

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

# **BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Šířkově a výškově nastavitelný řemenový dopravník

Autor: **Petr SKŘIVÁNEK**

Vedoucí práce: **Prof. Ing. Stanislav HOSNEDL, CSc.**

Akademický rok 2013/2014

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr SKŘIVÁNEK**  
Osobní číslo: **S11B0212P**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Název tématu: **Šířkově a výškově nastavitelný řemenový dopravník**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

#### Základní požadavky:

Navrhněte šířkově a výškově nastavitelný řemenový dopravník pro přepravu výlisků z pracovního prostoru vstřikovacího lisu ENGEL do prostoru obsluhy. Základní konstrukci navrhněte z hliníkových profilů. Rozteč mezi řemenovými drahami a výšku dopravníku řešte jako nastavitelnou. Navrhněte několik koncepčních variant a vyberte suboptimální řešení. Vypracujte konstrukční návrh vybrané varianty s ohledem na výrobní náklady, ergonomii obsluhy a bezpečnost práce. Vypracujte výrobní výkresovou dokumentaci zadanou vedoucím práce.

#### Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

#### Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků.
2. Návrh koncepčních variant řešení.
3. Hodnocení variant a výběr optimální varianty.
4. Konstrukční návrh vybrané varianty.
5. Zhodnocení práce, závěr.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Praha: Computer Press, 1999**

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 2. Praha: Computer Press, 2000**


*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Zbyněk Swaczyna**  
Engel s.r.o., Kaplice

Datum zadání bakalářské práce: **23. září 2013**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **27. června 2014**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



  
Doc. Ing. Václava Hašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 23. září 2013

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:.....

.....  
podpis autora

Tato bakalářská práce byla podpořena formou odborné konzultace Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky v rámci projektu č. CZ.1.07/2.3.00/35.0048 „Popularizace výzkumu a vývoje ve strojním inženýrství a jeho výsledků (POPULÁR)“

Odborným konzultantem byl prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc., kterému děkuji za poskytnuté konzultace, kvalifikované rady a odbornou pomoc při sepsování této BP.

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce, panu Prof. Ing. Stanislavu Hosnedlovi, CSc., za poskytnutí odborných rad a také za jeho čas, ochotu a přístup během zpracování této práce.

Mé poděkování patří též mým spolupracovníkům ze společnosti ENGEL strojírenská s.r.o., za ochotné jednání, spolupráci a poskytnutí potřebných informací a materiálů k této práci.

Velké poděkování náleží celé mé rodině, spolužákům a samozřejmě přítelkyni za podporu a trpělivost po celou dobu studia.

# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Skřivánek	Jméno Petr	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 „Dopravní a manipulační technika“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Prof. Ing. Hosnedl, CSc.	Jméno Stanislav	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Šířkově a výškově nastavitelný řemenový dopravník		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

**POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)**

<b>CELKEM</b>	69	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	65	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	4
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Bakalářská práce se zabývá návrhem řemenového dopravníku, u kterého bude možné měnit výšku na odkládací i přebírací straně. Současně je požadováno, aby bylo možné, plynule měnit rozteč mezi řemenovými dráhami. K tomu bude sloužit jeden ze dvou navržených mechanismů, ovládaný lidskou silou. Konstrukční návrh byl vypracován v CAD systému NX 8.5.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p style="text-align: center;">Řemenový dopravník, šířkové nastavení, výškové nastavení, pohybový mechanismus, CAD</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Skřivánek	Name Petr	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 “ Transport Vehicles and Handling Machinery“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Prof. Ing. Hosnedl,CSc.	Name Stanislav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLÓMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Belt conveyor with adjustable width and height		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	69	<b>TEXT PART</b>	65	<b>GRAPHICAL PART</b>	4
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	<p>This bachelor thesis deals with a design of a belt conveyor where it is possible to adjust the height of the storage and transpose side. It is also required to enable to change the distance between belt lanes continuously. One of the two designed mechanisms, operated by human power, will serve for this purpose. The construction design was developed in CAD system NX 8.5.</p>
<b>KEY WORDS</b>	<p>Belt conveyor, adjustable width, adjustable height, motion mechanism, CAD</p>

## Obsah

1	Úvod.....	13
2	Historie dopravníků.....	14
3	Třídění dopravníků.....	15
3.1	Obecné třídění dopravníků .....	15
3.2	Pásové dopravníky.....	16
3.3	Řetězové dopravníky .....	17
3.4	Řemenové dopravníky .....	18
3.4.1	Konstrukce ozubeného řemene .....	19
3.4.2	Vedení ozubeného řemene .....	19
4	Společnost Engel.....	20
4.1	Představení společnosti Engel .....	20
4.2	Dopravníky Engel.....	21
4.2.1	Rozdělení Engel dopravníků .....	21
4.2.2	Řemenové dopravníky Engel .....	21
5	Konkurenční řemenové dopravníky .....	22
5.1	Pevné řemenové dopravníky .....	22
5.2	Nastavitelné řemenové dopravníky .....	23
6	Pohybové mechanismy.....	24
6.1	Převod pohybový šroub – pohybová matice.....	24
6.2	Ozubený řemenový převod.....	25
7	Vyjasnění zadání .....	26
7.1	Zatížení řemenového dopravníku .....	26
8	Navržení koncepčních variant.....	27
8.1	Rám.....	27
8.2	Řemenová dráha .....	27
8.3	Výškové nastavení řemenového dopravníku .....	27
8.4	Šířkové nastavení řemenového dopravníku.....	28
8.4.1	Varianta A – použití pohybového šroubu – pohybové matice .....	29
8.4.2	Varianta B – použití převodu ozubeným řemenem s unašeči .....	30
8.5	Porovnání koncepčních variant šířkového nastavení dopravníku .....	31
9	Konstrukční návrh dopravníku.....	32
9.1	Rám dopravníku .....	32
9.2	Uchycení řemenových drah k rámu.....	34



9.3	Řemenová dráha .....	38
9.4	Šířkové nastavení řemenového dopravníku.....	40
9.4.1	Varianta A .....	40
9.4.2	Propojení mechanismu s úchyty drah.....	44
9.4.3	Varianta B .....	45
9.4.4	Propojení mechanismu s úchyty drah.....	48
10	Bezpečnost .....	48
11	Výpočtové hodnocení konstrukčního řešení .....	49
11.1	Kontrola systému výškového nastavení.....	49
11.1.1	Potřebný utahovací moment.....	49
11.2	Kontrola svarů úchyty drah.....	50
11.3	Síla pro posun řemenových drah.....	50
11.4	Šířkové nastavení dopravníku – varianta A .....	51
11.4.1	Účinnost převodu pohybový šroub – pohybová matice.....	51
11.4.2	Točivý moment pro posuv drah .....	51
11.4.3	Převod mechanismu .....	52
11.4.4	Výpočet nejmenšího průměru hřídele .....	52
11.4.5	Napnutí řemene při instalaci .....	53
11.5	Šířkové nastavení dopravníku – varianta B .....	54
11.5.1	Točivý moment pro posuv drah .....	54
11.5.2	Převod mechanismu .....	55
11.5.3	Napnutí řemene při instalaci .....	55
11.5.4	Zatížení hřídele od předeprnutí.....	56
11.5.5	Výpočet roztečné kružnice na středním průměru pastorku.....	56
11.5.6	Výpočet maximálního ohybového momentu na hřídeli v převodovce .....	56
11.5.7	Kontrola hřídele pod řemenicí.....	58
11.5.8	Výpočet ozubení podle Bacha.....	59
11.5.9	Kontrola kluzných ložisek na tlak .....	59
12	Varianta A v praxi .....	60
13	Výběr suboptimální varianty .....	61
14	Hodnocení .....	62
15	Závěr.....	63
	Použité zdroje.....	64
	Seznam příloh.....	65

## Seznam obrázků

Obr. 2-1 Pásový dopravník přepravující vytěžený materiál.....	14
Obr. 2-2 Dopravník pro přepravu pytlů .....	14
Obr. 3-1 Modulární dopravník .....	15
Obr. 3-2 Lomený dopravník - konvexní, konkávní.....	16
Obr. 3-3 Přenosný pásový dopravník .....	16
Obr. 3-4 Kluzné podepření pásu .....	17
Obr. 3-5 Podepření pásu válečkovými stolicemi .....	17
Obr. 3-6 Moderní řetězový dopravník Haberkorn .....	17
Obr. 3-7 Unašeče na válečkových řetězech .....	17
Obr. 3-8 Řemen s navařenými unašeči.....	18
Obr. 3-9 Mechanicky připevněné unašeče .....	18
Obr. 3-10 Transportní vrstvy.....	18
Obr. 3-11 Konstrukce ozubeného řemene.....	19
Obr. 4-1 Výrobní závod ENGEL Kaplice .....	20
Obr. 4-2 Vstřikovací stroj ENGEL .....	20
Obr. 4-3 Standardní dopravník Engel FB100.....	21
Obr. 4-4 Kombinovaný pásový a řemenový dopravník ENGEL .....	21
Obr. 4-5 Řemenový dopravník s jednou dráhou .....	22
Obr. 5-1 Pevné řemenové dopravníky mk Technology Group .....	22
Obr. 5-2 Pevné řemenové dopravníky mh modules .....	23
Obr. 5-3 Šířkově nastavitelný řemenový dopravník MFP .....	23
Obr. 6-1 Schéma převodu pohybový šroub - pohybová matice.....	24
Obr. 6-2 Lichoběžníkový závit.....	24
Obr. 6-3 Kuličkový šroub.....	24
Obr. 6-4 Schéma převodu ozubeným řemenem s unašečem.....	25
Obr. 7-1 Schéma řemenového dopravníku se zadanými hodnotami.....	26
Obr. 8-1 MayTec profil 100 x 100 .....	27
Obr. 8-2 MayTec spojovací prvky .....	27
Obr. 8-3 Výškové nastavení pásových dopravníků.....	27
Obr. 8-4 Koncepční schéma výškového nastavení řemenového dopravníku.....	28
Obr. 8-5 Schéma propojení systému výškového nastavení s rámem .....	28
Obr. 8-6 Princip šířkového nastavení dopravníku, pohled shora .....	29
Obr. 8-7 Schéma mechanismu pro šířkové nastavení dopravníku, varianta A, pohled shora..	29
Obr. 8-8 Schéma mechanismu pro šířkové nastavení dopravníku, varianta B, pohled shora..	30

Obr. 8-9 Umístění unašečů na jednotlivých částech mechanismu .....	31
Obr. 9-1 Rám řemenového dopravníku .....	32
Obr. 9-2 Detailní pohled na spodní část rámu .....	33
Obr. 9-3 Lineární vedení s dorazy připevněné k rámu .....	33
Obr. 9-4 Systém uchycení řemenových drah .....	34
Obr. 9-5 Spodní uchycení profilu k lineárnímu vedení .....	34
Obr. 9-6 Zajišťování polohy výškového nastavení pomocí přítlačného prvku .....	35
Obr. 9-7 Napojení držáku řemenové dráhy na menší ocelový profil .....	35
Obr. 9-8 Vývoj tvaru držáku drah pomocí FEM analýzy .....	36
Obr. 9-9 Spojení držáku dráhy s deskou na řemenové dráze .....	37
Obr. 9-10 Změna délky mezi spoji v závislosti na změně výšky .....	37
Obr. 9-11 Fotografie řemenové dráhy ENGEL .....	39
Obr. 9-12 Napojení řemenové dráhy na držák s deskou .....	39
Obr. 9-13 Řemenový dopravník bez mechanismů na šířkový posun .....	40
Obr. 9-14 Konstrukční řešení části mechanismu na straně dopravníku u obsluhy .....	41
Obr. 9-15 Řez řemenicí .....	41
Obr. 9-16 Detailní pohled na část mechanismu u obsluhy .....	41
Obr. 9-17 Deska s přírubovým ložiskem .....	42
Obr. 9-18 Střední kluzné ložisko .....	42
Obr. 9-19 Druhá část mechanismu s napínacím zařízením .....	43
Obr. 9-20 Napínací zařízení ozubeného řemene T5 .....	43
Obr. 9-21 Napínací mechanismus napínacího zařízení .....	44
Obr. 9-22 Napojení trapézové válcové matice .....	44
Obr. 9-23 Spojení mechanismu pro šířkové nastavení s úchyty drah, varianta A .....	45
Obr. 9-24 Konstrukční řešení části mechanismu na straně dopravníku u obsluhy .....	45
Obr. 9-25 Řez kuželovou převodovkou s řemenicemi .....	46
Obr. 9-26 Převodovka na druhé části mechanismu s napínacím zařízením .....	47
Obr. 9-27 Část mechanismu s ozubeným řemenem s unašeči .....	47
Obr. 9-28 Napínák řemene .....	47
Obr. 9-29 Spojení řemene s úchyty drah .....	48
Obr. 10-1 Ochranný kryt převodovky .....	49
Obr. 11-1 Schéma působících sil .....	49
Obr. 11-2 Schéma působení sil a momentů - varianta A .....	51
Obr. 11-3 Schéma působení sil a momentů - varianta B .....	54
Obr. 11-4 Schéma zatížení hřídele v převodovce .....	56

Obr. 12-1 Dvoupatrový, šířkově nastavitelný, řemenový dopravník ENGEL.....	60
Obr. 12-2 Pohled na uložený pohybový šroub, posouvající dráhu .....	60
Obr. 12-3 Detailní pohled na trapézovou matici .....	60

## 1 Úvod

Dopravníky se dnes uplatňují stále více v různých odvětvích průmyslu. Jejich velkými přednostmi je kontinuálnost dopravy, nízké nároky na údržbu a poměrně malé opotřebení celého zařízení. Společnost Engel, přední výrobce vstřikovacích lisů, zaznamenala zvýšenou poptávku po řemenových dopravnících, které mohou převážet různě tvarované výrobky z plastu s odlišnými rozměry.

Následující práce je zaměřena na návrh konstrukce řemenového dopravníku pro společnost ENGEL, u kterého bude možné měnit výšku na odkládací i přebírací straně. Současně je požadována možnost plynulé změny rozteče mezi řemenovými dráhami dopravníku.

V první části se práce zabývá historií i moderními trendy v oblasti řemenových dopravníků. Čtenář je seznámen s problematikou ozubených řemenů a pohybových mechanismů, které jsou následně použity pro posun řemenových drah. Současně je představena společnost Engel.

Druhá část práce je zaměřena na koncepční návrhy dopravníku, následné porovnání variant a jejich konstrukční provedení v CAD systému NX.

Na závěr práce je konstrukční řešení výpočtově zhodnoceno. Výsledkem práce je nalezení suboptimálního řešení řemenového dopravníku.

## 2 Historie dopravníků

Manipulace s materiálem byla vždy spojena s lidskou činností při zajišťování základních životních potřeb. Ve starověku bylo zapotřebí tisíců lidí, aby bylo možné pomocí primitivních prostředků manipulovat s těžkými břemeny. Novými obchodními cestami se zvyšovaly nároky na dopravu a manipulaci, které kladly velmi vysoké podmínky na lidskou sílu, jež byla hlavním zdrojem energie. [5]

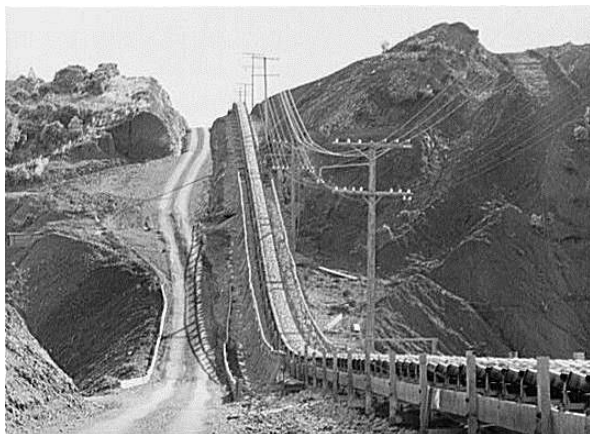
Využití prvních, průmyslově používaných, dopravníků se datuje ke konci 18. století. První, velmi primitivní dopravníky se skládaly z dřevěného rámu, po kterém jezdil kožený, plátěný či gumový pás. Tento první dopravníkový systém byl použit na přepravu sypkých materiálů, převážně obilí, na velmi krátkou vzdálenost.

Společnost Hymle Goddard Logan obdržela první patent pro válečkovou dráhu v roce 1908, ovšem skutečný potenciál dopravníku byl využit až o několik let později.

V automobilovém průmyslu se dopravníkové dráhy začaly využívat v průběhu 20. let 20. století. V tomto období byly navrhovány dopravníky, které by mohly nést těžší materiál do větších vzdáleností. Dlouhé pásové dopravníky se staly nedílnou součástí v dolech a lomech na dopravu vytěženého materiálu (Obr. 2-1). Gumové pásy vyztužovala bavlněná vlákna.

Tom Loberg, zakladatel společnosti Hytrol Conveyor, navrhl v roce 1947 pojízdný dopravník pro přepravu pytlů s obilím (Obr. 2-2). Důmyslný systém vyzdvihuje výhoda dopravník složit v případě nečinnosti.

Během druhé světové války nastal zlom v podobě vytvoření pásu ze syntetického materiálu. Dnes jsou pásy a řemeny tvořeny nepřeberným množstvím materiálů, které dodávají dopravníkovému systému velké možnosti použití. [1]



**Obr. 2-1** Pásový dopravník přepravující vytěžený materiál



**Obr. 2-2** Dopravník pro přepravu pytlů

### 3 Třídění dopravníků

Dopravníky jsou nejrozšířenější mechanické prostředky pro přepravu materiálu. Patří většinou do vnitroobjektové dopravy a kvůli široké škále variant a modifikací jsou použitelné téměř pro všechny druhy přepravovaného materiálu. V dnešní době jsou často dopravníky a dopravníkové cesty součástí automatických linek. [2, str. 17]

#### 3.1 Obecné třídění dopravníků

Rozdělení dopravníků dle toku materiálu: [2, str. 17]

- a) plynulý
- b) taktovaný

Dopravníky lze dělit podle vzájemného pohybu: [3, str. 110]

- a) materiál je vzhledem k dopravujícímu ústrojí v relativním klidu
- b) materiál je vzhledem k dopravujícímu ústrojí v relativním pohybu

Podle druhu přepravovaného materiálu: [4, str. 71]

- a) sypké hmoty
- b) kapaliny a plyny
- c) kusový materiál

Dle silového působení na manipulovaný materiál: [4, str. 71]

- a) gravitační dopravníky (spádové)
- b) s mechanickým přenosem sil
- c) s dopravou v pomocném médiu

V dnešní době je kladen veliký důraz na čistotu prostředí. Při konstrukci dopravníku je potřeba na tento fakt brát zřetel. Prostor lze rozdělit:

- a) čisté prostředí (zdravotní průmysl, potravinářský průmysl, lakovny)
- b) neutrální prostředí (automobilní průmysl)
- c) znečištěné prostředí (hutě, lomy)

Rozdělení dopravníků podle typů: [3]

- a) pásové dopravníky
- b) řetězové dopravníky
- c) řemenové dopravníky
- d) článkové dopravníky
- e) modulární dopravníky (Obr. 3-1)
- f) válečkové dopravníky
- g) vibrační dopravníky
- h) šnekové dopravníky
- i) korečkové elevátory
- j) podvěsné dopravníky
- k) ostatní



Obr. 3-1 Modulární dopravník

### 3.2 Pásové dopravníky

Základním prvkem pásového dopravníku je nekonečný ohebný pás, obíhající na dvou bubnech, z nichž je jeden hnací a druhý napínací. V závislosti na délce dopravníku se obě větve pásu podpírají kladkami, podpěrnými válci, nebo kluzným vedením. [3, str 111]

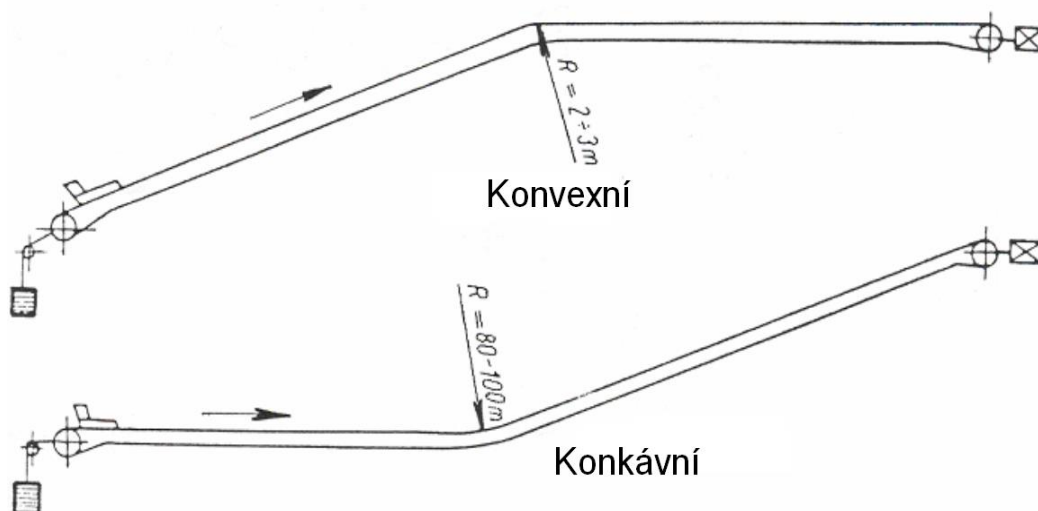
Všechny součásti jsou uloženy na nosném rámu. Nosná konstrukce zachycuje veškeré statické i dynamické síly od dopravovaného materiálu, pásu i samotné konstrukce. Rám bývá tvořen ocelovými profily, nebo dnes hojně využívanými hliníkovými taženými profily. [4, str 188]

Pásové dopravníky mohou být:

- a) stabilní
- b) pojízdné
- c) přenosné (Obr. 3-3)

Podle směru přepravy rozdělujeme dopravníky:

- a) svislé
- b) vodorovné
- c) skloněné pod úhlem
- d) lomené (Obr. 3-2)



Obr. 3-2 Lomený dopravník - konvexní, konkávni



Obr. 3-3 Přenosný pásový dopravník

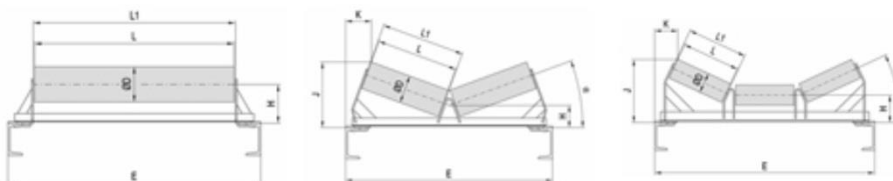


Rozdělení pásových dopravníků podle podepření pásu:

- a) podepření válečky (Obr. 3-5)
- jednoválečková stolice
  - dvouválečková stolice
  - tříválečková stolice
  - víceválečková stolice
- b) kluzné podložení (Obr. 3-4)



Obr. 3-4 Kluzné podepření pásu



Obr. 3-5 Podepření pásu válečkovými stolicemi

### 3.3 Řetězové dopravníky

Řetězový dopravník patří do kategorie článkových dopravníků, jejichž hlavním dopravním prostředkem jsou nekonečné řetězy, na kterých mohou být unašeče (Obr. 3-7). Uspořádání a tvar unašecích článků závisí na druhu dopravovaného materiálu a účelu použití. Využití řetězových dopravníků je všestranné. Jsou vhodné pro dopravu přepravek, sudů, odlitků a tyčových materiálů. Řetězové dopravníky se nasazují obvykle tam, kde je složité použití pásových dopravníků, např. při dopravě horkého a agresivního materiálu. [4, str 225]

Moderní řetězové dopravníky se vyznačují lehkou a pevnou konstrukcí z eloxovaných tažených hliníkových profilů s moderním designem a velkou možností provedení (Obr. 3-6). Používají se samostatně, nebo v zástavbách do větších dopravních celků či výrobních a montážních linek.[6]



Obr. 3-6 Moderní řetězový dopravník Haberkorn



Obr. 3-7 Unašeče na válečkových řetězech

### 3.4 Řemenové dopravníky

Řemenové dopravníky jsou svou stavbou totožné s řetězovými dopravníky, pouze využívají jako dopravní prostředek ozubený řemen. Ten je napnut mezi hnací a hnanou řemenicí. Hnaná řemenice bývá často i napínací. Přenos sil mezi dopravním prostředkem a dopravovaným materiálem je zajištěn silovým, nebo tvarovým stykem. Ozubený řemen může být opatřen velkou škálou transportních povrchů s různým koeficientem smykového tření. Firma Ammeraal Beltech nabízí více než 60 druhů transportních povrchů (Obr. 3-9). Řemeny též mohou být opatřeny unašeci libovolného tvaru a konstrukce. [7, str 1.79]

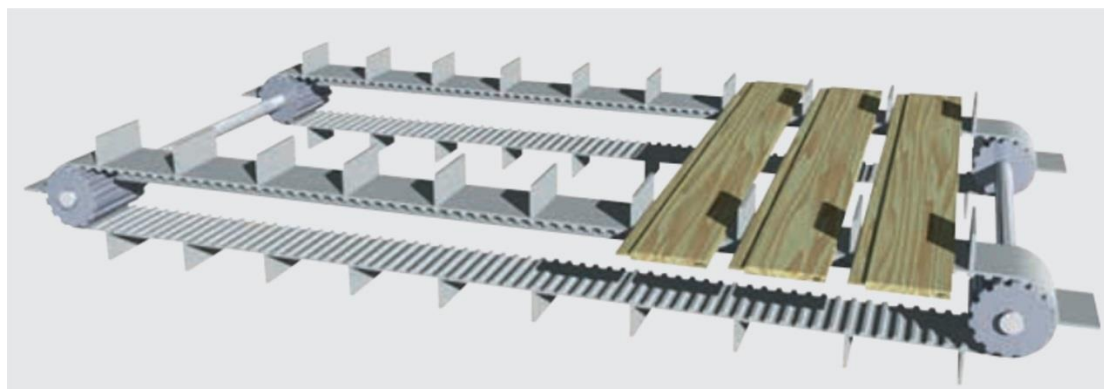
Přípevnění unašců k řemenu:

- a) navařením (Obr. 3-8)
- b) mechanickým spojením (Obr. 3-10)

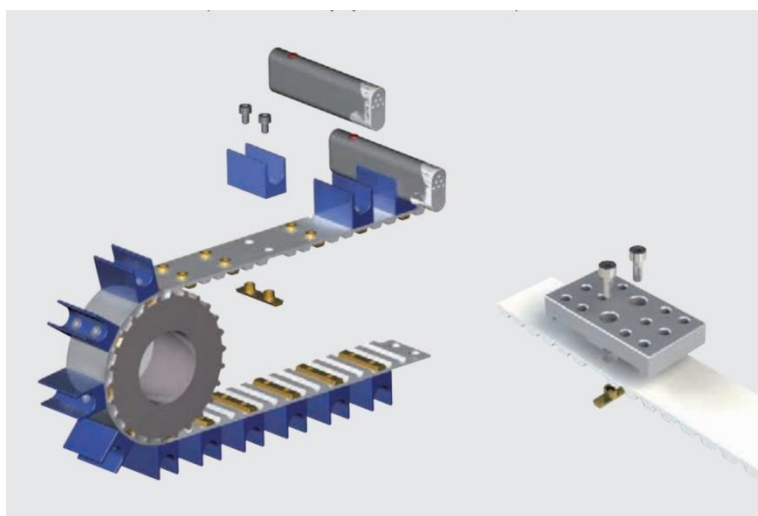
Produktové skupiny transportních vrstev řemene:

[8, str 122]

- a) guma
- b) PU
- c) PVC
- d) porézní a speciální povrchy



Obr. 3-8 Řemen s navařenými unašeci



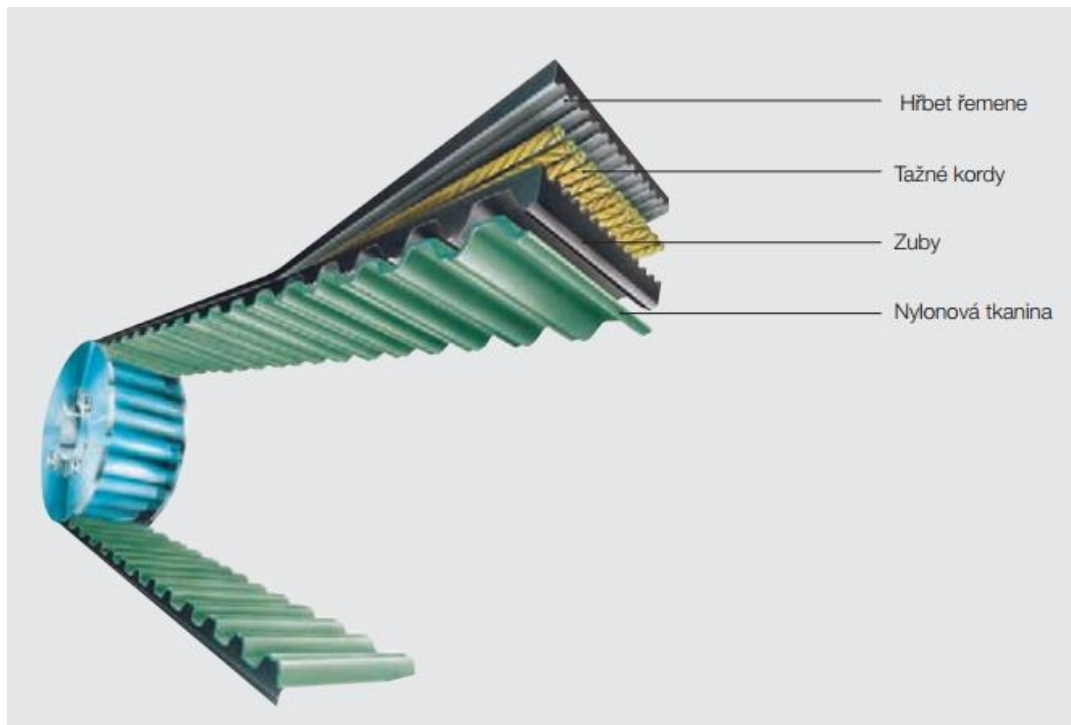
Obr. 3-9 Mechanicky připevněné unašeče



Obr. 3-10 Transportní vrstvy

### 3.4.1 Konstrukce ozubeného řemene

Nejdůležitější částí ozubeného řemene jsou tažné kordy. Definují pevnost, ohebnost a délkovou stabilitu řemene. Kordy mohou být ocelové, aramidové nebo ze skelných vláken. Ze svrchní strany překrývá tažené kordy hřbet. Vyrábí se z odolného polyuretanu nebo neoprenové směsi. Na hřbet bývá nanášena transportní vrstva dle potřeb zákazníka. Ze stejného materiálu jako hřbet, jsou vyráběny i zuby. Neoprenové ozubené řemeny mývají zuby potažené nylonovou tkaninou (Obr. 3-10). Polyuretanové řemeny jsou také k dostání s polyamidovou vrstvou na zubech. [7, str. 1.2]



Obr. 3-11 Konstrukce ozubeného řemene

### 3.4.2 Vedení ozubeného řemene

Pro bezchybný chod je důležité zajistit vedení ozubeného řemene. Toho můžeme dosáhnout několika způsoby: [8, str 138]

- a) bočnice na řemenicích
- b) vodící klíny na řemenech
- c) kluzné podélné vedené řemen
- d) další způsoby vedení

## 4 Společnost Engel

### 4.1 Představení společnosti Engel

Obchodní značka Engel celosvětově vystupuje jako největší výrobce vstřikovacích lisů a zároveň patří k předním podnikům strojírenského průmyslu v oblasti výroby zařízení na výrobu plastů.

Skupina Engel dnes nabízí všechny technologické moduly na komplexní zpracování plastů. Ve výrobním portfoliu může společnost nabídnout vstřikovací lisy termoplastů a elastomerů, automatizační zařízení, dopravníkové cesty aj. konkurenceschopné zařízení.

Soukromá společnost byla založena v roce 1945 Ludwigem Engelem. Již od počátku se zaměřuje na stroje, zpracovávající plast. V současnosti reprezentuje Engel osm výrobních závodů po celém světě. Ten nejmladší, otevřený v roce 2009, se nachází v jihočeské Kaplici. Výroba v kaplickém Engelu je zaměřena na komponenty ke vstřikovacím lisům. [9]



Obr. 4-1 Výrobní závod ENGEL Kaplice

Technologie vstřikování plastů je dnes spjata s mnoha průmysly. Mezi nejvýznamnější zákazníky skupiny Engel lze řadit světoznámé značky automobilového průmyslu, farmaceutického průmyslu a společnosti vyrábějící elektrotechniku.



Obr. 4-2 Vstřikovací stroj ENGEL



## 4.2 Dopravníky Engel

Návrh, vývoj i výroba automatizačních zařízení včetně dopravníků je hlavní náplní kaplického závodu. Vznikají zde standardní dopravníky ale i složité, plně automatizované dopravníkové cesty, včetně montážních linek.

### 4.2.1 Rozdělení Engel dopravníků

- pásové dopravníky
  - HLI
  - WFB
  - ZFB
  - GFB
  - FB60
  - FB100
  - FB200
- modulární dopravníky
- řetězové dopravníky
- řemenové dopravníky
  - pevný
  - šířkově a výškově nastavitelný
- ostatní (kombinované)

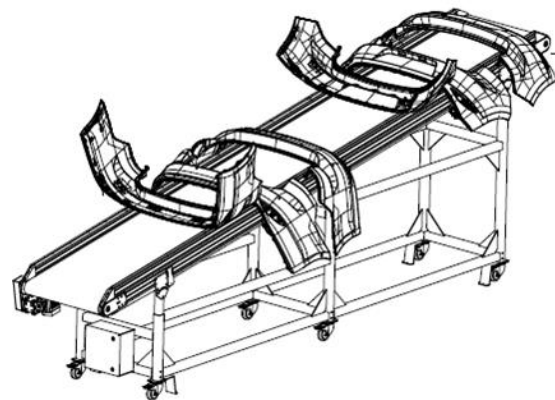


Obr. 4-3 Standardní dopravník Engel FB100

Základní dělení, převážně pásových dopravníků, je dle tvaru a velikosti hliníkového profilu použitého na základní konstrukci. Právě tažené hliníkové profily jsou specifické pro výrobu dopravníků společnosti Engel. V Kaplici jsou vyráběny jak dlouhodobě prověřené dopravníky ke vstřikovacím lisům, tak jednoúčelová nestandardní dopravní zařízení. [9]

### 4.2.2 Řemenové dopravníky Engel

Řemenové dopravníky nejsou tak často vyráběny, jako např. pásové či modulární dopravníky. Mezi zákazníky se ovšem rozšířila kombinace pásového a řemenového dopravníku. Sčítá výhody obou zmíněných a je možno tento dopravník použít více způsoby.



Obr. 4-4 Kombinovaný pásový a řemenový dopravník ENGEL

Mezi dopravníky společnosti Engel patří i řemenový dopravník s jednou širší řemenovou dráhou (Obr. 4-5 ). Tento dopravník slouží jako pásový dopravník o malé šířce. Využívá se např. pro přepravu zátek PET lahví.



Obr. 4-5 Řemenový dopravník s jednou dráhou

## 5 Konkurenční řemenové dopravníky

### 5.1 Pevné řemenové dopravníky

Aplikací pro pevné řemenové dopravníky je mnoho a společností, zabývajících se jejich výrobou, taktéž.



Obr. 5-1 Pevné řemenové dopravníky mk Technology Group





**Obr. 5-2 Pevné řemenové dopravníky mh modules**

Z fotografií lze vyzorovat společné znaky pro řemenové dopravníky. Hlavní část, řemenová dráha, je tvořena hliníkovým profilem, na něhož koncích je pevná a napínací řemenice. Hnací řemenice je současně i hnaná. Pro pohon je použit elektromotor, který je společný pro obě dráhy. Hliníkový profil je z horní a spodní strany opatřen kluzným vedením řemenu. Napínání je tvořeno hliníkovými domečky pro ložiska, které se mohou posouvat. Řemenové dráhy jsou uloženy na rámu z ocelových či hliníkových profilů.

## 5.2 Nastavitelné řemenové dopravníky

Konkurenční společnost MFP se již výrobou šířkově nastavitelných řemenových dopravníků zabývá. Jedná se většinou o krátké dopravníky do pěti metrů. Rozteč řemenových drah je nastavována ručně, pomocí mechanických převodů. Uživatel točí příslušným kolem a dráha je posouvána po lineárním vedení. Každá řemenová dráha má svůj vlastní, nezávislý pohon.



**Obr. 5-3 Šířkově nastavitelný řemenový dopravník MFP**

## 6 Pohybové mechanismy

Změnu rozteče řemenových drah je možné provést několika způsoby. Použití mechanismu, využívající transformaci rotačního pohybu na pohyb posuvný, se zdá nejúčelnější.

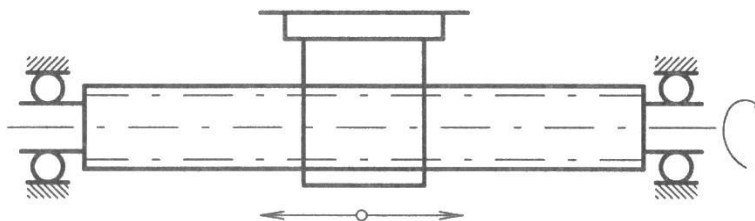
Pohybové mechanismy transformující rotační pohyb na posuvný: [10]

- pohybový šroub – pohybová matice
- ozubené kolo – ozubený hřeben
- převod s nepřímou vazbou s využitím tření s unašeči
- převod s nepřímou vazbou s tvarovým stykem s unašeči – ozubený řemenový převod

### 6.1 Přebod pohybový šroub – pohybová matice

Jde o velmi často využívaný převod sloužící k přeměně točivého pohybu na posuvný. Je využit např. u výrobních strojů, zdvihacích zařízení či upínacích zařízení. Přebod pohybový šroub – pohybová matice lze využít čtyřmi způsoby: [10, str 122]

- a) šroub se otáčí – matice se posouvá (Obr. 6-1)
- b) šroub se posouvá – matice se otáčí
- c) šroub se otáčí i posouvá – matice stojí
- d) šroub stojí – matice se otáčí a posouvá

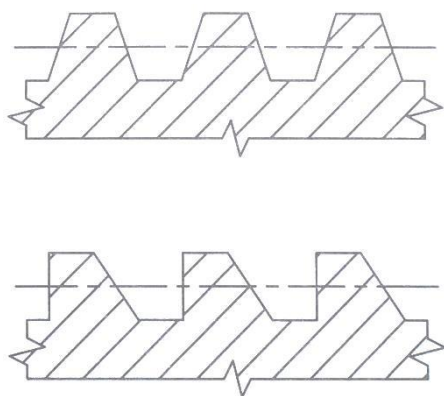


Obr. 6-1 Schéma přebodu pohybový šroub - pohybová matice

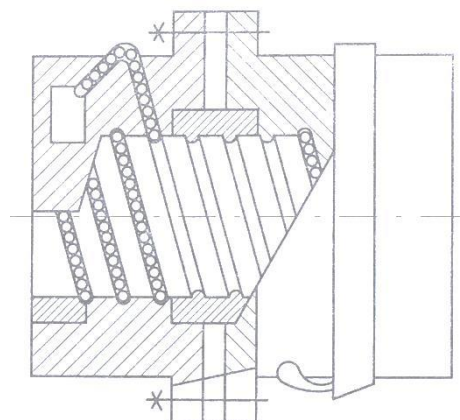
Transformační vazba mezi hnacím a hnaným členem je konstantní a je dána rozměrovým parametrem. Závit mechanismu může být jednoduchý, nebo vícechodý. [11, str 157]

Rozdělení přebodu podle styku hnaného a hnacího členu:

- a) závit s plošným stykem – lichoběžníkový závit, smykové tření (Obr. 6-2)
- b) závit s bodovým stykem – kuličkový šroub, valivé tření (Obr. 6-3)



Obr. 6-2 Lichoběžníkový závit



Obr. 6-3 Kuličkový šroub



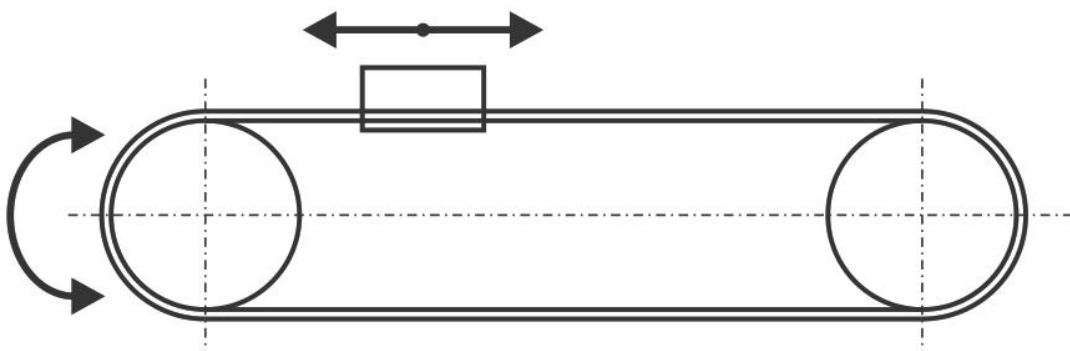
## 6.2 Ozubený řemenový převod

Tento čtyřčlenný převod slouží k transformaci pohybu a přenosu točivého momentu z hnacího členu na hnaný pomocí vloženého členu (řemenu). V případě použití ozubeného řemenu jsou pohyb a zatížení přenášeny mezi řemenem a řemenicemi tvarovým stykem. Tato vlastnost předurčuje převodu několik výhod, přesnost a velkou účinnost, která dosahuje až 98%.

Převod z točivého pohybu na pohyb posuvný zajistíme prvky připevněnými na řemen tzv. unašeči. V tomto případě není převod ozubeným řemenem prioritně použit pro změnu velikosti točivého momentu, obě řemenice mají tak stejnou velikost.

Výhodou převodu ozubeným řemenem je malé předpětí, které je potřeba pro přenos točivého momentu. Ložiska a hřídele jsou tam málo namáhány.

Pro lineární aplikace je často použit převod s převodovým poměrem  $i=1$  a úhlem opásání  $\beta = 180^\circ$ .



Obr. 6-4 Schéma převodu ozubeným řemenem s unašečem

Napnutí ozubeného řemenu může být realizováno:

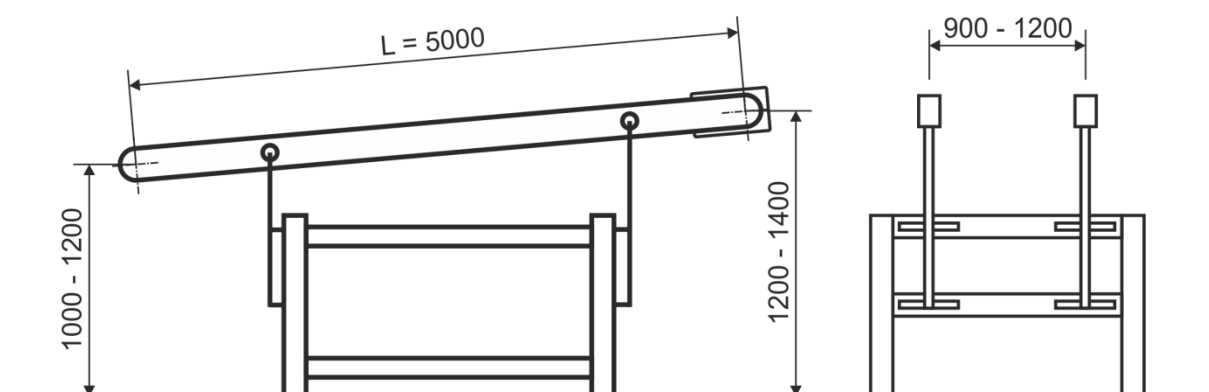
- Jedna řemenice je pohyblivá – napínání pomocí napínacích šroubů
- Napínací kladka
- Napínání vahou motoru

Pro napínání ozubených řemenů se nedoporučuje používat pružiny. [8, str. 154]

## 7 Vyjasnění zadání

Úkolem bakalářské práce je zkonstruovat řemenový dopravník s proměnlivou roztečí mezi řemenovými drahami. Šířkové nastavení dodá dopravníku možnost manipulovat s předměty různých rozměrů. Současně je požadované konstrukční řešení výškového nastavení řemenové dráhy na odkládací i přebírací straně dopravníku. Výškové nastavení na přebírací straně, tj. na straně obsluhy, je požadováno kvůli zlepšení ergonomie pracovníka. Odkládací strana je výškově nastavitelná pro změnu odkládací výšky. Tato změna má pomoci programátorům manipulátoru rychleji připravit stroj a příslušenství k výrobě.

Dopravník bude sloužit k převozu výlisků, vyjmutých z lisu, směrem k obsluze. Po dopravníku pojede maximálně šest výlisků, každý o hmotnosti 8 kg. Společnost ENGEL nezná přesná specifika transportovaného výrobku, většinou se ale jedná o nárazníky automobilu. Dalším požadavkem společnosti je navržení rámu z hliníkových profilů a zachování výrobních technologií, typických pro ENGEL.



Obr. 7-1 Schéma řemenového dopravníku se zadanými hodnotami

### 7.1 Zatížení řemenového dopravníku

Dopravník je zatížen maximálně šesti výrobky, každý o hmotnosti 8 kg.

Maximální přípustné zatížení řemenového dopravníku od přepravovaného materiálu je 500 N.

Pokud bude dopravník navržen dle schématu z obr. 7-1, budou úchyty drah zatíženy nejen přepravovaným materiálem, ale i tíhou řemenových drah. Hmotnost jedné pětimetrové řemenové dráhy společnosti ENGEL, včetně motoru a ozubeného řemenu, je 35 kg.

Z těchto údajů lze vypočítat celkové zatížení na jeden úchyt:

$$F_z = \frac{F_d + 2 \times m_{dr} \times g}{i}$$

$$F_z = \frac{500 + 2 \times 35 \times 9,81}{4}$$

$$F_z = 300 \text{ N}$$

$F_d$  - dovolené zatížení dopravníku [N]

$m_{dr}$  - hmotnost řemenové dráhy [kg]

$g$  - gravitační zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]

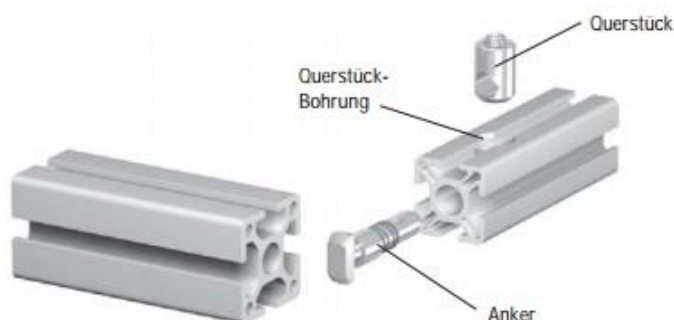
$i$  - počet úchytů

Jeden úchyt je zatížen maximálně 300 N. Dopravník může být zatížen nerovnoměrně, například při spuštění provozu a převážení výrobků jen v části dopravníku. Nerovnoměrné zatížení nepřekročí maximální, vypočtené zatížení.

## 8 Navržení koncepčních variant

### 8.1 Rám

Rám dopravníku bude vytvořen z hliníkových profilů společnosti MayTec. Drážkované hliníkové profily dovolují jednoduché spojování profilů a připojení dalších součástí k rámu pomocí MayTec spojovacích prvků (Obr. 8-2). Z důvodu nutnosti většího místa pro připojení šířkově nastavitelných mechanismů, bude rám tvořen z profilů 100 x 100 mm (Obr. 8-1). Těmito profily se vytvoří dvě samonosné části rámu, které budou propojeny menšími profily. Rám bude ve spodní části opatřen polohovatelnými nožičkami.



Obr. 8-1 MayTec profil 100 x 100

[12]

Obr. 8-2 MayTec spojovací prvky

### 8.2 Řemenová dráha

Společnost ENGEL vyvíjí samostatné řemenové dráhy již nějakou dobu. Je proto žádoucí tento celý prvek unifikovat. Poslední verze řemenové dráhy používá ozubený řemen o šířce 32 mm. Změna řemenové dráhy se bude týkat pouze délky profilu, délky a povrchu řemenu, popřípadě výkonosti motoru. Držák řemenových drah není možné převzít, neboť dráha při výškové regulaci kolem bodů upnutí rotuje.

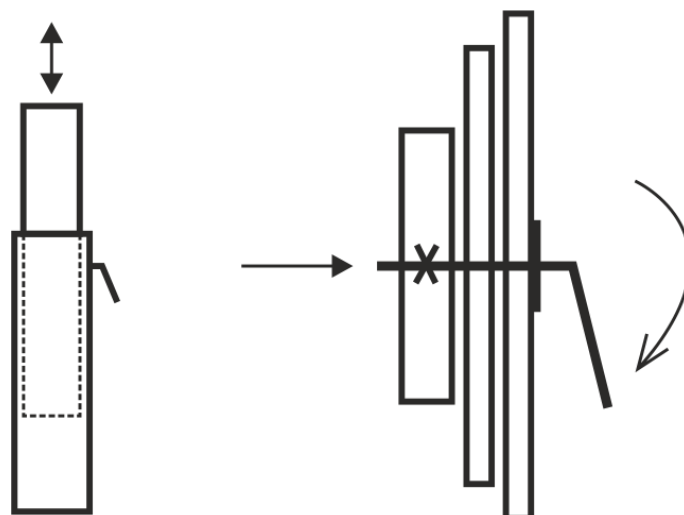
### 8.3 Výškové nastavení řemenového dopravníku

Výškové nastavení dopravníku není tak často požadované, jako šířkové nastavení. Realizace přenastavení výšky by měla být prováděna v čtrnáctidenních intervalech. Systém výškového nastavení by neměl výrazně navyšovat rozpočet celého zařízení. Přenastavení je možno provádět ručně a k dispozici může být více pracovníků.

Na standardních pásových dopravnících společnosti ENGEL je výškové nastavení realizováno výsuvným ocelovým jeklem (Obr. 8-1). Menší jekl je zasunut v jeklu větších rozměrů. Po nastavení výšky se dotáhne šroub. Tímto dotažením se přitáhne obdélníková matice na stěny ocelových profilů. Mezi stěnami se vyvodí třecí síla. Tento systém by měl být dostačující pro výškové nastavení i u řemenových dopravníků. Po nastavení požadované výšky seřizovač dotáhne páčku se závitem, na jehož konci se přitlačí ocelová, obdélníková podložka na stěny profilů (Obr. 8-2)

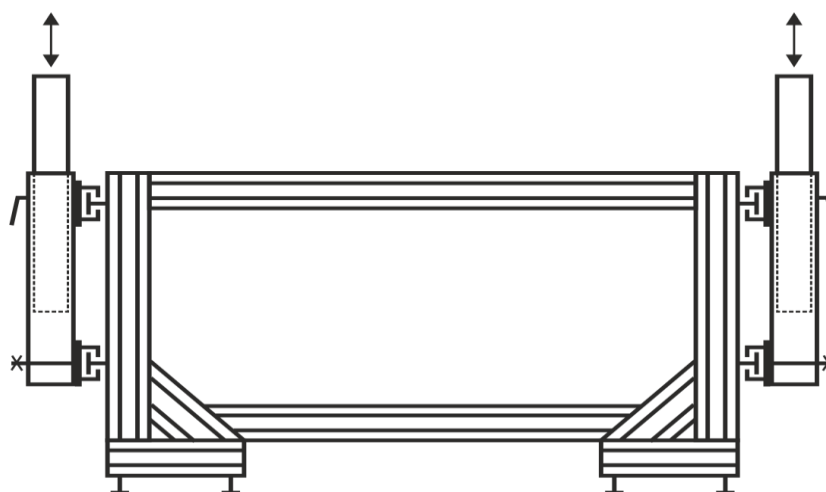


Obr. 8-3 Výškové nastavení pásových dopravníků



**Obr. 8-4** Koncepční schéma výškového nastavení řemenového dopravníku

Délkou zasouvajícího ocelového profilu lze měnit velikost požadované hranice nastavení. Při nastavení nejvyšší požadované výšky je pro dobrou stabilitu žádoucí, aby ve větším jeklu zůstal zasunut dostatečně dlouhý kus menšího profilu. Proto je zbytečné, opatřovat systém dorazy, zvláště když se bude výška regulovat ručně. Na výsuvný profil bude upevněn držák řemenových drah. K většímu profilu bude přivařena deska. Ta bude spojena s rámem lineárním vedením (Obr. 8-5).



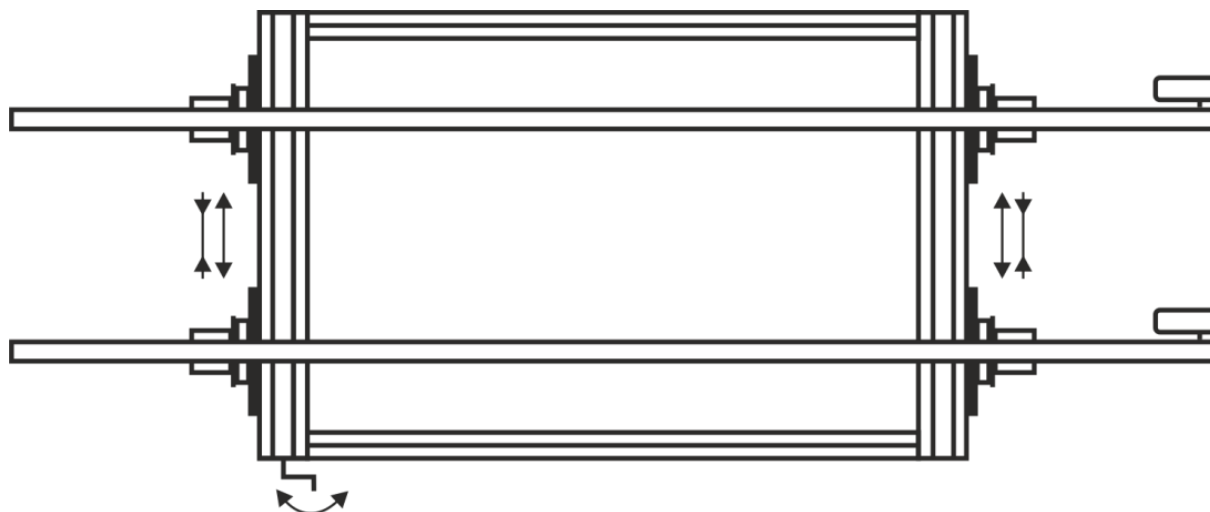
**Obr. 8-5** Schéma propojení systému výškového nastavení s rámem

Mechanismus výškového nastavení, spolu s držákem řemenových drah, bude připevněn k rámu lineárním vedením. To umožní pohybovat s řemenovými drahami do stran, tj. měnit rozteč mezi nimi. Jak již bylo poznamenáno, dle návrhu bude vrchní lineární vedení přišroubováno k desce, která bude s ocelovým profilem svařena. Spodní lineární vedení bude připevněno k desce s čepem. Ten bude procházet dírou v ocelovém jeklu. Konec čepu se osadí podložkou s pojistným kroužkem. Spodní lineární vedení tak bude přenášet pouze vodorovné síly, kolmé na vedení.

#### **8.4 Šířkové nastavení řemenového dopravníku**

Šířkové přenastavení dopravníku bude probíhat mnohem častěji než výškové. Od tohoto systému se očekává přesné a jednoduché, ručně ovládané, nastavení šířky drah. Celý proces nastavení by měla vykonat obsluha zařízení. Ve většině případů je možné obsluhovat

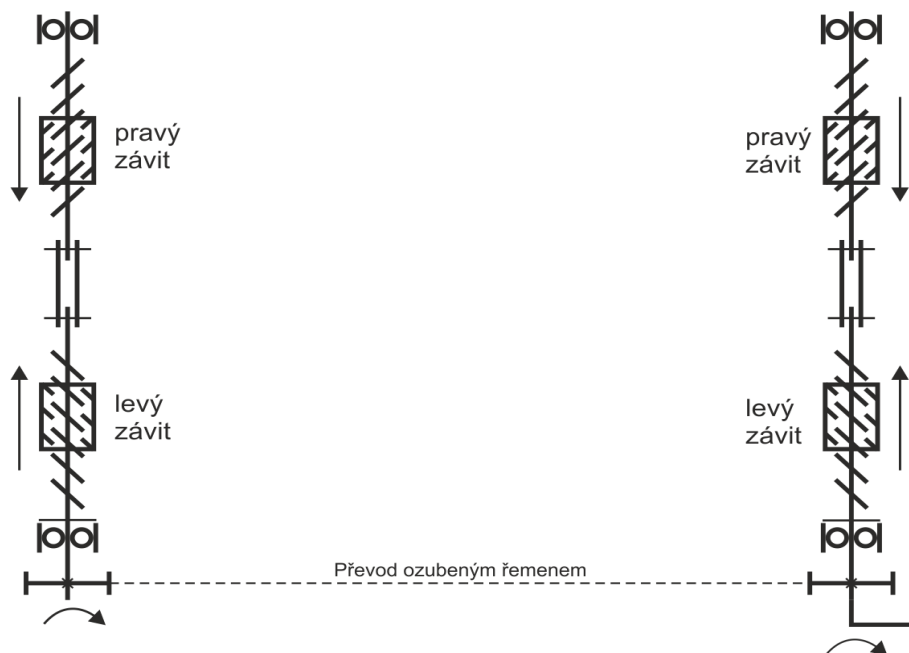
dopravník jen z jedné strany. Z těchto důvodů je zapotřebí vytvořit mechanismus, který bude posouvat obě dráhy najednou. Mechanismy musí posouvat dráhy na obou koncích, aby nedocházelo ke kroucení drah. V této práci jsou navrženy dva mechanismy, které budou transformovat rotační pohyb např. kliky na posuvný pohyb řemenových drah.



Obr. 8-6 Princip šířkového nastavení dopravníku, pohled shora

#### 8.4.1 Varianta A – použití pohybového šroubu – pohybové matice

První varianta pomýšlí na využití mechanismu pohybový šroub – pohybová matice pro převod rotačního pohybu na pohyb posuvný. Pokud obsluha bude točit klikou, která bude propojena s rotačně uloženým pohybovým šroubem, matice se začne posouvat. Jestli-že bude s pohybovým šroubem spojen i druhý pohybový šroub, se stoupáním opačného směru než první, bude i posun matice opačného směru. Takto se dá mechanismus využít pro posun obou drah nejednou. Axiální síly, potřebné pro posun drah, vyvozují reakce, které se vektorově odečtou. Na uložení pohybových šroubů bude působit minimální, až nulová, axiální síla.



Obr. 8-7 Schéma mechanismu pro šířkové nastavení dopravníku, varianta A, pohled shora

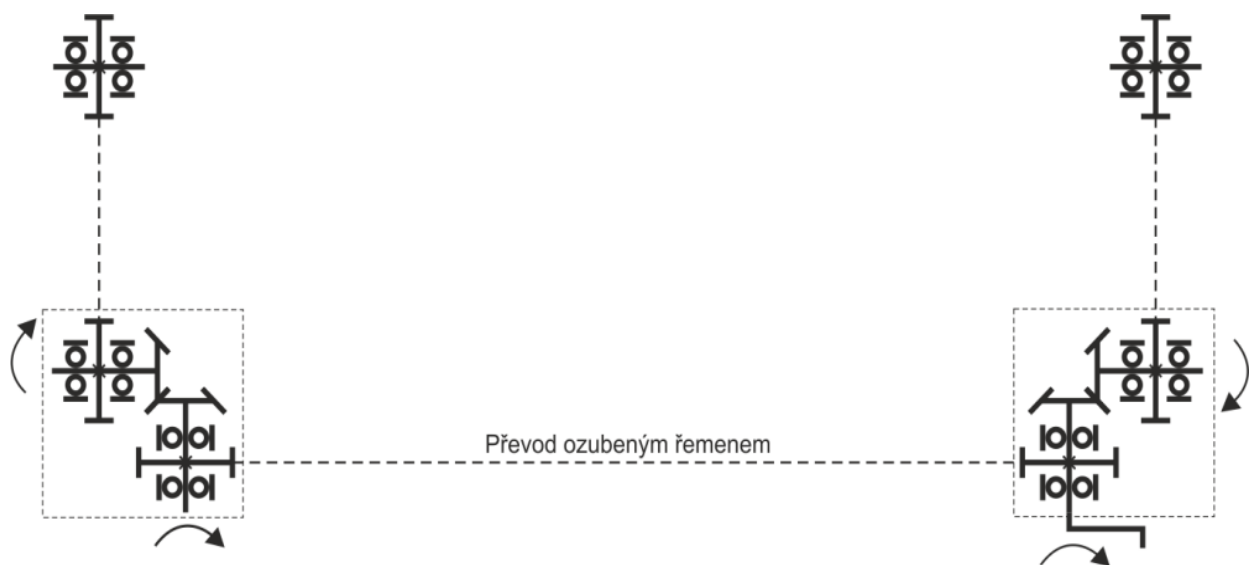
Ložiska pohybových šroubů budou uložena na rámu, konkrétně na horní straně rámu, na profilu 100 x 100 mm. Z důvodu případného kroucení, bude mechanismus z dvou pohybových šroubů i na druhé samonosné části rámu. Obě části budou propojeny ozubeným řemenem (Obr. 8-7). Převod ozubeným řemenem má vysokou účinnost a pracuje bez prokluzu, tudíž je přesný.

Celý mechanismus pro změnu rozteče drah bude pracovat relativně pomalu, neboť základní rotační pohyb bude vykonávat obsluha rukou. Dynamické účinky na celý systém budou zanedbatelné. Velikostí stoupání šroubu – matice a počtem chodů se dá regulovat poměr mezi rotačním a posuvným pohybem. Při konstantní úhlové rychlosti páky se s větším počtem chodů bude zvyšovat i rychlost posuvu drah.

Tato varianta klade velký důraz na dodržení souososti dvojic pohybových šroubů. V případě odchylek by celý mechanismus kladl obsluze značný odpor. Spojení dvou šroubů je možné realizovat pomocí trubkové spojky. Dále je nutné použít převod ozubeným řemenem s převodovým poměrem 1. Větší odchylky v roztečném průměru řemenic by jednu větev mechanismu urychlovaly či zpomalovaly.

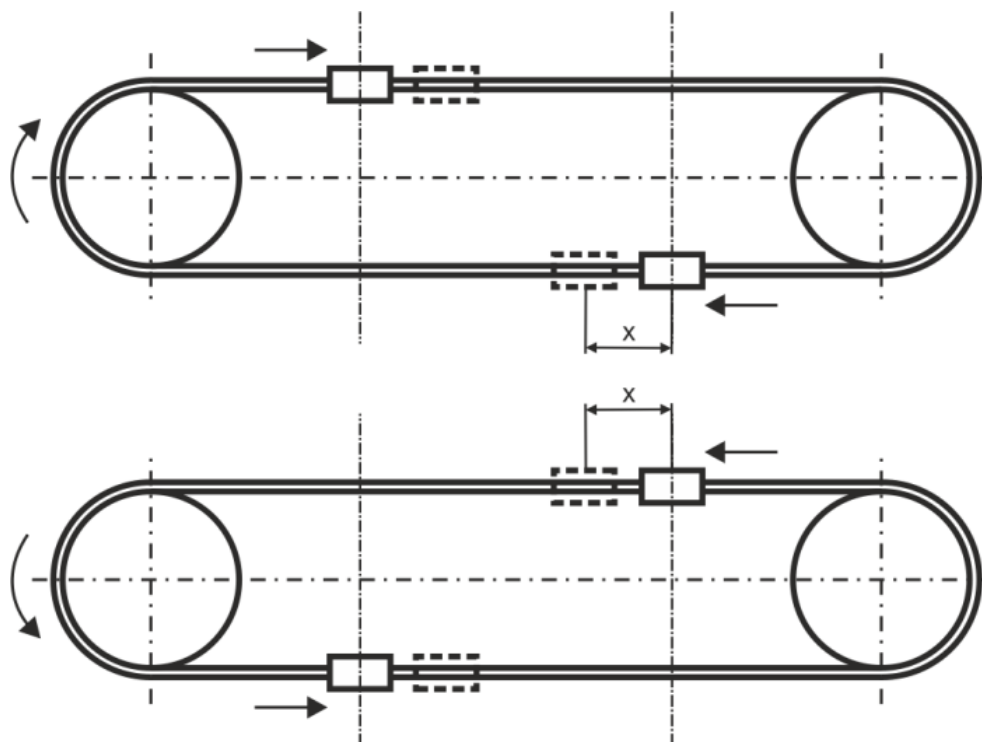
#### 8.4.2 Varianta B – použití převodu ozubeným řemenem s unašeči

Druhá varianta šířkového nastavení dopravníku je navržena z převodů ozubeným řemenem. Části mechanismu, transformující rotační pohyb na posuvný, budou uloženy na stejných místech rámu, jako varianta A. Pohyb a přenos točivého momentu mezi nimi bude realizován opět pomocí převodu ozubeným řemenem. Součástí celého mechanismu jsou i dvě jednoduché převodovky s kuželovými koly s úhlem os 90°. Převodovka s řemenicemi by měl být kompaktní celek, který se v budoucnu bude moci využít i pro jiné zařízení.



Obr. 8-8 Schéma mechanismu pro šířkové nastavení dopravníku, varianta B, pohled shora

Hlavní části mechanismu, které posouvají dráhy, mají opačný směr rotace (Obr. 8-8). Je proto nutné dbát na správné umístění unašečů drah viz Obr. 8-9.



Obr. 8-9 Umístění unašečů na jednotlivých částech mechanismu

## 8.5 Porovnání koncepčních variant šířkového nastavení dopravníku

Obě varianty splňují požadovanou funkci, tj. plynule měnit rozteč mezi řemenovými drahami. Tento úkol zvládne obsluha z jednoho místa a posouvat se mohou obě dráhy najednou. Spolehlivost by mohla být větší u varianty B, neboť pohybové šrouby je nutné mazat. I přes mazání má mechanismus pohybový šroub - pohybová matice účinnost okolo 50%. Ve čtyřech šroubech s touto účinností budou zcela jistě větší ztráty, než ve dvou kuželových převodovkách. Kuželový převod dosahuje účinnosti okolo 96%. [11, str. 96]

Větší hmotnost by měla mít varianta A, která však bude bezpečnější. Design je v koncepčním návrhu těžké soudit, ovšem pohybový šroub se jeví vzhledově líbivější, než řemenový převod. Přesná poloha unašečů ve variantě B komplikuje montáž mechanismu. Nejdůležitější kritéria byla zanesena do Tab. 1.

Kritéria	Funkce	Účinnost	Komplikovanost	Hmotnost	Design	Bezpečnost	Součet	Váha [%]
Funkce	X	1	1	1	1	1	5	0,5
Účinnost	0	X	1	1	1	0	3	0,3
Komplikovanost	0	0	X	1	1	0	2	0,2
Hmotnost	0	0	0	X	0	1	1	0,1
Design	0	0	0	1	X	0	1	0,1
Bezpečnost	0	1	1	0	1	X	3	0,3

Tab. 1 Určení vah pro jednotlivá kritéria párového srovnání



Varianta	Funkce	Účinnost	Komplikovanost	Hmotnost	Design	Bezpečnost
A	1	1	2	1	2	2
B	1	2	1	2	1	1
Váha [%]	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1	0,3

**Tab. 2** Párová srovnání koncepčních variant

Varianta	Funkce	Účinnost	Komplikovanost	Hmotnost	Design	Bezpečnost	Součet	Pořadí
A	0,5	0,3	0,4	0,1	0,2	0,6	2,1	1
B	0,5	0,6	0,2	0,2	0,1	0,3	1,9	2

**Tab. 3** Vyhodnocení párového srovnání koncepčních variant

Z párového porovnání koncepčních variant vychází lépe varianta A. Rozdíl není tak značný, aby bylo možné rozhodnout o lepší variantě již v koncepčním návrhu. Například není možné určit, jaká z variant bude ekonomičtější, či ekologičtější. Je nutné obě varianty konstrukčně navrhnout a v závěrečném zhodnocení využít hlubších poznatků.

## 9 Konstrukční návrh dopravníku

Konstrukce dopravníku byla vytvořena v CAD NX 8.5. Společnost ENGEL pracuje výhradně s CAD systémem I-deas NX. Licence pro NX 8.5 od Siemensu má společnost také, ovšem v omezeném množství.

### 9.1 Rám dopravníku

Jak již bylo avizováno v koncepčním návrhu, rám dopravníku je tvořen z Maytec profilů. Tento požadavek je i součástí zadání. Rám z hliníkových profilů je velmi lehký a dostatečně tuhý.



**Obr. 9-1** Rám řemenového dopravníku



Základem rámu jsou dvě stojky, zkonstruované z profilů 100 x 100 mm. Ty jsou po smontování samonosné a dokáží samostatně stát. Tím je ulehčena celková montáž rámu. Stojky jsou spojeny čtyřmi profily 30 x 100 mm. Na spodní části rámu jsou připevněny MayTec Fußplatte 100 x 100 s Gelenkfüße z polyamidu o průměru 50 mm (Obr. 9-2). Nosnost jedné stavitelné nohy je 9 kN. [12, str. 185]

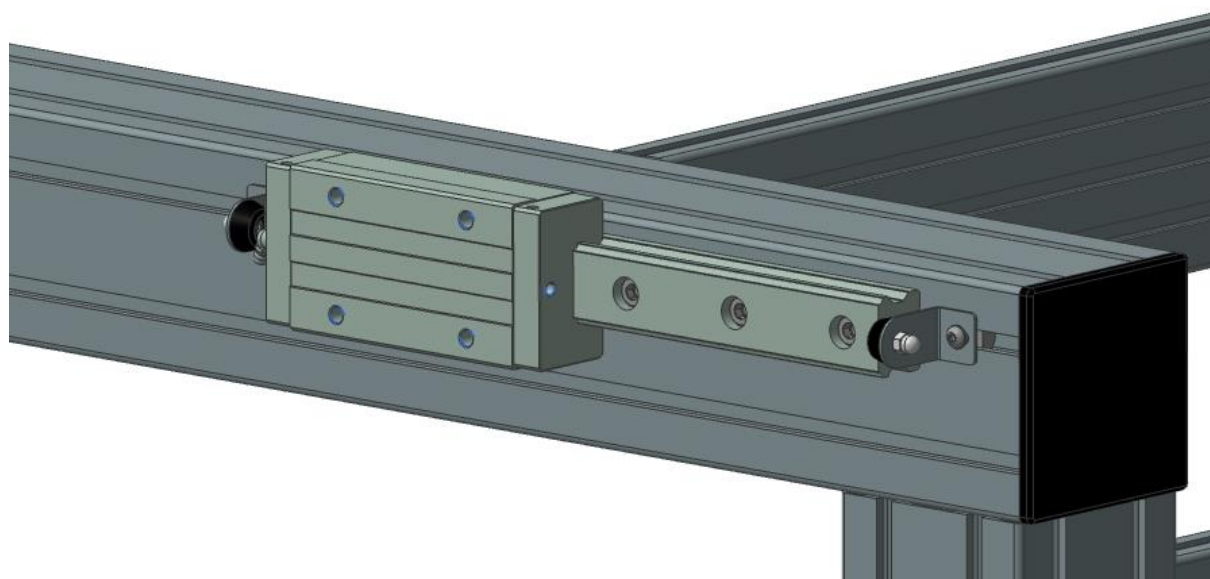
Ostré konce tažených hliníkových profilů jsou zakryty plastovými krytkami, tzv. Abdeckkappe velikosti 100 x 100 mm, černé barvy (Obr. 9-2).



**Obr. 9-2** Detailní pohled na spodní část rámu

Na profily lze jednoduchým způsobem připevnit další součásti pomocí spojovacích prvků Maytec. Tyto spojovací prvky používají T-matice, které jsou uchyceny v T-drážkách profilu.

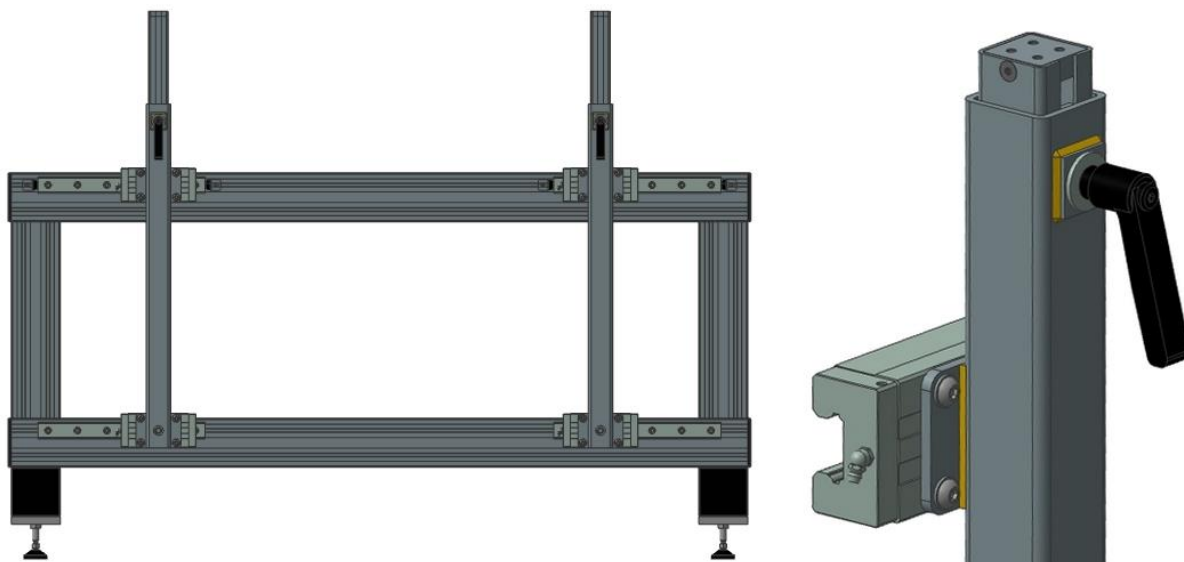
T-matice se závitem M8 jsou použity i na připevnění kolejnic lineárního kuličkového vedení SHS 35LV od společnosti THK.[19] Na připevnění 340 mm dlouhé kolejnice je použito šest šroubů M8x25 s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem. Po stranách kolejnice jsou připevněny dorazy vedení (Obr. 9-3). Ve výrobním závodě ENGEL je striktně dodržován předpis o zajišťování šroubů lepidlem Loctite.



**Obr. 9-3** Lineární vedení s dorazy připevněné k rámu

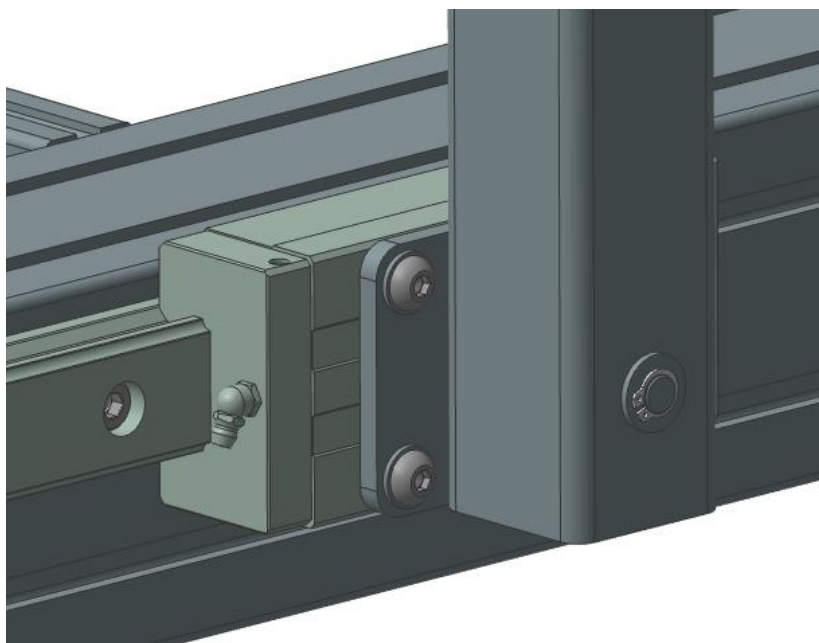
## 9.2 Uchycení řemenových drah k rámu

Na dvojici, pod sebou rovnoběžně uložených lineárních vedení, je upevněna sestava uchycení drah. Tento systém slouží nejen k přenosu zatížení od přepravovaného materiálu na lineární vedení, ale i k výškovému nastavení dopravníku.



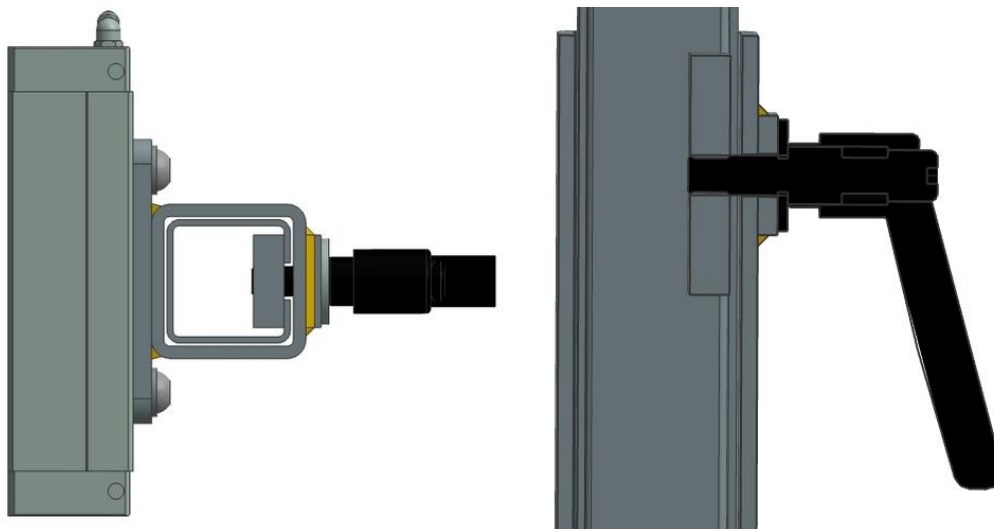
Obr. 9-4 Systém uchycení řemenových drah

Základem systému uchycení drah je svařenec ocelového čtvercového profilu s ocelovou deskou, která je přišroubována k hornímu lineárnímu vedení. Na spodní lineární vedení je také přišroubována tatáž deska, která ale není přivařena k ocelovému jeklu. K desce je přivařen čep, který je prostrčen skrze díry v profilu ve spodní části. Konec čepu je opatřen podložkou a pojistným kroužkem (Obr. 9-5). Tímto opatřením zachycuje spodní lineární vedení pouze vodorovné síly, kolmé na rovinu pohybu vedení.



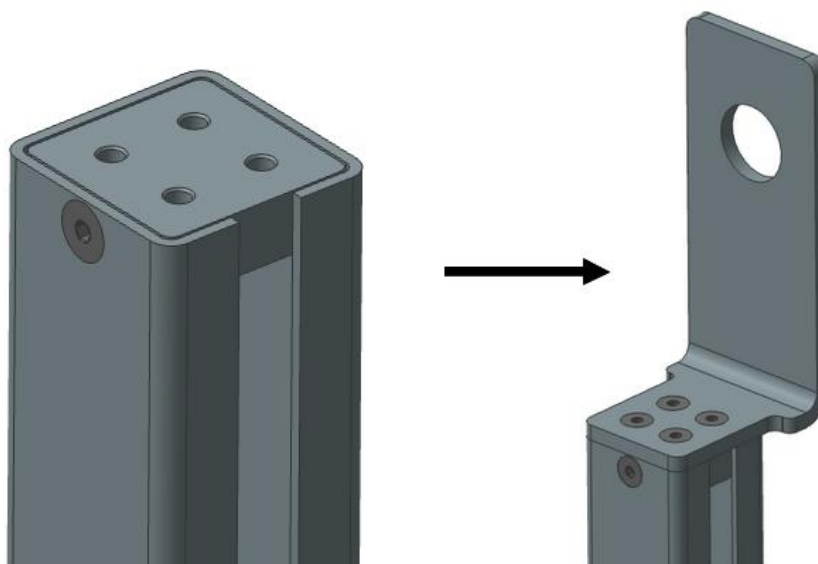
Obr. 9-5 Spodní uchycení profilu k lineárnímu vedení

Do většího ocelového profilu o rozměrech 50 x 50 x 4 mm je zasunut menší profil o rozměrech 42 x 42 x 2 mm, který je na jedné straně proříznutý. Zasouváním a vysouváním profilu je docílena požadovaná regulace výšky řemenových drah. Výška může být nastavena na rozdílné hodnoty u odkládací i přebírací strany dopravníku. Zajištění polohy profilů vůči sobě je zajištěno přitlačnou obdélníkovou maticí. Ta působí přitlačnou silou na stěny profilu a vyvozuje třecí sílu, která udrží dopravník v nastavené poloze. Přitlačná síla je vyvozena pákou CLDMST10-25-B od společnosti Misumi, která je zakončena závitem M10x25 na který je přitlačná matice našroubována (Obr. 9-6). [18]



**Obr. 9-6 Zajišťování polohy výškového nastavení pomocí přitlačného prvku**

Na konec menšího profilu ve tvaru písmene C je přišroubována, třemi šrouby se zápustnou hlavou M5x6, destička se čtyřmi závitovými dírami. K té je čtyřmi šrouby se zápustnou hlavou M5x10 přišroubován držák řemenové dráhy (Obr. 9-7).



**Obr. 9-7 Napojení držáku řemenové dráhy na menší ocelový profil**

Držák je navržen tak, aby držel řemenovou dráhu v ose úchyty. Vyroben je z 5 mm silného ocelového plechu. Nejprve se obrys vypálí laserem, poté se držák ohne na ohraňovacím stroji pod úhlem 90°. Díry jsou také vypáleny laserem, zapuštění pro šrouby je možno vyvrtat ručně speciálním vrtacím nástroje pro kuželová zapuštění.

Geometrie držáku byla vyvinuta za pomoci FEM analýzy v CAD systému NX 8.5. Výpočet držáků byl zcela identický, rozdílný byl pouze tvar. Z výsledků je patrné, že druhá varianta je tužší a v ohybu je menší redukované napětí.

Materiál držáku: 1.0535 (ČSN 12 060); Úprava: žárové zinkování

$$\delta_{DO} = 130 \text{ MPa}$$

$$\delta_{RED} = 85 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\delta_{DO}}{\delta_{RED}}$$

$$k = \frac{130}{85}$$

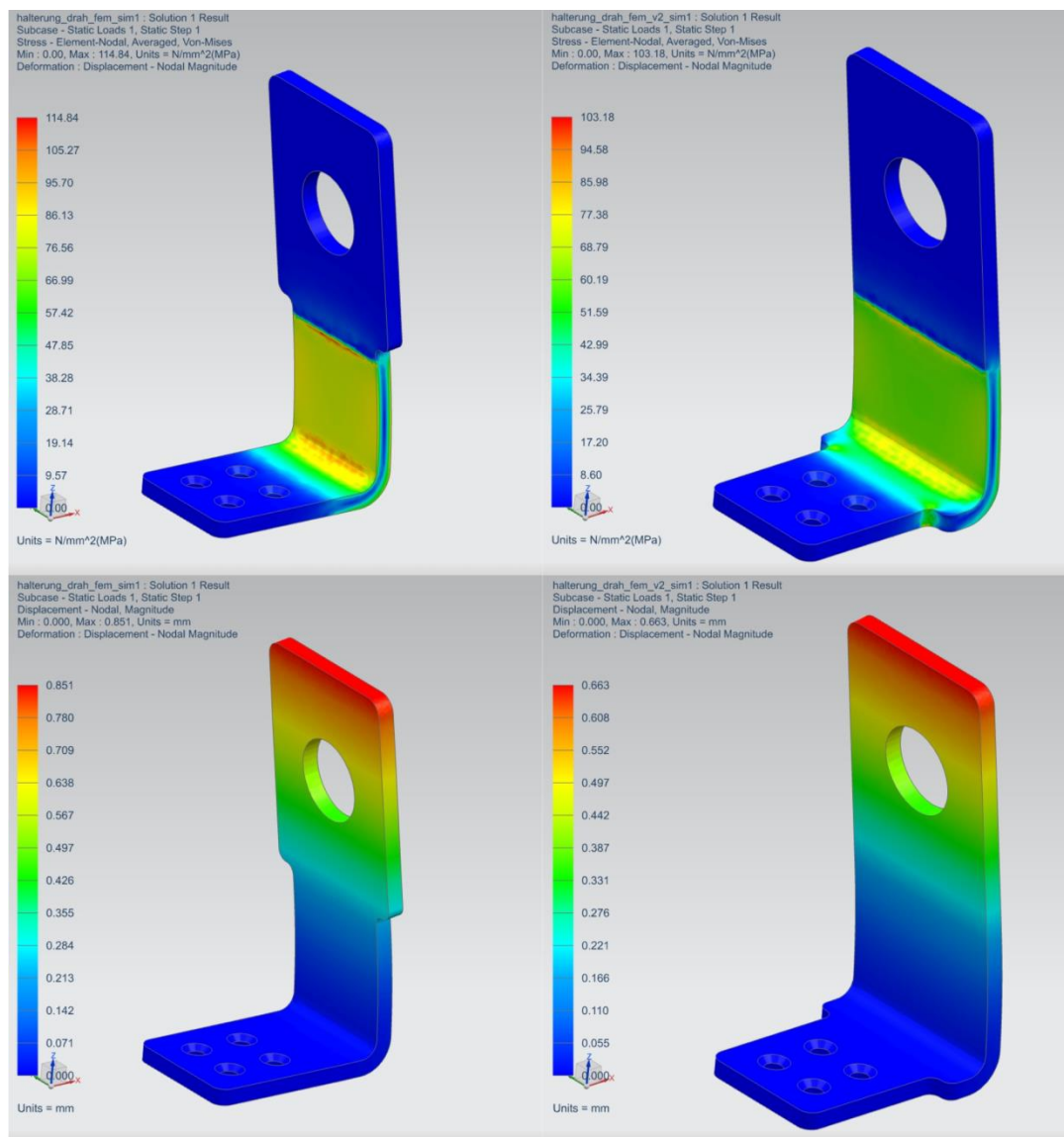
$$k = 1,53$$

$\delta_{DO}$  = dovolené napětí v ohybu [MPa] [13, str. 57]

$\delta_{RED}$  = redukované napětí na součásti [MPa]

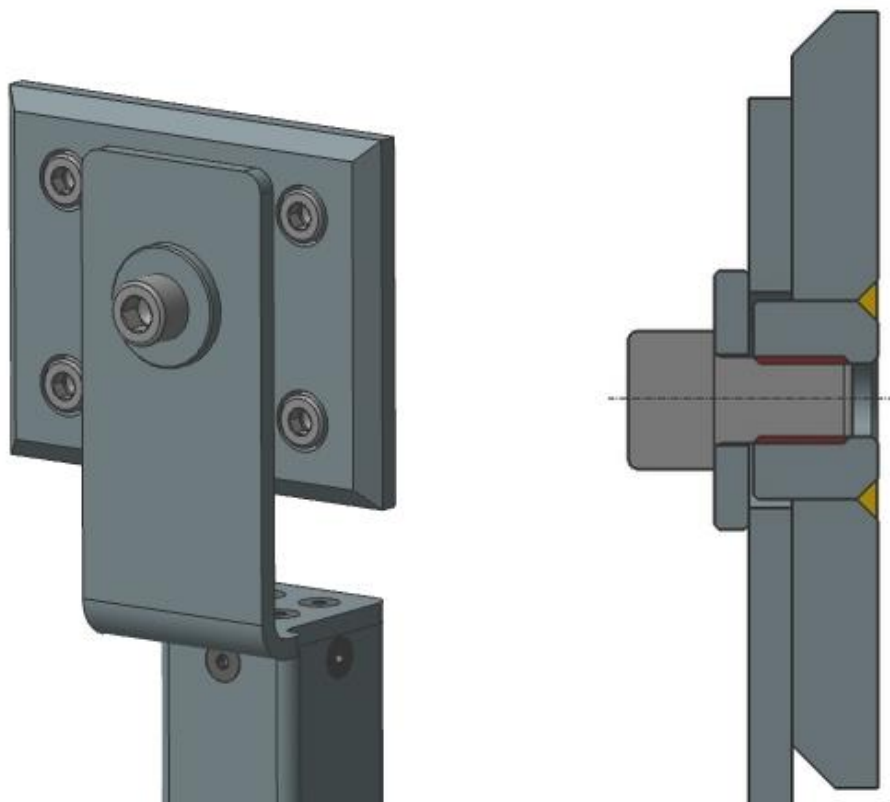
k = míra bezpečnosti

Držák vyhovuje s koeficientem bezpečnosti 1,53.



Obr. 9-8 Vývoj tvaru držáku drah pomocí FEM analýzy

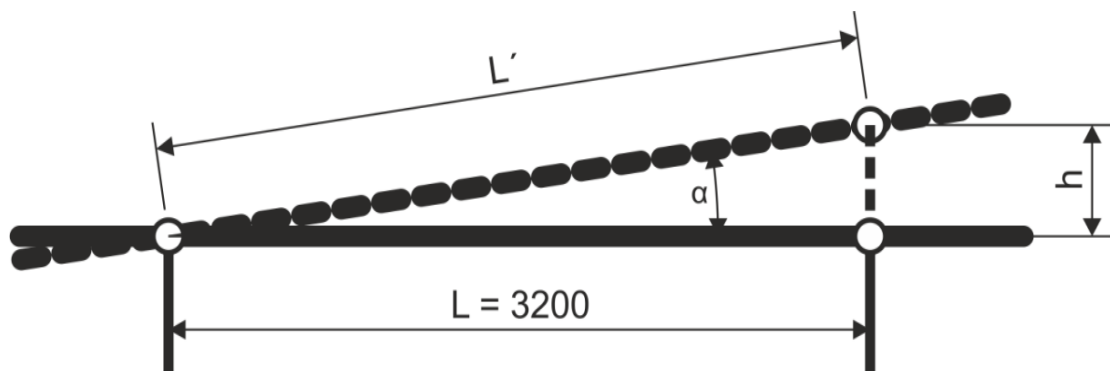
K držáku drah je šroubem M10x16 pevnosti 10.9 připevněna deska. K ocelové desce je přivařený čep se závitovou dírou pro zmiňovaný šroub. Výška čepu nad deskou je o 1 mm kratší než tloušťka držáku drah (Obr. 9-9). Tato vůle zajistí dotažení držáku drah k desce. Mezi plochami se vyvodí třecí síla, která zamezí vzájemnému pohybu.



Obr. 9-9 Spojení držáku dráhy s deskou na řemenové dráze

Tento spoj komplikuje přenastavení výšky dopravníku, neboť je nutné šrouby nejprve povolit, aby bylo možné dráhu zvedat. Při zvedání jedné strany dopravníku je dráha rotována kolem čepu, přivařeného k desce. Povolněním šroubů je umožněn rotační pohyb řemenové dráhy vůči držáku drah. Po nastavení a zajištění výškové pozice je potřeba šrouby opět dotáhnout. Tím se celý systém spojí a zpevní v jeden celek.

Deska s čepem je čtyřmi šrouby s válcovou hlavou M5x10 připevněna k řemenové dráze. Spoje jsou realizovány pomocí T-matic, které jsou vedeny v T-drážce hliníkového profilu. Při změně výškového nastavení je zde ještě jeden problém. Zvednutím řemenové dráhy na jedné straně o výšku  $h$ , se řemenová dráha natočí o úhel  $\alpha$ . Změní se ovšem i rozteč mezi spoji.



Obr. 9-10 Změna délky mezi spoji v závislosti na změně výšky

Změnu délky mezi spoji lze vypočítat:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{h}{L}$$

h - změna výšky [mm]

$$L' = \frac{h}{\sin \alpha}$$

$\alpha$  - úhel natočení řemenové dráhy [°]

$$L' = \sqrt{\frac{h^2}{L^2} + 1} \times L$$

L - délky mezi spoji při  $\alpha = 0^\circ$  [mm]

L' - délka mezi spoji při  $\alpha \neq 0^\circ$  [mm]

Při změně výšky o h = 100 mm

$$L' = \sqrt{\frac{100^2}{3200^2} + 1} \times 3200$$

$$L' = 3201,56 \text{ mm}$$

Změna výšky o 100 mm způsobí změnu rozteče mezi čepy o 1,56 mm. Tato hodnota je dle mého názoru hodnotou hraniční. Bude-li potřeba přenastavit výšku řemenové dráhy o hodnotu menší než 100 mm, není zapotřebí povolovat šrouby s válcovou hlavou, spojující desku s řemenovou dráhou. Při změně větší než 100 mm je nutné povolit šrouby a umožnit tím posuv desky podél řemenové dráhy. T-matice jsou v T-drážkách dobře vedeny. Při povolení působí proti pohybu velmi malý odpor.

Jak již bylo nastíněno v kapitole 8.3, výškové nastavení se neprovádí tak často. Celý proces, včetně případného povolování a utahování šroubů, by zákazníkům společnosti ENGEL prý nevadil.

### 9.3 Řemenová dráha

V této práci nebude popsána konstrukce řemenové dráhy, neboť její dlouhodobý vývoj ve společnosti ENGEL přinesl dobré výsledky a spokojenost s její dosavadní konstrukcí. Z tohoto důvodu je i do této práce řemenová dráha unifikována. Změní se pouze délka hlavního profilu 100 x 50 mm. Vzdálenost mezi osami řemenic má být dle zadání 5 m. Tato délka je docílena v případě použití profilu o délce 4830 mm.

Řemenová dráha obsahuje dvě řemenice, hnanou a hnací. Po jejich obvodu je 38 zubů a jsou určeny pro 32 mm široký ozubený řemen T10 s ocelovými kordy. Na ten je možné aplikovat transportní vrstvu dle požadavků zákazníka. [8]

Označení řemenice: 38T10/36

Výpočet délky ozubeného řemene: [8, str. 147]

$$L = 2 \times a + z \times p$$

a - osová vzdálenost [mm]

$$L = 2 \times 5000 + 38 \times 10$$

z - počet zubů řemenice [-]

$$L = 10380 \text{ mm}$$

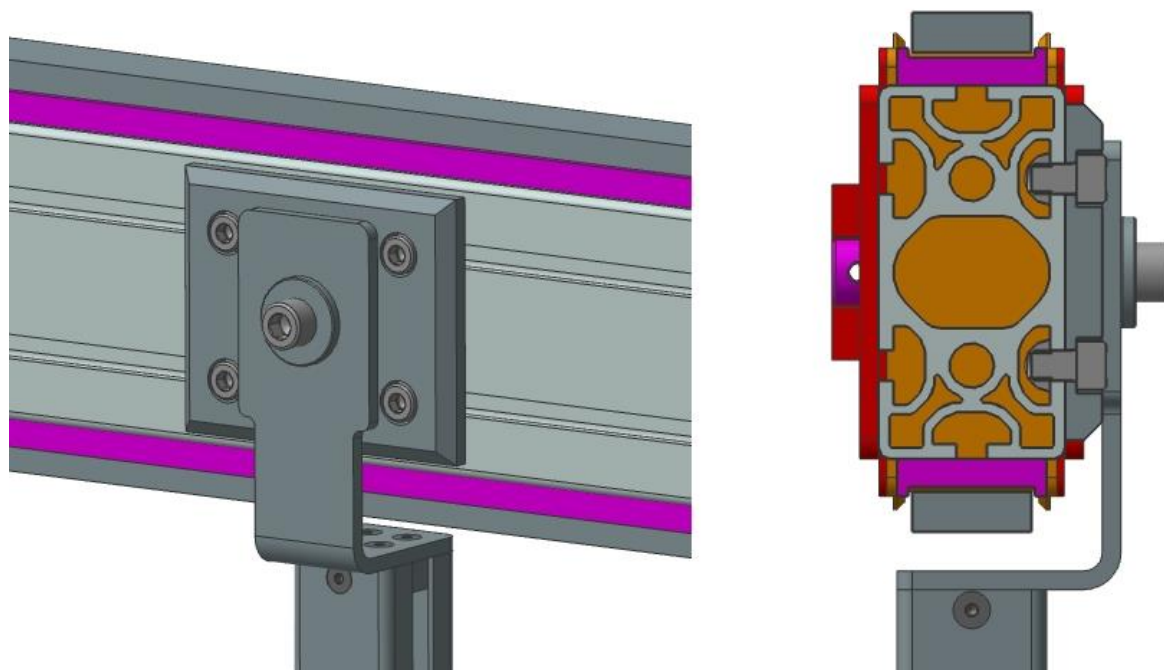
p - rozteč ozubeného řemene [mm]

Řemen v řemenové dráze, dlouhý 5 metrů, je dlouhý 10380 mm.





Obr. 9-11 Fotografie řemenové dráhy ENGEL



Obr. 9-12 Napojení řemenové dráhy na držák s deskou

## 9.4 Šířkové nastavení řemenového dopravníku

Řemenový dopravník je bez mechanismu na šířkové nastavení funkční. Dokáže přepravit požadovaný výlisek, je možné nastavit výšku odkládací i přebírací strany. Pouze šířkové nastavení by se realizovalo ručně, a to posunem řemenových drah po lineárním vedení. Dopravník, vyobrazený na Obr. 9-13, je připraven na instalaci jedné z variant šířkového nastavení.

Výhoda celého zařízení je jeho variabilita. Dopravník je možné rozšiřovat a zužovat ručně, nebo pomocí jednoho z mechanismů. Přitom každá z variant má své klady a zápory.



Obr. 9-13 Řemenový dopravník bez mechanismů na šířkový posun

### 9.4.1 Varianta A

Základem varianty A jsou pohybové šrouby s trapézovým závitem. Každá větev disponuje s jedním šroubem s pravým a druhým s levým závitem. Pohybové šrouby jsou vyráběny z polotovaru (závitové tyče) od společnosti Haberkorn. Šrouby s jednochodým trapézovým závitem Tr 22 se stoupáním 5 mm jsou vyráběny z cementační oceli 1.1141 (ČSN 12 023).

#### Předběžný návrh středního průměru:

$$r = 150 \text{ mm}$$

$$F = 15 \text{ N}$$

$$M_k = r \times F$$

$$M_k = 150 \times 15$$

$$M_k = 2250 \text{ Nmm}$$

r - poloměr kliky [mm]

F - odhadovaná síla na kliku [N]

$M_k$  - točivý moment [Nmm]

$\tau_{DK}$  - snížené dovolené napětí [MPa]

d - střední předběžný průměr hřídele [mm]

$$\tau_{DK} = \frac{M_k}{W_k}$$

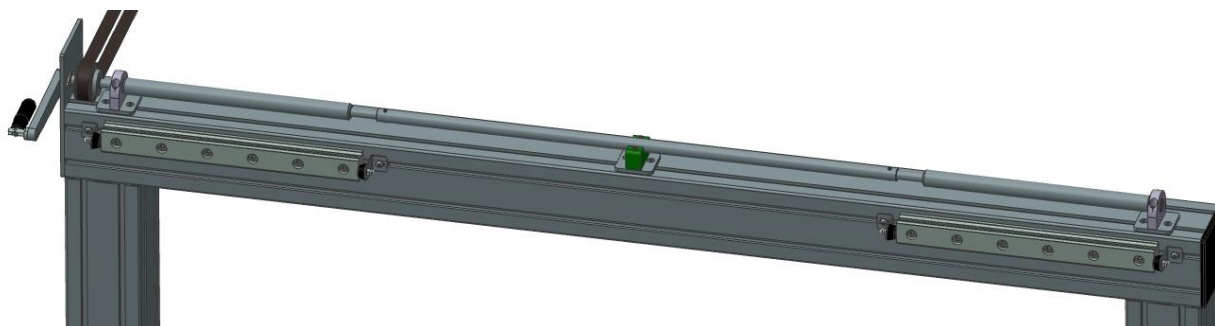
$$30 = \frac{2250}{0,2 \times d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2250}{0,2 \times 30}}$$

$$d = 7,2 \text{ mm}$$

Předběžný návrh průměru hřídele, namáhaného na krut, je 7,2 mm.





**Obr. 9-14 Konstrukční řešení části mechanismu na straně dopravníku u obsluhy**

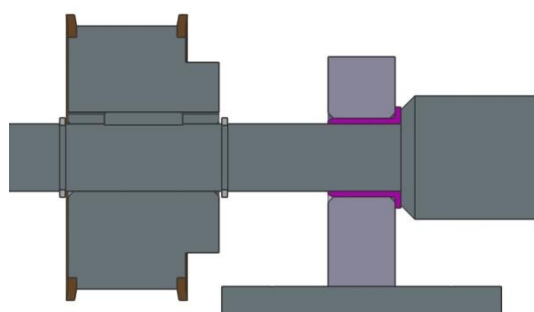
Pohybové šrouby jsou uloženy v kluzných radiálně - axiálních ložiscích od společnosti IGUS, konkrétně se jedná o typ GFM – 121418 – 12. Ložisko je nalisováno do domečku ze slitiny hliníku AW 6060. Domeček s ložiskem je upevněn dvěma šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M5x25 k ocelové destičce o tloušťce 5 mm. Tento celek je s využitím T-matic a šroubů se zápusťnou hlavou M5x12 připevněn k rámu. Zde je obzvláště nutné šroubové spoje zajistit lepidlem.

Pohybové šrouby, uložené v domečcích, jsou propojeny trubkou. Spojení trubky a šroubu je realizováno pružným kolíkem s mezerou o jmenovitém průměru 5 mm a délce 16 mm.

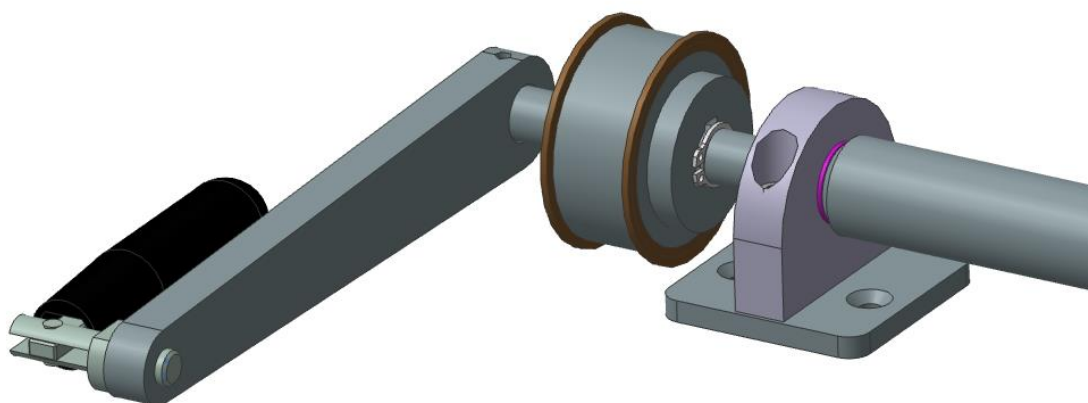
Pohybový šroub, na straně u obsluhy, je zakončen hřídelem o průměru 12 mm. Na konci se nachází díra pro pružný kolík s mezerou o jmenovitém průměru 4 mm. Tento kolík má zajistit polohu a přenositelnost točivého momentu z ramena kliky na pohybový šroub. Rameno kliky je osazeno skládací kličkou GRMBM881 od společnosti Misumi. (Obr. 9-16) [18]

Na hřídelovém konci pohybového šroubu je vyfrézována drážka pro pero 5x5x14 mm. To přenáší točivý moment na řemenici pro ozubený řemen. Axiální posuv řemenice je zajištěn hřídelovými pojistnými kroužky. (Obr. 9-15)

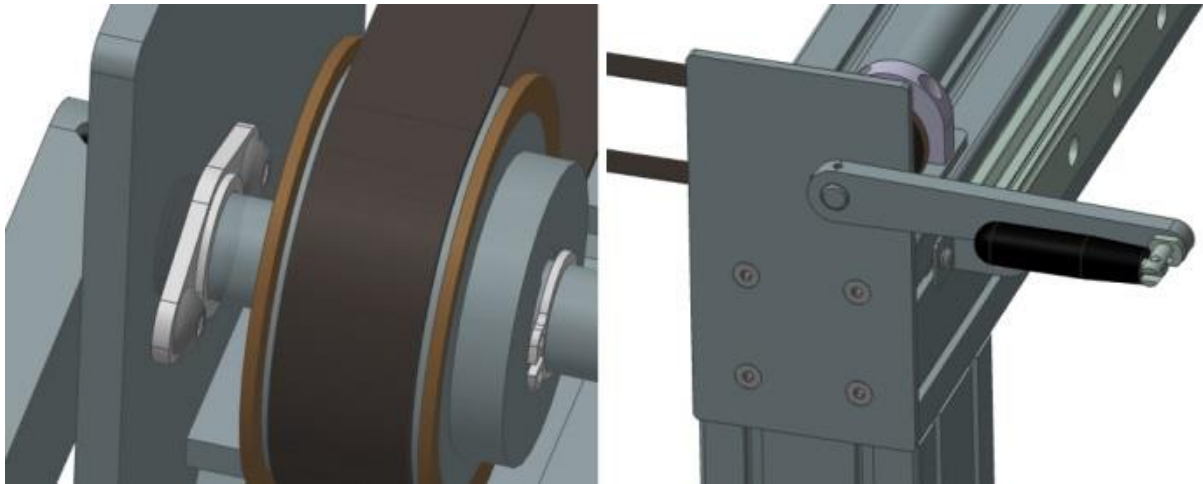
Řemenice s bočnicemi 27T5/30, pro řemen široký 16 mm, je kupovaná součást od firmy Haberkorn.



**Obr. 9-15 Řez řemenicí**



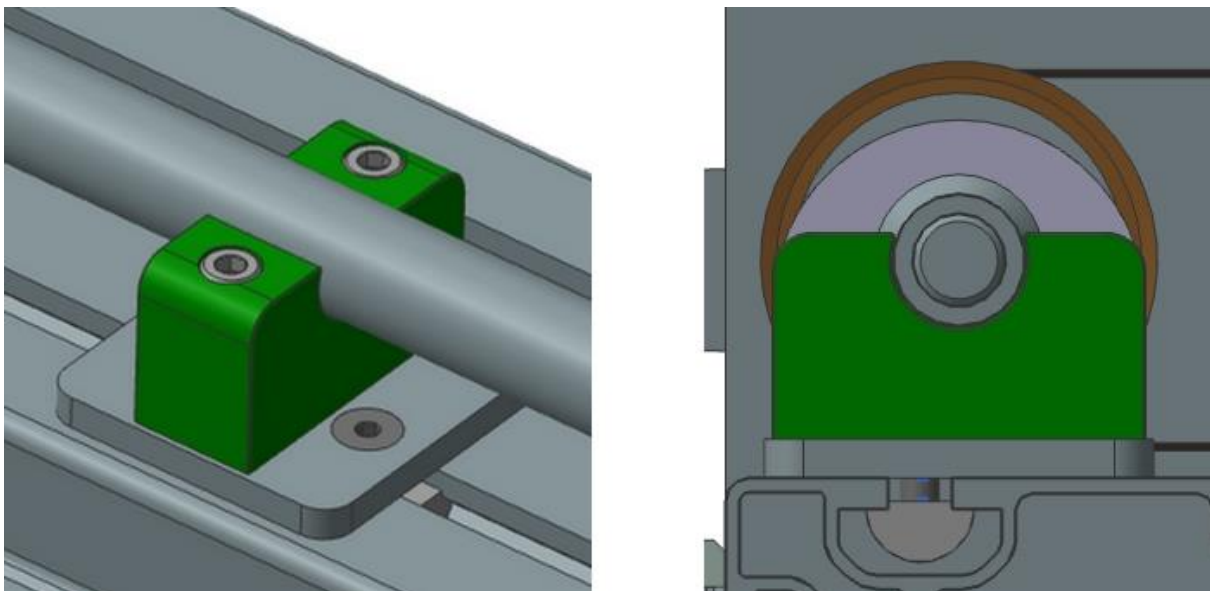
**Obr. 9-16 Detailní pohled na část mechanismu u obsluhy**



**Obr. 9-17 Deska s přírubovým ložiskem**

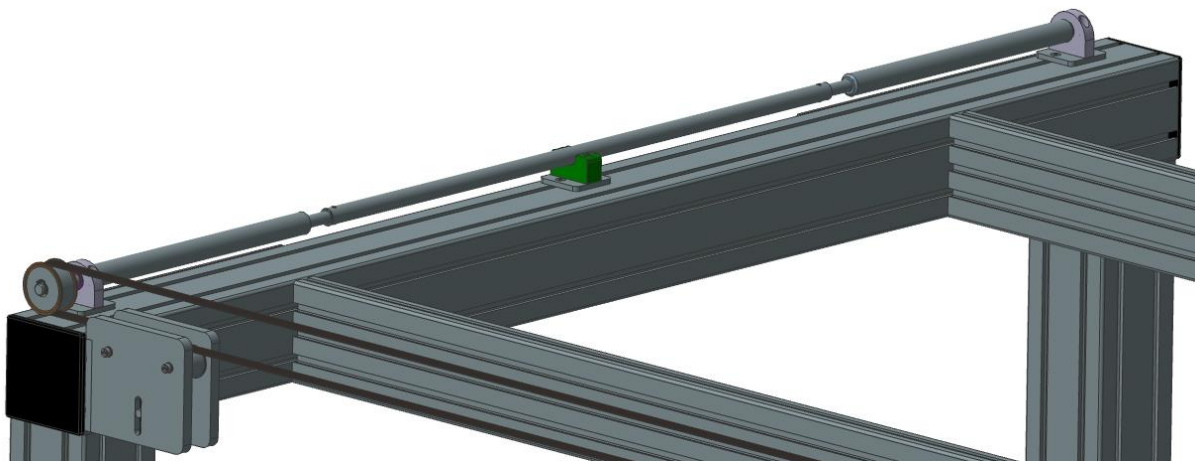
Na místo jedné plastové krytky profilu je přišroubovaná deska s otvorem pro přírubové ložisko IGUS iglidur GLF-12.[14] MayTec profil 100 x 100 je připraven na vyřezání čtyř závitů M14. Do těchto závitových děr jsou našroubovány a zalepeny závitové vložky M14 / M6. Šrouby M6x8 se zápusnou hlavou je deska s přírubou připevněna k rámu. Přírubové ložisko minimalizuje průhyb hřídele při otáčení klikou. Napětí v ohybu by mělo být mnohem menší, než napětí v krutu.

Již na obr. 9-14 si lze všimnout středního ložiska zelené barvy. Toto ložisko je upevněno k rámu stejným způsobem, jako hliníkový domeček se zalisovaným axiálně-radiálním ložiskem. Je vyrobeno z PE-UHMW. Tento plast je průmyslově označován A4.[17] Ložisko má o 0,5 mm větší průměr než vnější průměr spojovací trubky. Na tu se ložisko nacvakne. Při posouvání drah ložisko nedovolí trubce velké vyosení. To nastává v případě, když tam ložisko není.



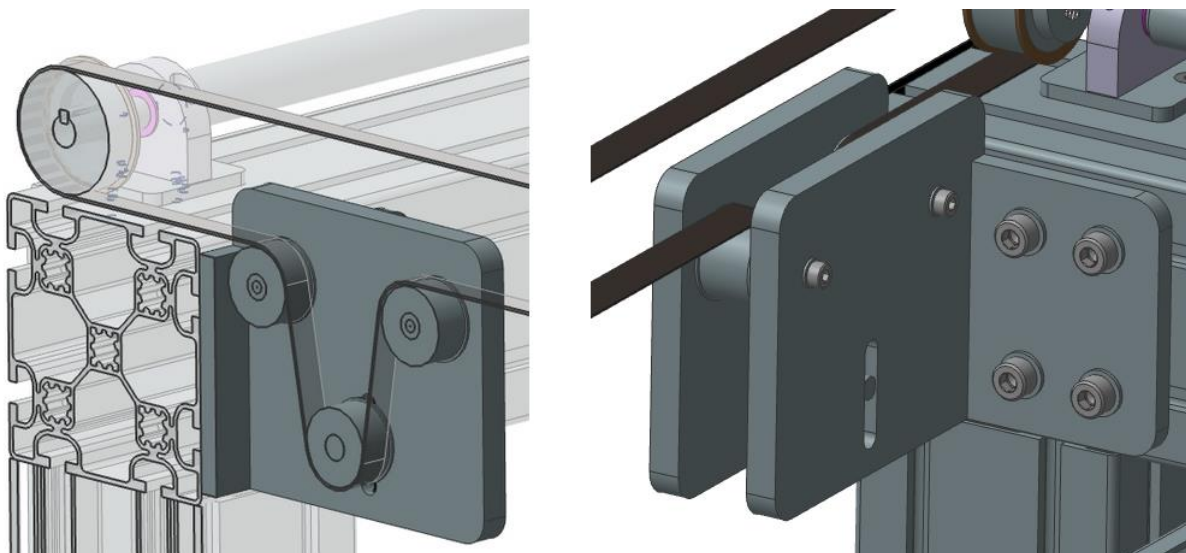
**Obr. 9-18 Střední kluzné ložisko**

Obě části mechanismu spojuje polyuretanový ozubený řemen T5 s ocelovými kordy. Řemen je 16 mm široký a 6235 mm dlouhý. Přibližná délka řemene byla změřena z CAD dat. Přesná délka musí být dělitelná roztečí řemene bezzbytku.



**Obr. 9-19 Druhá část mechanismu s napínacím zařízením**

Řemen napíná napínací zařízení s dvěma vodícími a jednou napínací kladkou. (Obr. 9-18) Kladky o průměru 30 mm jsou hladké, bez ozubení. Průměr kladek vyhovuje požadavkům na řemenice pro daný typ řemene. [8, str.19]

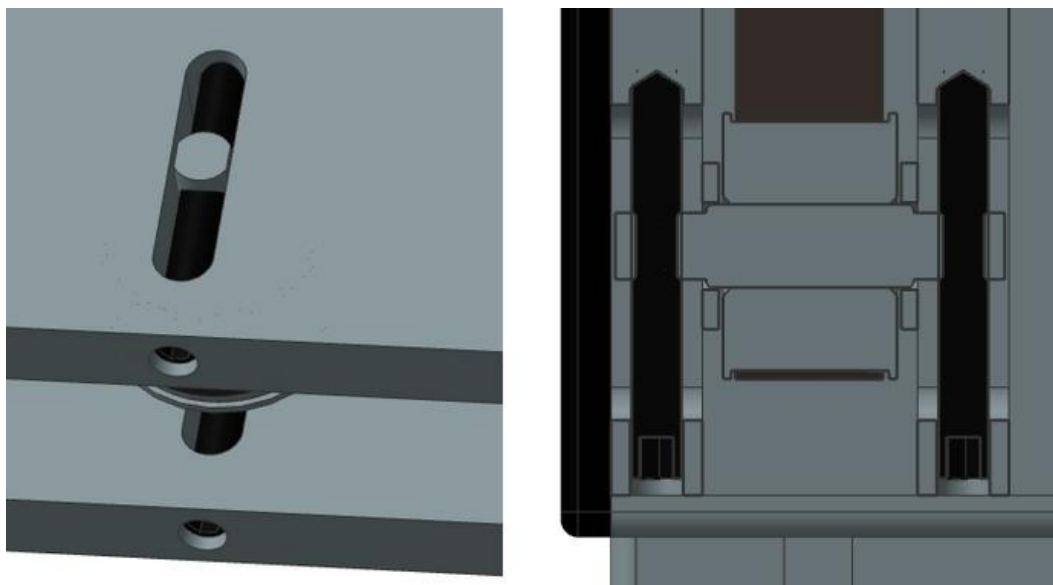


**Obr. 9-20 Napínací zařízení ozubeného řemene T5**

Vodící kladky jsou uloženy na válcovém čepu o průměru 10 mm. Čep je dlouhý 26 mm a je zajištěn šrouby M5x25 k bočním deskám napínacího zařízení. Tyto desky, spolu s upínací deskou napínáku, jsou vyřiznuty laserem z hliníkového plechu. Výpalek je poté upraven opískováním.

Napínací kladka je uložena na čepu, který má na koncích vyfrézované plošky. Tyto plošky vedou čep v drážkách. Napínání řemene je zajištěno pomocí napínacích šroubů M6x45. Tyto šrouby mají pouze dřík se závitem, ostrou špičku a vnitřní šestihran.

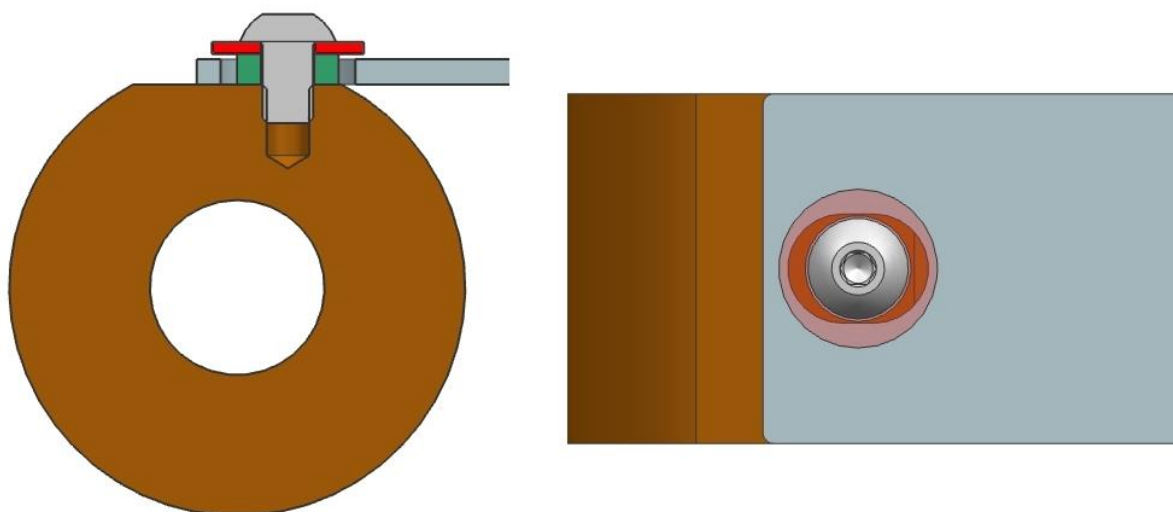
Detailní pohled na napínací mechanismus a řez napínacím mechanismem je na obr. 9-19.



Obr. 9-21 Napínací mechanismus napínacího zařízení

#### 9.4.2 Propojení mechanismu s úchyty drah

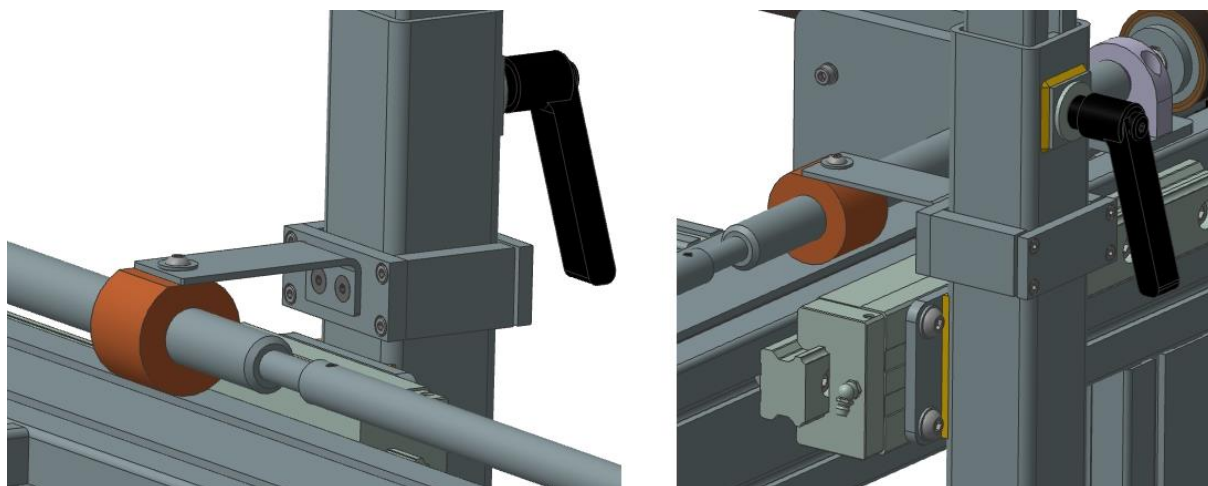
Na pohybových šroubech jsou natočeny matice se závitem Tr 22 x 5. Upravené matice jsou vyráběny z polotovaru, který lze nakoupit od společnosti Haberkorn. Konkrétně se jedná o úpravu válcové bronzové trapézové matice Tr 22 x 5 o délce 44 mm. Do závitové díry M5, vyřezané v matici do hloubky 8 mm, je zašroubován a zalepen šroub s půlkulatou hlavou M5x8 s vnitřním šestihranem. Šroub je k matici dotažen přes distanční podložku (Obr. 9-22 – zelená barva) a velkou podložku pro šrouby M5 (Obr. 9-22 – červená barva). Použitím distanční podložky vznikne mezera pro plech s „ledvinkovitým“ výřezem. Matice se vůči plechu může volně natáčet a posouvat ve směru kolmém na osu matice. Při posouvání drah tak nevznikne žádné přičení např. vlivem nepřesnosti výroby ostatních součástí. [7]



Obr. 9-22 Napojení trapézové válcové matice

Na úchyty drah jsou připevněny držáky plechů, které jsou připevněny k maticím. Držáky jsou zkonstruovány z hliníkové slitiny AW 6060. K úchytům jsou připevněny svěrným spojením dvou částí držáku. Pokud jsou šrouby M5x25, které spojují hliníkové části, povolené, lze s držákem po úchytu pohybovat. Tímto lze jednoduše nastavit, popřípadě přenastavit, potřebnou výšku matice.

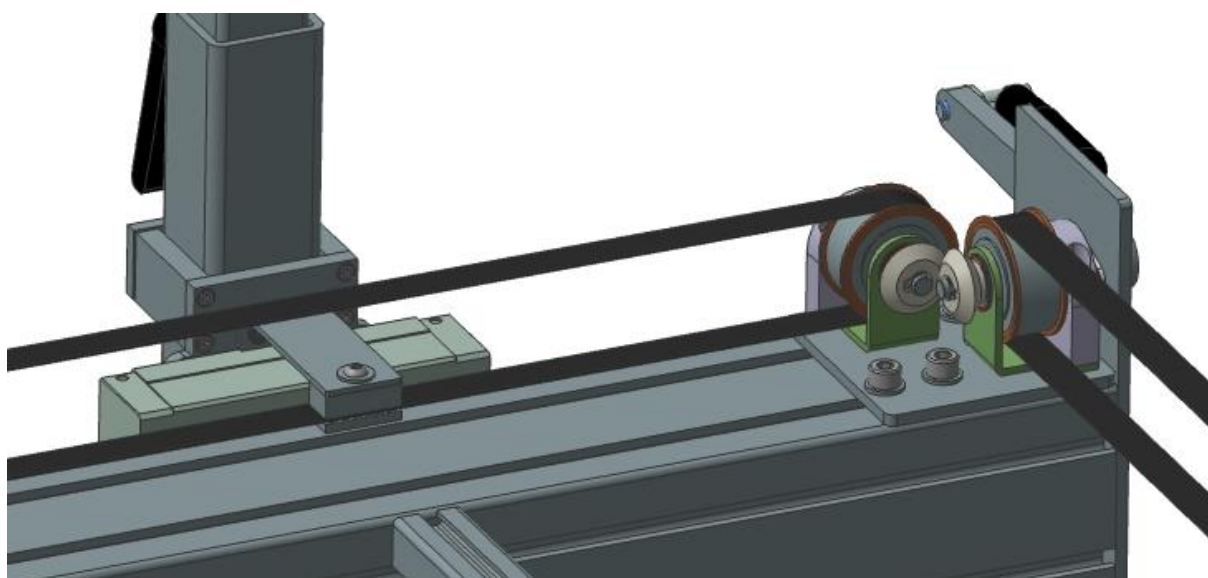




Obr. 9-23 Spojení mechanismu pro šířkové nastavení s úchyty drah, varianta A

### 9.4.3 Varianta B

Konstrukce varianty B využívá převody ozubenými řemeny. Rotační pohyb kliky je přenášen do malé kompaktní převodovky. Na tu jsou napojené dva ozubené řemeny. Jeden je součástí první části mechanismu, kde posuvný pohyb řemene unáší řemenové dráhy. Druhý řemen je napnut mezi dvěma převodovkami a propojuje tak první a druhou část celého mechanismu.



Obr. 9-24 Konstrukční řešení části mechanismu na straně dopravníku u obsluhy

Převodovku je možné využít i v dalších zařízeních společnosti ENGEL. Lze ji napojit šrouby M8x12 na jakýkoliv profil o délce strany 100 mm.

Převodovka je složena z dvou řemenic, vzájemně otočených o 90°. Řemenice s bočnicemi 27T5/30 od společnosti Haberkorn, které využívá i varianta A, jsou uloženy na hřídelích. Hřídel je uložen v kluzném axiálně-radiálním ložisku IGUS GFM – 121418 – 12, které je nalisováno v domečku z hliníkové slitiny AW 6060. Povrch domečku je opískován. Jeden hřídel, s prodlouženou koncovou částí a dírou pro pružný kolík, je spojen s klikou.

Domeček z hliníkové slitiny je přišroubován, dvěma šrouby s válcovou hlavou M5x35, k základní desce. Ta je vyrobena z 5 mm silného ocelového plechu 1.0308 (ČSN 11353). Spolu s domečkem je k základní desce dotáhnut i ohnutý ocelový plech s otvorem pro inglidur Clips MCM-20-03 ložisko od společnosti IGUS.[15] Tyto speciální kluzná ložiska jsou úhlově rozříznutá a umožňují jednoduché vsunutí do předem připravených otvorů v kovových deskách. [14]

V ložisku je uložena řemenice, která musí být osoustružena na potřebný průměr. Vnitřní díru řemenice je také potřeba přesoustružit na rozměr s tolerancí, vhodnou pro zalisování pastorku s kuželovým ozubením.

Kuželový pastorek s přímým ozubením je nakupovaná součást od společnosti Haberkorn.

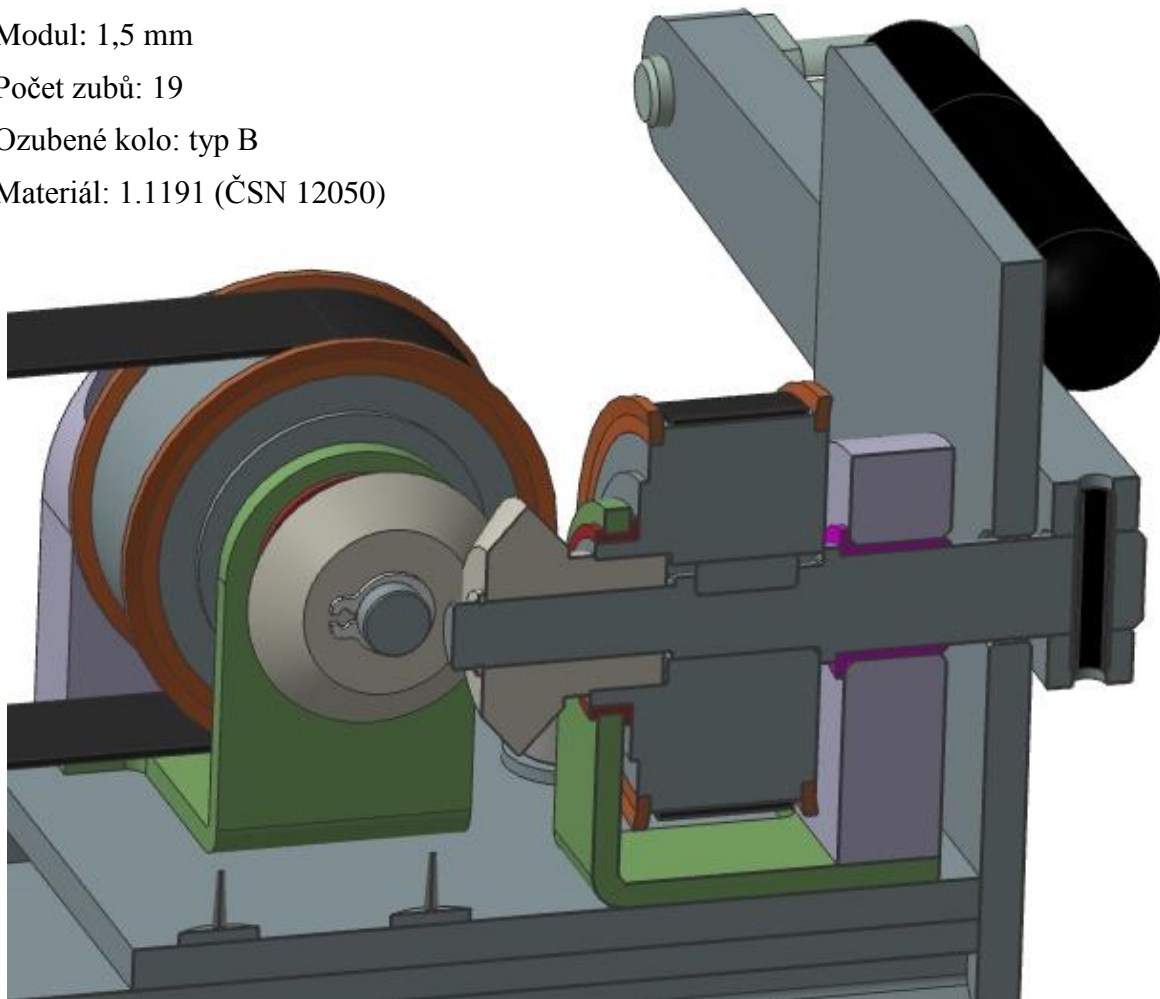
#### **Základní údaje:**

Modul: 1,5 mm

Počet zubů: 19

Ozubené kolo: typ B

Materiál: 1.1191 (ČSN 12050)

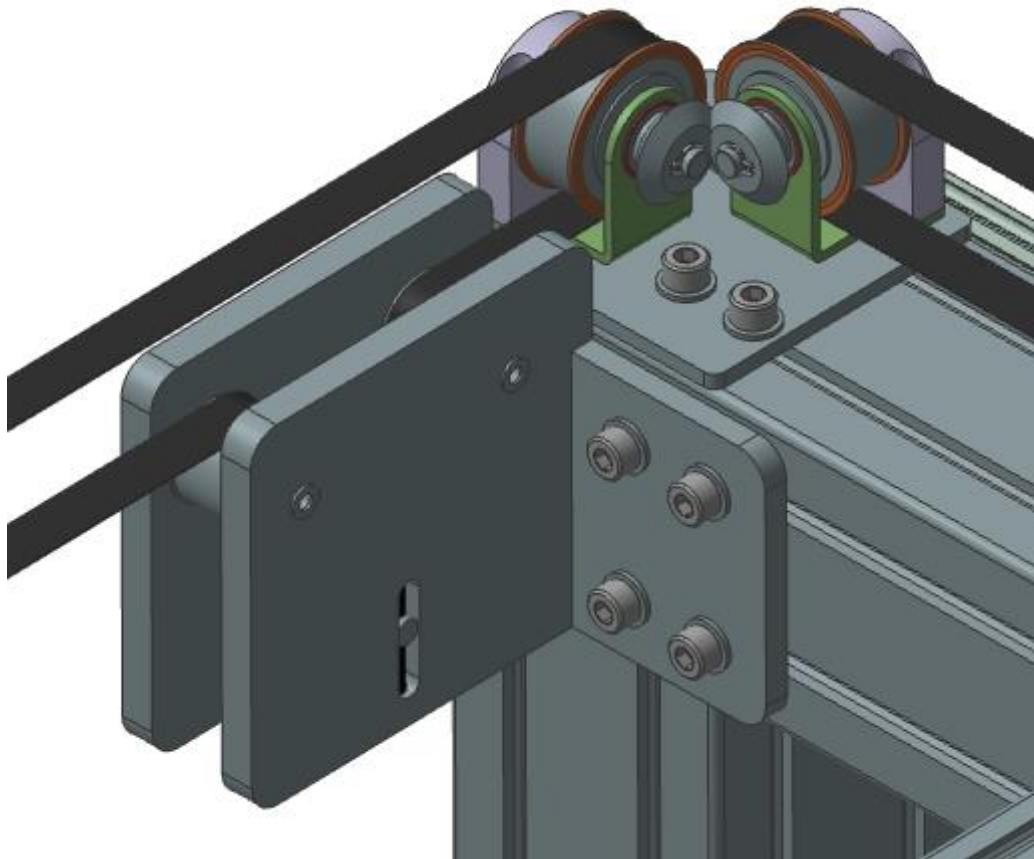


**Obr. 9-25 Řez kuželovou převodovkou s řemenicemi**

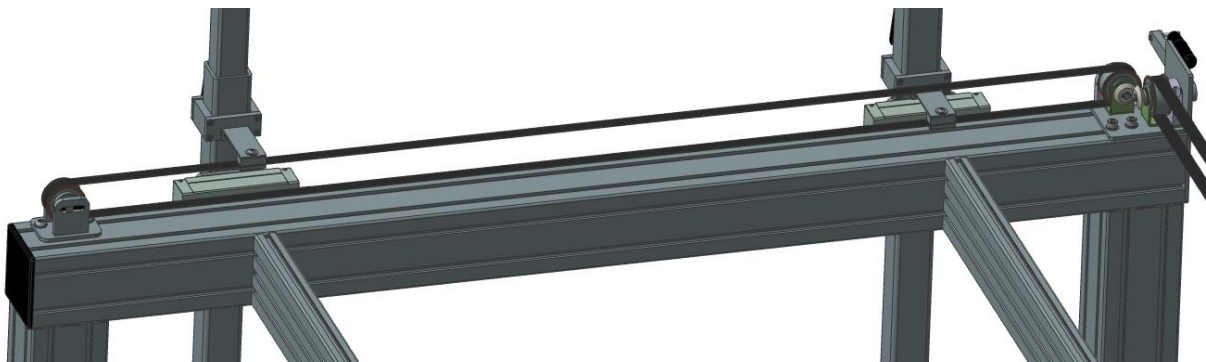
Nakoupený pastorek je potřeba přesoustružit na vnější straně upínací části.

Hřídel je prostrčen skrze pastorek a zakončen drážkou pro pojistný kroužek.

Na druhé straně dopravníku, je stejná převodovka, ovšem bez hřídele s prodlouženou částí pro kliku. Tato převodovka pouze mění úhel mezi řemeny. (Obr. 9-26). Celý mechanismus používá ozubené řemeny a ozubené soukolí, neměl by tak nastat prokluz. Napínací zařízení je shodné s napínacím zařízením ve variantě A. Řemen T5/16, spojující obě části je dlouhý 6070 mm.



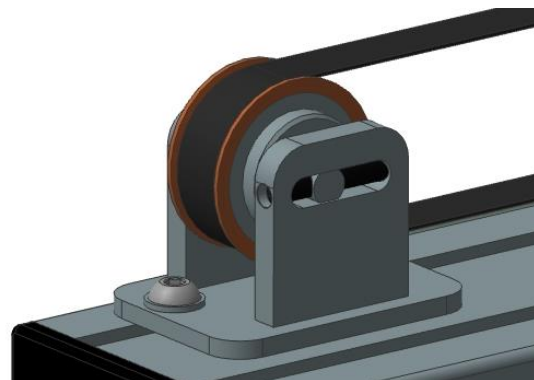
**Obr. 9-26** Převodovka na druhé části mechanismu s napínacím zařízením



**Obr. 9-27** Část mechanismu s ozubeným řemenem s unašeči

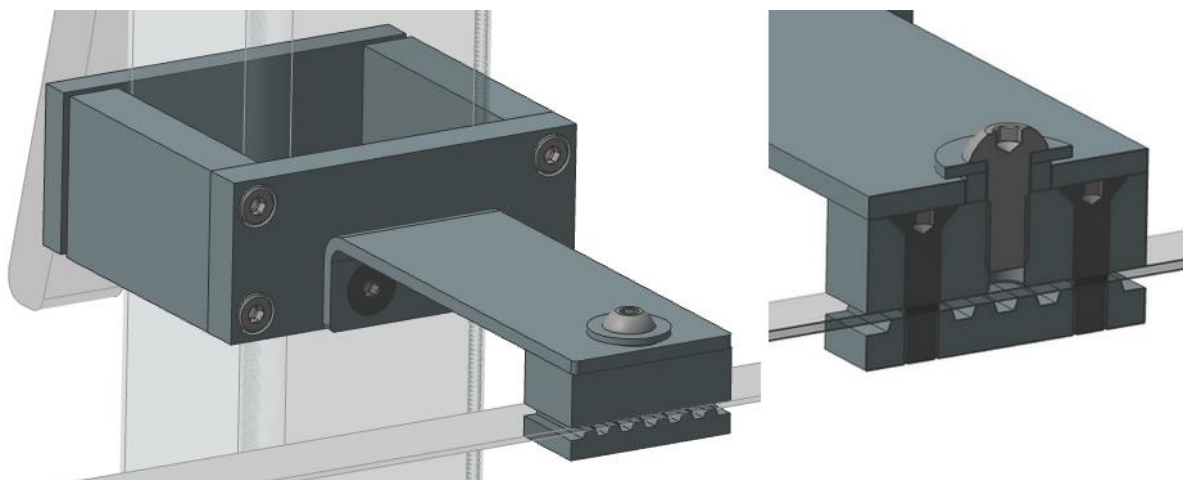
Posuvná část mechanismu je složena z řemenice v převodovce, ozubeného řemenu s unašeči a z řemenice, uložené v napínacím zařízení. To je zkonstruováno podobným způsobem jako napínací zařízení spojovacího řemenu. Řemenice je uložena na čepu s otvory pro napínací šrouby M6x38. Čep je veden v drážkách konstrukce napínacího zařízení.

Řemenici lze posouvat v rozsahu 25 mm.



**Obr. 9-28** Napínák řemene

#### 9.4.4 Propojení mechanismu s úchyty drah



Obr. 9-29 Spojení řemene s úchyty drah

Na propojení mechanismu s dráhami je využit stelný držák plechu, jako ve variantě A, pouze díry pro zápustné šrouby jsou níž položeny. Ohnutý plech je o necelé 3 mm delší. Napojení plechu na unašeč je stejné jako napojení na matici ve variantě A. Opět je použita distanční podložka a velká podložka pro šroub s půlkulatou hlavou M5x12.

Obě části unašeče jsou vyrobeny z hliníkové slitiny AW 6060. V horní části se nachází průchozí závitová díra M5 a dvě díry s kuželovým zahloubením pro šrouby M4x16, které obě části unašeče spojují. Mezi částí unašeče je vložen ozubený řemen. (Obr. 9-29)

## 10 Bezpečnost

Výrobce je povinen zkonstruovat, vyrobit a prodávat bezpečný stroj. Současně je provozovatel povinen používat jen bezpečný stroj. Toto udává zákon č. 22/1997 Sb. ve znění zákona č. 34/2011 Sb. o technických požadavcích na výrobky. [20]

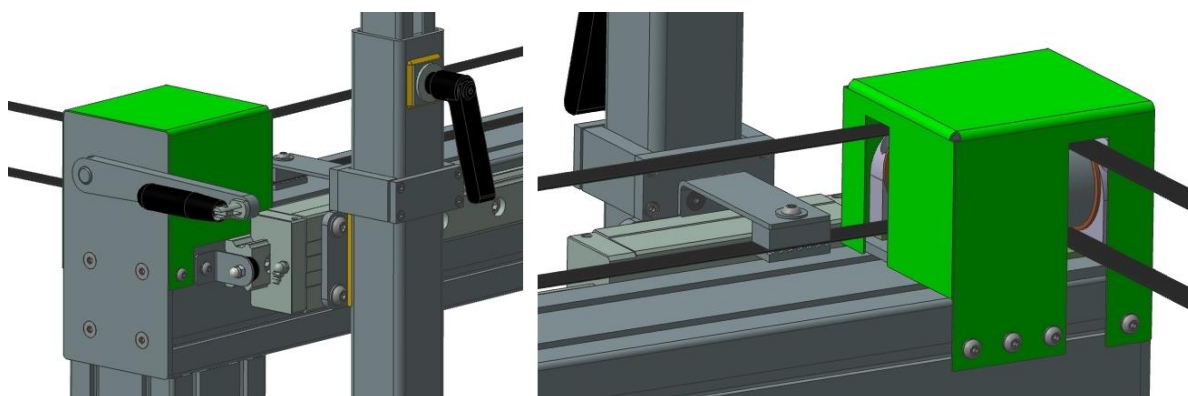
Řemenová dráha je zkonstruovaná bezpečně, podle nařízení vlády č. 176/2008 Sb., které stanovuje technické požadavky na strojní zařízení.

Mechanismy, které mění šířku řemenového dopravníku, nemusí být v případě ručního ovládní zakrytovány. Ručně ovládané zařízení není dle nařízení vlády č. 176/2008 Sb. strojní zařízení, které musí být zabezpečeno ochrannými kryty.

Strojní zařízení se z této části dopravníku stane tehdy, nahradí-li kliku, ovládanou lidskou silou, elektromotor, či jiný než lidský nebo zvířecí pohon. Poté by musely být mechanismy zakrytovány. [20]

Společnost ENGEL se dlouhodobě snaží minimalizovat riziko úrazu na jejich strojích, a proto je žádoucí variantu šířkového nastavení B zakrytovat v místech, která jsou obzvláště riziková, při šířkovém přenastavení dopravníku. Jedná se o převodovku s řemenicemi.





Obr. 10-1 Ochranný kryt převodovky

## 11 Výpočtové hodnocení konstrukčního řešení

### 11.1 Kontrola systému výškového nastavení

Rovnováha:

$$i \times F_t - F_z = 0$$

Výpočet třecí síly:

$$F_t = N \times f = F_u \times f$$

Po dosazení:

$$i \times F_u \times f = F_z$$

$$F_u = \frac{F_z}{f \times i}$$

$$F_u = \frac{300}{0,1 \times 2}$$

$$F_u = 1500 \text{ N}$$

Dřík kličky smí být namáhán maximální silou 10800 N. Navržená konstrukce vyhovuje.

#### 11.1.1 Potřebný utahovací moment

$$M_u = F_{max} \times R = F_u \times \left[ \left( f_3 \times \frac{D_r}{2} \right) + \left( \tan(\vartheta + \beta) \times \frac{d_2}{2} \right) \right]$$

$$\vartheta = \arctan\left(\frac{f_2}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right)$$

$$\vartheta = \arctan\left(\frac{0,1}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right)$$

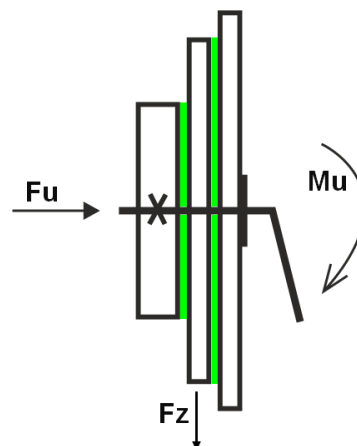
$$\vartheta = 6,58^\circ$$

$F_z$  - zatěžující síla [N]

$F_t$  - třecí síla [N]

$i$  - počet třecích ploch

$F_u$  - utahovací síla [N]



Obr. 11-1 Schéma působících sil

$F_{max}$  - maximální síla vyvozená rukou [N]

$R$  - poloměr kličky [mm]

$f_3$  - souč. smykového tření mezi pákou a jeklem

$D_r$  - roztečný průměr mezi pákou a podložkou [mm]

$d_2$  - střední průměr závitu [mm]

$\alpha$  - vrcholový úhel metrického závitu [°]

$$\beta = \arctan\left(\frac{p}{\pi \times d_2}\right) \quad \beta \text{ - úhel stoupání } [^\circ]$$
$$\beta = \arctan\left(\frac{1,5}{\pi \times 9,026}\right) \quad \vartheta \text{ - třecí úhel } [^\circ]$$
$$\beta = 3,03^\circ \quad p \text{ - stoupání závitu [mm]}$$

$$M_u = 1500 \times \left[ \left(0,1 \times \frac{19}{2}\right) + \left(\tan(6,58 + 3,03) \times \frac{9,026}{2}\right) \right]$$

$$M_u = 2571,2 \text{ Nmm}$$

$$F_{max} = \frac{M_u}{R}$$

$$F_{max} = \frac{2571,2}{78,5}$$

$$F_{max} = 32,75 \text{ N}$$

Obsluha dopravníku musí vyvodit rukou sílu 32,75 N, aby provedla zajištění výškové polohy.

## 11.2 Kontrola svarů úchyty drah

Napětí ve svarech:

$$\sigma = \frac{F_z}{S} \leq \sigma_D \quad F_z \text{ - zatěžující síla [N]}$$

$$\sigma = \frac{F_z}{i \times a \times L_s} \leq \sigma_D \quad a \text{ - velikost svaru [mm]}$$

$$\sigma = \frac{300}{2 \times 3 \times 70} \quad L_s \text{ - délka svaru [mm]}$$

$$\sigma = 0,72 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa} \quad i \text{ - počet svarů}$$

Svary vyhovují.

## 11.3 Síla pro posun řemenových drah

Řemenové dráhy jsou posouvány po kuličkovém lineárním vedení s velmi malým součinitelem tření  $f = 0,05$ .

Únosnost vedení v bočním směru  $C = 72,9 \text{ kN} < F_z$

Zatěžující síla je přepočtena na jeden úchyt viz kapitola 7.1. V této síle je zohledněna i hmotnost přepravovaného materiálu, který na dopravníku při nastavování šířky nebude.

$$F_p = f \times F_z$$

$$F_p = 0,05 \times 300$$

$$F_p = 15 \text{ N}$$

Pro posuv plně zatíženého úchyty je zapotřebí síla 15 N.

## 11.4 Šířkové nastavení dopravníku – varianta A

### 11.4.1 Účinnost převodu pohybový šroub – pohybová matice

Šroub: Tr 22x5

Hnací člen: pohybový šroub

$$\eta_{\text{š}} = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \varphi)}$$

$$\tan(\alpha) = \frac{p_H}{\pi \times d_2}$$

$$\tan(\alpha) = \frac{5}{\pi \times 19,5}$$

$$\tan(\alpha) = 0,08162$$

$$\alpha = 4,666^\circ$$

$$\tan(\varphi) = f$$

$$\varphi = \tan^{-1}(0,1)$$

$$\varphi = 5,7106^\circ$$

$$\eta_{\text{š}} = \frac{0,08162}{\tan(4,666 + 5,7106)}$$

$$\eta_{\text{š}} = 0,446 = 44,6 \%$$

$\alpha$  - úhel stoupání závitu [°]

$\varphi$  - třecí úhel [°]

$f$  - součinitel smykového tření

$p_H$  - stoupání závitu [mm]

$d_2$  - střední průměr závitu [mm]

Účinnost převodu pohybový šroub – pohybová matice je 44,6 %.

### 11.4.2 Točivý moment pro posuv drah

$$M_T = F_P \times \frac{p_H}{2\pi\eta_{\text{š}}}$$

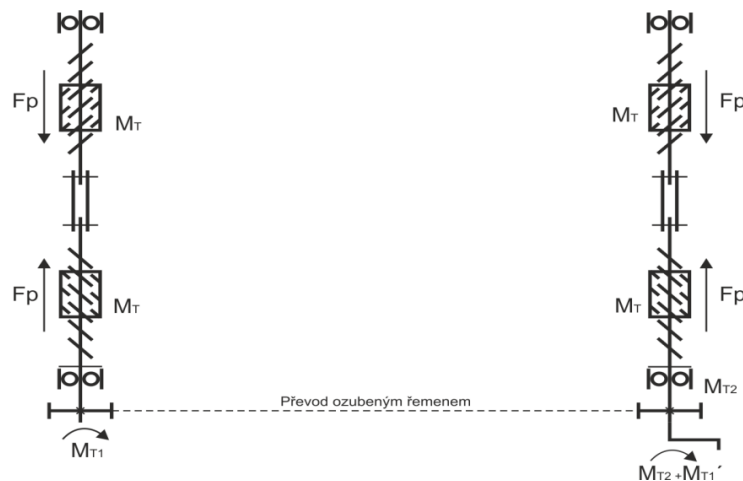
$$M_T = 15 \times \frac{5}{2\pi \cdot 0,446}$$

$$M_T = 26,76 \text{ Nmm}$$

$F_P$  - síla pro posuv drah [N]

$p_H$  - stoupání závitu [mm]

$\eta_{\text{š}}$  - účinnost převodu šroub-matice



Obr. 11-2 Schéma působení sil a momentů - varianta A

Účinnost převodu ozubeným řemenem:  $\eta_{oř} = 0,95$

Účinnost kluzných ložisek IGUS inglidur:  $\eta_L = 0,92$

$$M_{T1} = 2M_T \times \frac{1}{\eta_L}$$

$$M_{T1} = 2 \times 26,76 \times \frac{1}{0,92}$$

$$M_{T1} = 58,14 \text{ Nmm}$$

Točivý moment  $M_{T1}$  je moment potřebný pro posuv drah v jedné části mechanismu.

$$M_{T1} = M_{T2}$$

$$M_{T1}' = M_{T1} \times \frac{1}{\eta_{oř}}$$

$$M_{T1}' = 58,14 \times \frac{1}{0,95}$$

$$M_{T1}' = 62,2 \text{ Nmm}$$

Točivý moment  $M_{T1}'$  je potřebný točivý moment pro posuv jedné části mechanismu, poháněné ozubeným řemenem.

$$M_{TC} = M_{T2} + M_{T1}' = M_{T1} + M_{T1}'$$

$$M_{TC} = 58,14 + 62,2$$

$$M_{TC} = 119,34 \text{ Nmm} \cong 120 \text{ Nmm}$$

$$F_{ob} = \frac{M_{TC}}{R_k}$$

$$F_{ob} = \frac{120}{150}$$

$$F_{ob} = 0,8 \text{ N}$$

$M_{TC}$  - celkový točivý moment [Nmm]

$F_{ob}$  - síla obsluhy [N]

$R_k$  - poloměr kliky [mm]

Pro posuv řemenových drah mechanismem A je potřeba točivý moment 120 Nmm. Obsluha na kliku musí vyvolat sílu větší jak 0,8 N. Točení klikou tak nebude dělat problém ani ženám.

### 11.4.3 Převod mechanismu

Převod mechanismu je dán stoupáním jednochodého trapézového závitu. Ten je 5 mm.

Jedna řemenová dráha se posune o 5 mm za jednu otáčku kliky.

### 11.4.4 Výpočet nejmenšího průměru hřídele

Dovolené napětí v krutu:

Materiál šroubu: ČSN 12023

$$Re = 350 \text{ MPa}$$

$$k = 2$$

$$C_{III} = 0,65$$

$Re$  - mez kluzu [MPa]

$k$  - míra bezpečnosti

$C_{III}$  - koeficient pro střídavé zatížení

$$\tau_{DK} = 0,6 \times \frac{Re \times C_{III}}{k} = 0,6 \times \frac{350 \times 0,65}{2} = 68 \text{ MPa}$$

$$\tau_K = \frac{M_{kc}}{W_k} \leq \tau_{DK}$$

$$68 = \frac{120}{0,2 \times d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{120}{0,2 \times 68}}$$

$$d = 2,07 \text{ mm}$$

Nejmenší vypočtený průměr hřídele je 2,07 mm.

V konstrukci lze nalézt nejmenší průřez šroubu pod perem, které přenáší točivý moment na řemenici. Ekvivalentní průměr hřídele pod perem je 9,1 mm. Konstrukce varianty A je naddimenzovaná.

#### 11.4.5 Napnutí řemene při instalaci

Výhoda ozubeného řemene je malá napínací síla pro přenos točivého momentu, který je přenášen tvarovým stykem. Velké předpětí zbytečně namáhá ložiska a hřídele.

Předpětí řemene:

$$F_{př} \geq \frac{1}{2} F_u$$

V případě varianty A jsou obvodové síly, přenášené řemenem velmi malé.

$$F_u = \frac{2 M_{T1'}}{D_p}$$

$$F_u = \frac{2 \times 62,2}{42,97}$$

$$F_u = 2,9 \text{ N} \rightarrow F_{př} \geq 1,45 \text{ N}$$

Maximální dovolené napnutí ozubeného řemenu nastává v případě protažení jeho původní délky o 0,1%.

Optimální hodnota předepnutí je v případě protažení řemenu o 0,05% původní délky.

$$\Delta L = \frac{0,05}{100} \times L$$

$$\Delta L = \frac{0,05}{100} \times 6235$$

$$\Delta L = 3,12 \text{ mm}$$

Při tomto protažení vznikne předpětí:

$$F_{př} = \frac{\Delta L \times C_{spec}}{L}$$

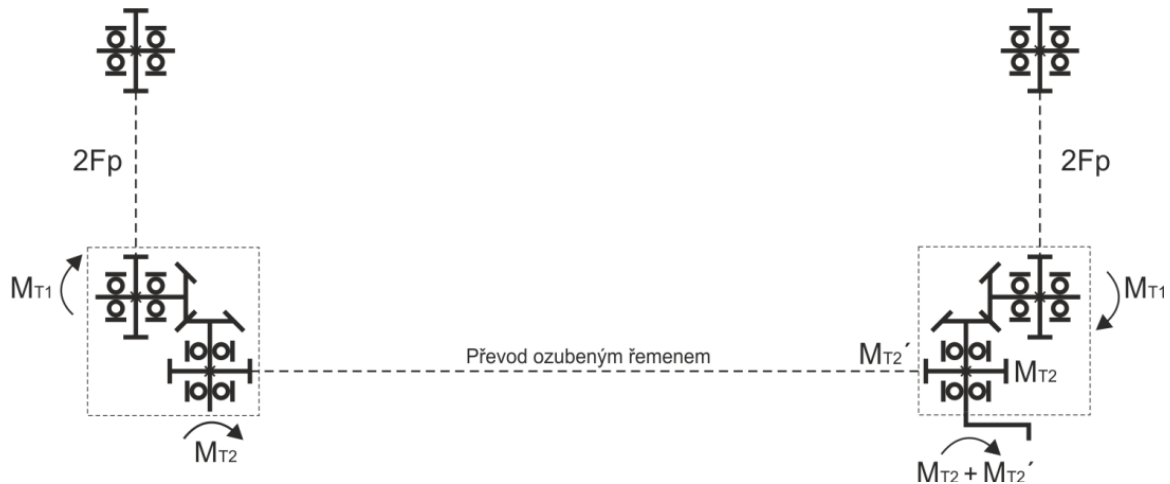
$$F_{př} = \frac{3,12 \times 142500}{6235}$$

$$F_{př} = 71,3 \text{ N}$$

Při protažení řemene o 3,12 mm vznikne předepnutí o hodnotě 71,3 N.

## 11.5 Šířkové nastavení dopravníku – varianta B

### 11.5.1 Točivý moment pro posuv drah



Obr. 11-3 Schéma působení sil a momentů - varianta B

Ozubený řemen posouvá dráhy unášivou silou  $2F_p$ .

Efektivní průměr řemenice 27T5/16:  $D_p = 42,97 \text{ mm}$

Účinnost kuželového soukolí:  $\eta_{ok} = 0,96$

$$M_{T1} = \frac{D_p}{2} \times 2F_p \times \frac{1}{\eta_{oř} \times \eta_L}$$

$$M_{T1} = D_p \times F_p \times \frac{1}{\eta_{oř} \times \eta_L}$$

$$M_{T1} = 42,97 \times 15 \times \frac{1}{0,95 \times 0,92}$$

$$M_{T1} = 737,5 \text{ Nmm}$$

$$M_{T2} = M_{T1} \times \frac{1}{\eta_{ok}} = 737,5 \times \frac{1}{0,96} = 768,2 \text{ Nmm}$$

$$M_{T2'} = M_{T2} \times \frac{1}{\eta_{oř}} = 768,2 \times \frac{1}{0,95} = 808,6 \text{ Nmm}$$

$$M_{TC} = M_{T2} + M_{T2'}$$

$$M_{TC} = 768,2 + 808,6$$

$$M_{TC} = 1576,8 \text{ Nmm}$$

$$F_{ob} = \frac{M_{TC}}{R_k}$$

$$F_{ob} = \frac{1576,8}{150}$$

$$F_{ob} = 10,5 \text{ N}$$

$M_{TC}$  - celkový točivý moment [Nmm]

$F_{ob}$  - síla obsluhy [N]

$R_k$  - poloměr kliky [mm]

Pro posuv řemenových drah mechanismem B je potřeba točivý moment 1576,8 Nmm. Obsluha na kliku musí vyvolat sílu větší jak 10,5 N.

### 11.5.2 Převod mechanismu

Převod mechanismu je dán průměrem řemenice. Ozubený řemen se posune za jednu otáčku kliky o obvod roztečné kružnice řemenice 27T5/30.

Roztečný (efektivní) průměr řemenice  $D_p = 42,97 \text{ mm}$

Posun řemene za jednu otáčku kliky:

$$s = D_p \times \pi$$
$$s = 42,97 \times \pi$$
$$s = 135 \text{ mm/ot}$$

### 11.5.3 Napnutí řemene při instalaci

Předpětí řemene, který unáší řemenové dráhy:

$$F_{př} \geq \frac{1}{2} \times F_u$$
$$F_u = 2F_p$$
$$F_{př} \geq F_p$$
$$F_{př} \geq 15 N$$

Protažení řemene:

$$\Delta L = \frac{F_{př} \times L}{C_{spec}}$$
$$\Delta L = \frac{15 \times 6235}{142500}$$
$$\Delta L = 0,66 \text{ mm}$$

$F_u$	- unášivá síla [N]
$F_p$	- posuvná síla jedné dráhy [N]
$L$	- původní délka řemene [mm]
$C_{spec}$	- specifická pružnost řemene [N]

Optimální hodnota předepnutí je v případě protažení řemene o 0,05% původní délky.

$$\Delta L = \frac{0,05}{100} \times L$$
$$\Delta L = \frac{0,05}{100} \times 2885$$
$$\Delta L = 1,44 \text{ mm}$$

Při tomto protažení vznikne předpětí:

$$F_{př} = \frac{\Delta L \times C_{spec}}{L}$$
$$F_{př} = \frac{1,44 \times 142500}{2885}$$
$$F_{př} = 71,1 N$$

Ozubený řemen, posouvající řemenové dráhy, lze napnout o 0,66 až 1,44 mm. Při napnutí vznikne předepnutí maximálně 71,1 N.

Napnutí ozubeného řemene spojující obě části mechanismu je téměř identické jako ve variantě A (kapitola 11.4.5).

#### 11.5.4 Zatížení hřídele od předeprnutí

$$F_m = 2 \times F_{př} \times \sin(\beta/2) = 2 \times F_{př} \times \sin(180/2)$$

$$F_m = 2 \times 71,1 = 142,2 \text{ N}$$

#### 11.5.5 Výpočet roztečné kružnice na středním průměru pastorku

Šířka ozubení:  $b = 7 \text{ mm}$

Modul ve vnější vzdálenosti:  $m_e = 1,5 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice na vnějším průměru:  $d_e = 28,5 \text{ mm}$

Počet zubů:  $z_1 = z_2 = 19$

Kuželová vzdálenost vnější pro  $\Sigma = 90^\circ$ :

$$L_e = 0,5 \times m_e \times \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

$$L_e = 0,5 \times 1,5 \times \sqrt{19^2 + 19^2}$$

$$L_e = 20,153 \text{ mm}$$

Poměrná šířka věnce:

$$\psi_L = \frac{b}{L_e} = \frac{7}{20,153} = 0,347$$

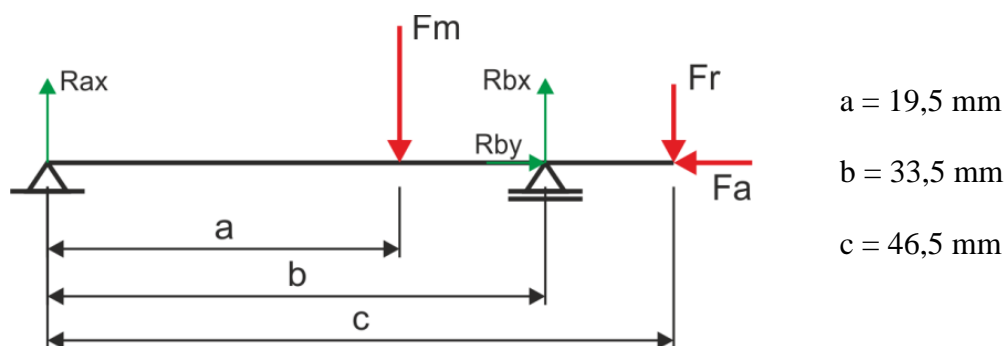
Roztečná kružnice na středním průměru:

$$d_m = d_e \times \frac{L_m}{L_e}$$

$$\frac{L_m}{L_e} = 1 - 0,5 \times \psi_L$$

$$d_m = d_e \times (1 - 0,5 \times \psi_L) = 28,5 \times (1 - 0,5 \times 0,347) = 23,56 \text{ mm}$$

#### 11.5.6 Výpočet maximálního ohybového momentu na hřídeli v převodovce



Obr. 11-4 Schéma zatížení hřídele v převodovce

$$F_o = \frac{2 \times M_{T2}}{d_m}$$

$$F_o = \frac{2 \times 768,2}{23,56}$$

$$F_o = 65,2 \text{ N} ; \text{ obvodová síla na ozubeném kole}$$



$$F_r = F_o \times \tan(\alpha) \times \cos(\delta)$$

F<sub>o</sub> - obvodová síla [N]

$$F_a = F_o \times \tan(\alpha) \times \sin(\delta)$$

F<sub>r</sub> - radiální síla [N]

$$F_r = 65,2 \times \tan(20) \times \cos(45)$$

F<sub>a</sub> - axiální síla [N]

$$F_r = 16,78 \text{ N}$$

$$F_a = 65,2 \times \tan(20) \times \sin(45)$$

$\alpha$  - úhel záběru [°]

$$F_a = 16,78 \text{ N}$$

$\delta$  - vrcholový úhel [°]

Rovnice rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_{yi} = 0: R_{ay} - F_a = 0 \rightarrow R_{ay} = F_a$$

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} = 0: R_{ax} - F_m + R_{bx} - F_r = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_{Ai} = 0: F_m \times a - R_{bx} \times b + F_r \times c = 0$$

$$R_{bx} = \frac{F_m \times a + F_r \times c}{b}$$

$$R_{bx} = \frac{142,2 \times 19,5 + 16,78 \times 46,5}{33,5}$$

$$R_{bx} = 106,06 \text{ N}$$

$$R_{ax} = F_m - R_{bx} + F_r$$

$$R_{ax} = 142,2 - 106,06 + 16,78$$

$$R_{ax} = 52,92 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{omax} = R_{ax} \times a$$

$$M_{omax} = 52,92 \times 19,5$$

$$M_{omax} = 1031,94 \text{ Nmm}$$

Hřídel je namáhána maximálním ohybovým momentem 1031,94 Nmm.

### 11.5.7 Kontrola hřídele pod řemenicí

Dovolené redukované napětí:

Materiál hřídele: ČSN 12023

$Re = 350 \text{ MPa}$

$k = 2$

$C_{III} = 0,65$

$$\sigma_{DRED} = \frac{Re \times C_{III}}{k} = \frac{350 \times 0,65}{2} = 114 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu:

$$\tau_K = \frac{M_{T2}}{W_K}$$

$$\tau_K = \frac{M_{T2}}{0,2 \times d_{min}^3}$$

$$\tau_K = \frac{768,2}{0,2 \times 7,6^3}$$

$$\tau_K = 8,75 \text{ MPa}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{0,1 \times d_{min}^3}$$

$$\sigma_o = \frac{1031,94}{0,1 \times 7,6^3}$$

$$\sigma_o = 23,5 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_o)^2 + 3 \times (\tau_K)^2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(23,5)^2 + 3 \times (8,75)^2}$$

$$\sigma_{RED} = 27,96 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{DRED}}{\sigma_{RED}} = \frac{114}{27,96} = 4,1$$

Hřídel je navržen s bezpečností 4, tudíž vyhovuje. Ve výpočtu redukovaného napětí bylo zanedbáno napětí v tlaku od axiální síly.

Průřez pod perem je místo, kde působí největší ohybové napětí a současně je průřez hřídele v tomto místě nejmenší v celé jeho délce.

$Re$  - mez kluzu [MPa]

$k$  - míra bezpečnosti

$C_{III}$  - koeficient pro střídavé zatížení

$d_{min}$  - ekvivalentní průměr hřídele pod řemenicí [mm]

### 11.5.8 Výpočet ozubení podle Bacha

Výpočet modulu pro přímé ozubení:

$$m = 8,6 \times \sqrt{\frac{M_{T2}}{\psi \times c \times z_1}} \quad M_{T2} [Nm], c [MPa]$$

$$c = 0,05 \times \sigma_{DO} = 0,05 \times 160 = 8$$

$$\psi = 20 \text{ (volená hodnota z intervalu } 10 \div 30)$$

$$z_1 = 19$$

$$m = 8,6 \times \sqrt{\frac{0,768}{20 \times 8 \times 19}}$$

$$m = 0,54 \text{ mm}$$

Výpočet dle Bacha navrhuje modul 0,54 mm. V konstrukci jsou použity ozubená kola s modulem 1,5 mm.

### 11.5.9 Kontrola kluzných ložisek na tlak

Maximální dovolený povrchový tlak v ložiscích při 20°C:

- Ingridur G: 80 MPa
- Ingridur Clips: 20 MPa

Tlak v ložisku Ingridur G:

$$p_1 = \frac{R_{ax}}{d_L \times L_L}$$

$d_L$  - průměr ložiska [mm]

$$p_1 = \frac{52,92}{12 \times 12}$$

$L_L$  - délka ložiska [mm]

$$p_1 = 0,37 \text{ MPa} < 80 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Tlak v ložisku Ingridur Clips:

$$p_2 = \frac{R_{bx}}{d_L \times L_L}$$

$$p_2 = \frac{106,06}{20 \times 5}$$

$$p_2 = 1,1 \text{ MPa} < 20 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Navržená ložiska vyhovují.

## 12 Varianta A v praxi

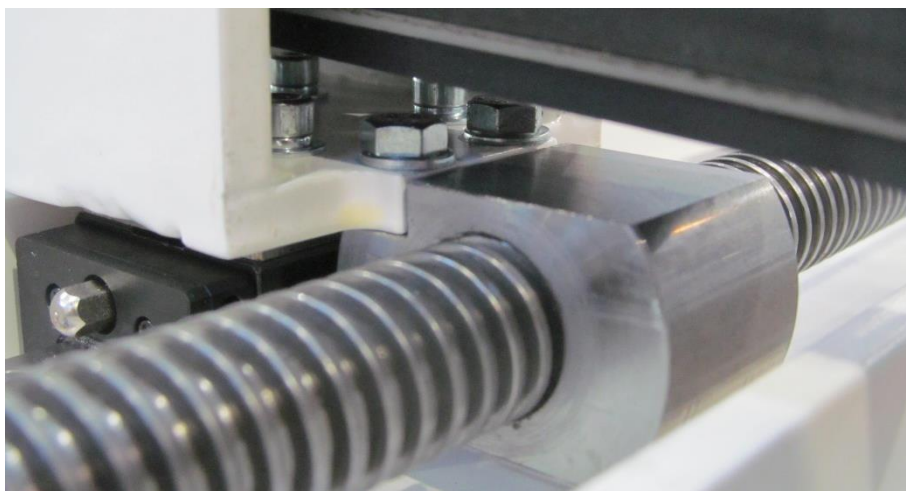
V průběhu zpracování této bakalářské práce byl mechanismus, nastavující rozteč mezi řemenovými dráhami, použit v jednom projektu společnosti ENGEL. Mechanismus s pohybovými šrouby posouvá řemenové dráhy na dvoupatrovém, řemenovém dopravníku ve společnosti Volkswagen. Tento projekt napomohl vylepšit konstrukční řešení varianty A.



Obr. 12-1 Dvoupatrový, šířkově nastavitelný, řemenový dopravník ENGEL



Obr. 12-2 Pohled na uložený pohybový šroub, posouvající dráhu



Obr. 12-3 Detailní pohled na trapézovou matici

### 13 Výběr suboptimální varianty

Kritéria	Ergonomie	Náklady	Ekologie	Hmotnost	Design	Spolehlivost	Bezpečnost	Součet	Váha [%]
Ergonomie	X	1	1	1	1	0	0	4	0,5
Náklady	0	X	1	1	1	0	0	3	0,3
Ekologie	0	0	X	1	0	0	0	1	0,1
Hmotnost	0	0	0	X	1	0	0	1	0,1
Design	0	0	1	0	X	0	0	1	0,1
Spolehlivost	1	1	1	1	1	X	0	5	0,5
Bezpečnost	1	1	1	1	1	1	X	6	0,6

Tab. 4 Určení vah pro jednotlivá kritéria párového srovnání

Varianta	Ergonomie	Náklady	Ekologie	Hmotnost	Design	Spolehlivost	Bezpečnost
A	2	1	2	1	2	2	2
B	1	2	1	2	1	1	1
Váha [%]	0,5	0,3	0,1	0,1	0,1	0,5	0,6

Tab. 5 Párová srovnání konstrukčních variant

Varianta	Ergonomie	Náklady	Ekologie	Hmotnost	Design	Spolehlivost	Bezpečnost	Součet	Pořadí
A	1	0,3	0,2	0,1	0,2	1	1,2	4	1
B	0,5	0,6	0,1	0,2	0,1	0,5	0,6	2,6	2

Tab. 6 Vyhodnocení párového srovnání konstrukčních variant

Kritérium ergonomie zohledňuje velikost síly, kterou musí obsluha vynaložit pro posun drah.

Náklady, spojené s nákupem a výrobou jednotlivých součástí, porovnává druhé kritérium párového srovnání.

Třetí položka, ekologie, se zaměřuje na možnost recyklace součástí po době životnosti. Ozubené řemeny s ocelovými kordy se hůře recyklují než ocel.

Celkovou hmotnost mechanismu porovnává čtvrté kritérium.

Vzhled součástí je zcela subjektivní názor. Pohybové šrouby se zdají být líbivější, než dlouhé ozubené řemeny.

Spolehlivost je velmi důležité kritérium, které zohledňuje několik aspektů.

- Životnost – ozubené řemeny se opotřebují dříve, než pohybové šrouby
- Údržba – ozubené řemeny je nutné napínat, neboť se stářím zvětšuje délka řemene
- Důslednost při montáži – zdali je potřeba při montáži kvalifikovanější (spolehlivější) pracovník. Např.: větší, než povolené předepnutí, způsobí velké zatížení ložisek a hřídelů.

Bezpečnost je dle pravidel společnosti ENGEL vždy na prvním místě.

Všechna porovnávaná kritéria jsou vlastnostmi kvality.

Dle párového srovnání je lepší řešení varianta A, která používá pohybové šrouby.

## 14 Hodnocení

Dle předchozí kapitoly se jeví lépe konstrukční řešení A. Je nutno podotknout, že obě zkonstruované varianty by byly schopné daný úkol, měnit rozteč řemenových drah, bez problémů plnit.

Při použití varianty A nebude muset obsluha dopravníku vynaložit takovou sílu, jako v případě druhé verze mechanismu. Pro posun drah o větší vzdálenost je naopak výhodnější varianta B, neboť na jedno otočení kliky se dráhy posunou o 27 krát větší vzdálenost, než ve variantě s pohybovým šroubem.

Z tohoto vyplývá, že se každá varianta hodí na jinou aplikaci. Mechanismus s pohybovými šrouby je vhodné využít pro malé a přesné posuny drah. Obsluha může nastavit šířku s větší citlivostí než u varianty B. Ta je zase vhodná pro delší posuny, kde není potřeba šířku nastavit s větší přesností.

Vzdálenost posunu na jednu otáčku u varianty A lze zvýšit použitím vícechodého závitu.

Varianta B je více náročná na údržbu, neboť se ozubené řemeny stářím natahují. Pohybové šrouby je vhodné, v pravidelném servisním cyklu, promazávat.

Jako suboptimální řešení byla vybrána konstrukční varianta šířkového nastavení s pohybovými šrouby.



## 15 Závěr

Cílem mé bakalářské práce bylo navrhnout více koncepčních variant výškově a šířkově nastavitelného řemenového dopravníku, rozhodnout o lepší variantě a tu následně zkonstruovat v CAD systému NX 8.5. To vše za pomoci rešerše a teoretických znalostí v oblasti dopravníkové techniky.

Rozhodnutí v koncepčním návrhu nebylo jednoznačné a tak byly obě varianty zkonstruovány a výpočtově zhodnoceny. Až poté bylo hledáno suboptimální řešení, kterým se stal konstrukční návrh používající pro posun řemenových drah převod pohybový šroub – pohybová matice. V rozhodování byl brán zřetel na bezpečnost i ekologičnost porovnávaných variant.

Při vypracování práce jsem používal materiály a cenné zkušenosti firmy Engel, pro kterou má sloužit tato bakalářská práce s CAD daty (příloha č. 3) jako podklad při vypracování skutečného projektu.

Pro potřeby práce byl vytvořen výrobní výkres pohybového šroubu (viz. příloha č. 1) a výrobní výkres hřídele, který je součástí jednoduché převodovky ve druhém konstrukčním návrhu (viz. příloha č. 2).

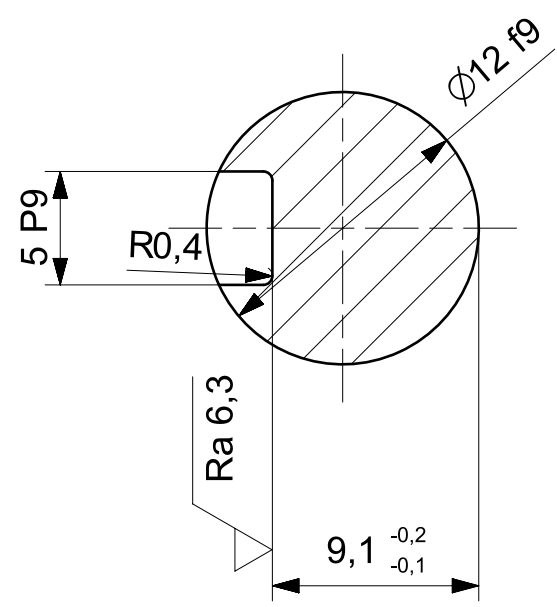
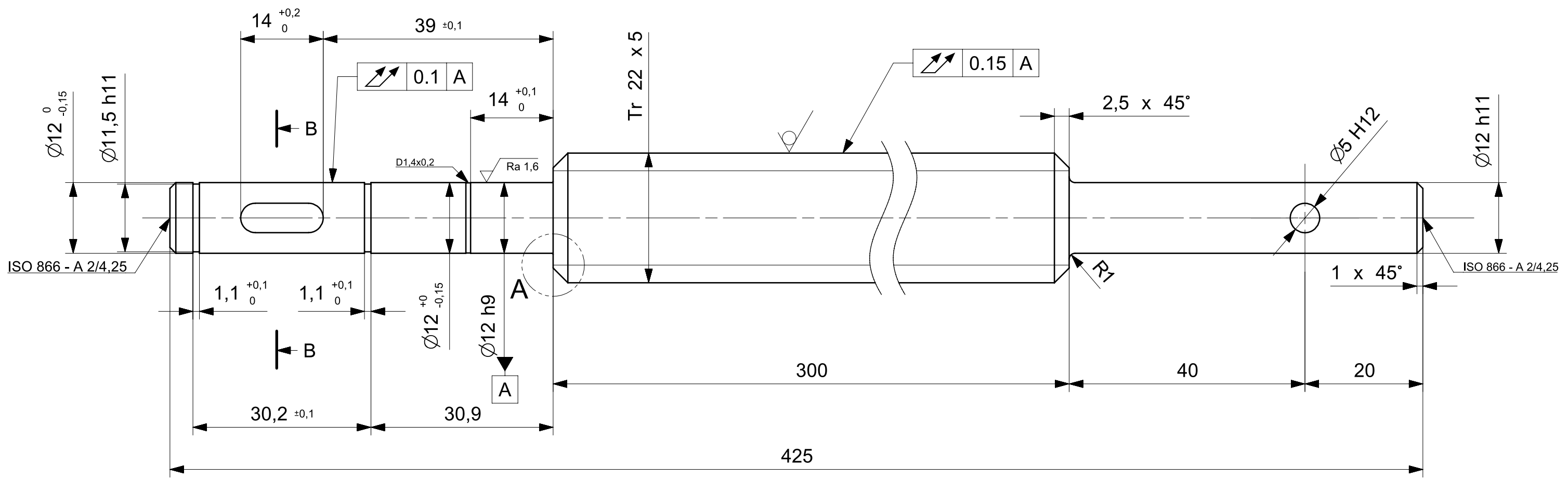
Část této práce byla již v praxi využita při stavbě dvoupatrového řemenového dopravníku pro společnost Volkswagen.

## Použité zdroje

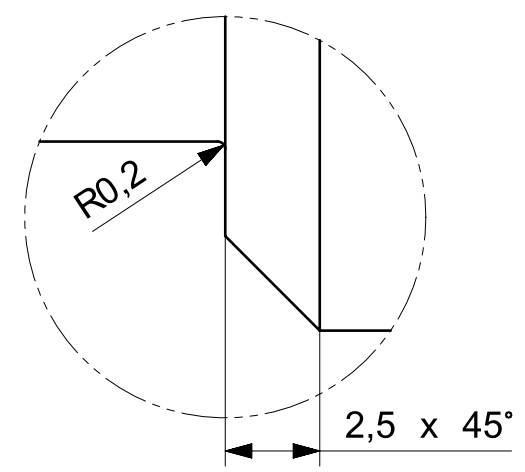
- [1] *Transport Of Bulk Materials By Conveyor Dates Back To 1795* [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.themhedajournal.org/content/3q04/conveyors.php>
- [2] NĚMEJC, Jiří. *Projektování manipulace s materiálem*. 2. upr. vyd. Plzeň: ZČU, 1993. skripta 154 s. ISBN 80-7082-090-X
- [3] Jílek, Vladimír, Líbal, Vladimír a Remta, František. *Manipulace s materiálem*. Vyd. 3. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1980. 229 s.
- [4] Dražan, František a Jeřábek, Karel. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1979. 454 s.
- [5] Jeřábek, Karel. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1980. 52 s.
- [6] HABERKORN: *Řemenové dopravníky* [online]. [cit. 2014-04-13]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/retezove-dopravniky/>
- [7] HABERKORN: *Pohonné elementy*, hlavní katalog 2013
- [8] Ammeraal Beltech: *Katalog ozubených řemenů*
- [9] ENGEL: *Company presentation* [online]. [cit. 2014-04-13]. Dostupné z: <http://www.engelglobal.com>
- [10] Hosnedl, Stanislav a Krátký, Jaroslav. *Průručka strojního inženýra: obecné strojní části. 2, Převodové mechanismy*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2000. viii, 198 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-202-5.
- [11] Krátký, Jaroslav a Krónerová, Eva. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. 265 s. ISBN 978-80-261-0066-9.
- [12] MayTec: *Das Profile System 2013 – hlavní katalog*
- [13] Řasa, Jaroslav a Švercl, Josef. *Strojnické tabulky pro školu a praxi. 1, Jednotky, matematika, mechanika, technické kreslení, strojní součásti*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [14] IGUS: *Inglidur G* [online]. [cit. 2014-06-18]. Dostupné z: <http://www.igus.cz/iProsvc/Download.aspx?File=P02010100gben.pdf&Name=iglidur%2520G%2c%2520type%2520S%2c%2520mm.pdf>
- [15] IGUS: *Inglidur Clips* [online]. [cit. 2014-06-18]. Dostupné z: <http://www.igus.co.uk/iProsvc/Download.aspx?File=P02810100GBen.pdf&Name=iglidur%2520clip%2520bearing%2520MCM.pdf>
- [16] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. *Průručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie*. Vyd 1. Praha: Computer Press, 1999. 313 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.
- [17] PaB spol. s.r.o.: *Kluzné hmoty wefapress* [online]. [cit. 2014-07-07]. Dostupné z: <http://www.pab.cz/kluzne-hmoty-wefapress>
- [18] MiSUMi: *Mechanické součásti pro automatizaci montáže 2011-2012, svazek 2*
- [19] THK: *Lineární vedení s kuličkovým řetězem SHS* [online]. [cit. 2014-02-12]. Dostupné z: [https://tech.thk.com/upload/catalog\\_claim/pdf/235-11CZ\\_SHS.pdf](https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/235-11CZ_SHS.pdf)
- [20] TÜV SÜD Czech: *Posuzování shody strojních zařízení a certifikace strojů* [online]. [cit. 2014-07-19]. Dostupné z: <http://strojirak.cz/stroje/posuzovani-shody-strojnich-zarizeni-a-certifikace-stroju.html>

## Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výrobní výkres pohybového šroubu:	KKS-BP-00-01-04
Příloha č. 2 – Výrobní výkres hřídele:	KKS-BP-00-02-07
Příloha č. 3 – CD s CAD daty a obrázky dopravníku	

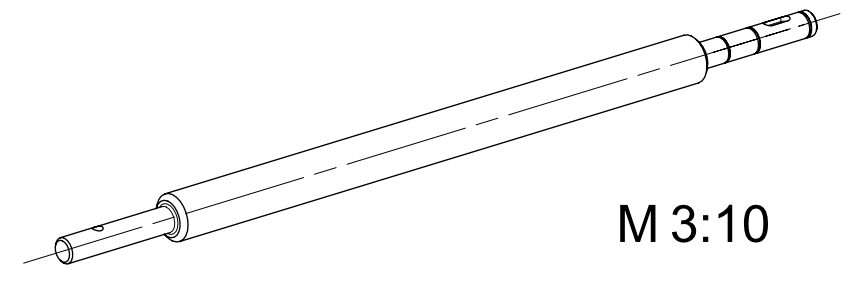


REZ B-B  
M 3:1




DETAIL A  
M 5:1

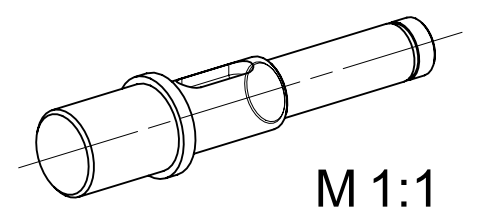
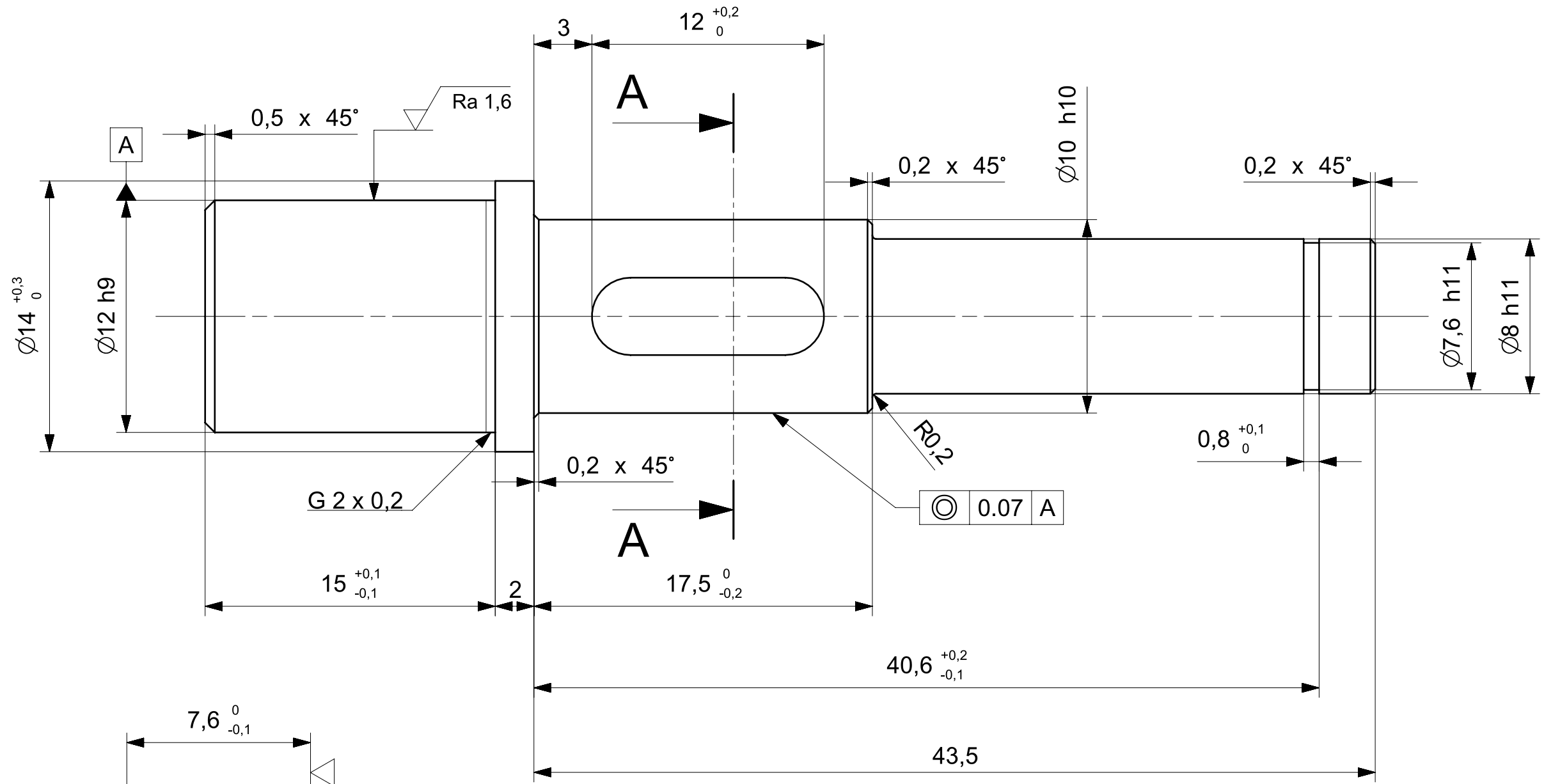
ZÁVITOVÁ TYČ - PRAVÝ ZÁVIT



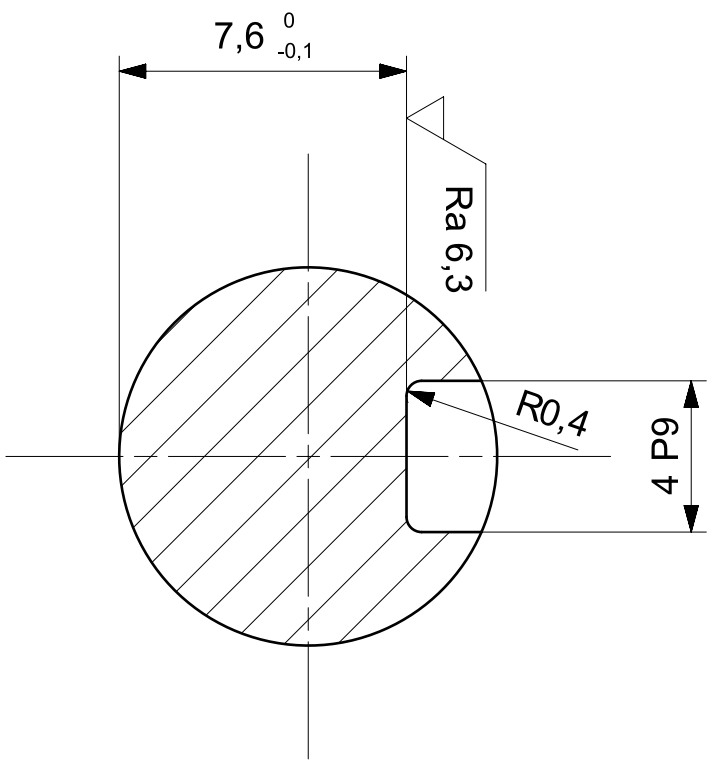
M 3:10

√ Ra 3,2 (√)

Promítání	[ISO E]	Neoznačené drsnosti Ra	Tolerování podle ISO 8015	Přesnost ISO 2768 mK
Navrhl	Petr Skřivánek		Polotovár	HABERKORN TR22x5 - T29686
Kreslil	Petr Skřivánek	15.6.2014	Sestava	KKS-BP-00-01-00
Schválil			Kusovník	poz. 4.
Projekt	Řemenový dopravník BP	Skupina	Materiál	ČSN 12023
			Hmotnost	0,997 kg
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI		Název		Měřítko
		<b>POHYBOVÝ ŠROUB P-1</b>		1,5:1
		Číslo výkresu	čís.lístu:	A3
		KKS-BP-00-01-04	1	
			poč.lístu:	1



M 1:1



REZ A-A

Ra 3,2 (✓)

Promítání	☐ [ISO E]	Neoznačené drsnosti Ra	Tolerování podle ISO 8015	Přesnost ISO 2768 mK
Navrhl	Petr Skřivánek		Polotovár	ČSN 425510 - 12023 tyč Ø 15
Kreslil	Petr Skřivánek	15.6.2014	Sestava	KKS-BP-00-02-00
Schválil			Kusovník	poz. 7.
Projekt	Řemenový dopravník BP	Skupina	Materiál	ČSN 12023
			Hmotnost	0,17 kg
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI		Název <b>HŘÍDEL PŘEVODOVKY - 2</b>		Měřítko 4:1
		Číslo výkresu KKS-BP-00-02-07		čís.lístu: 1 poč.lístu: 1 <b>A3</b>