..... 40
Tabulka 5 Porovnání nejpoužívanějších pásů ..... 56
Tabulka 6 Třífázové motory s jednostupňovou šnekovou převodovkou typu 13 ..... 58
Tabulka 7 Třífázové motory s jednostupňovou šnekovou převodovkou typu 14 ..... 58
Tabulka 8 Skutečné rychlosti pohybu pásu ..... 59
Tabulka 9 Účinnosti jednotlivých převodů ..... 59
Tabulka 10 Parametry pohonů pro jednotlivé rychlosti pásu ..... 60
Tabulka 11 Souhrn připojovacích rozměrů ..... 61
Tabulka 12 Rozměry ložiska SKF 1202 ETN9 [35] ..... 62
Tabulka 13 Data výpočtu ložiska SKF 1202 ETN9 [35] ..... 62
Tabulka 14 Parametry kluzného ložiska SKF PPMF 121412 [36] ..... 63
Tabulka 15 Parametry pružné spojky GE-T 19-24 [37] ..... 64
Tabulka 16 Materiálové vlastnosti slitiny hliníku EN AW – 6060 [39] ..... 65
Tabulka 17 Objednací čísla dílů od Bosch Rexroth [22] ..... 69
Tabulka 18 Rozdělení přitěžovaných a odlehčovaných částí ..... 87
Tabulka 19 Hodnoty pro Rötscherův diagram ..... 91
Tabulka 20 Shrnutí MKP analýzy ..... 100

## 13.4. Seznam příloh na CD

Příloha 1 – Pás
Příloha 2 – Pohon
Příloha 3 – Pružná spojka
Příloha 4 – Katalog SKF
Příloha 5 – Katalog Bosch Rexroth
Příloha 6 – Ložisko 1202 ETN9
Příloha 7 – Ložisko PPMF 121412
Příloha 8 – Základní technické informace o hliníku