

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robototechniky

Konstrukční návrh mezioperačního dopravníku pro
dopravu válcových předmětů

Construction Design of an Interstage Conveyor for
Cylindrical Objects Transport

Autor:

Miroslav Krajča

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student:	Miroslav Krajča
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Studijní obor:	2301R013 Robotika
Téma:	Konstrukční návrh mezioperačního dopravníku pro dopravu válcových předmětů Construction Design of an Interstage Conveyor for Cylindrical Objects Transport

Zásady pro vypracování:

1. Analyzujte způsoby dopravy různých typů předmětů v robotizovaných technologických pracovištích.
2. Specifikujte základní požadavky pro návrh robotizovaného pracoviště.
3. Navrhněte tři varianty robotizovaných pracovišť s využitím mezioperačních dopravníků. Vyberte vhodnou variantu.
4. Konstrukčně řešte mezioperační dopravník vybrané varianty. Konstrukční řešení doložte potřebnou výkresovou a výpočtovou dokumentací.
5. V závěru zhodnoťte technicko-ekonomické parametry navrženého dopravníku.

Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu editoru MSWORD a konstrukční řešení v CAD systému (podle pokynů vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce. [online]. [cit. 2012-11-07]. Dostupné z [www: <http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace>](http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace)
- [2] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [3] ISO 690. *Bibliografické citace: Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [4] Moodle, kurz: Technická dokumentace ZS 2012. [online]. [cit. 2012-11-07]. Dostupné z [www: <http://vyuka.fs.vsb.cz/course/view.php?id=103>](http://vyuka.fs.vsb.cz/course/view.php?id=103)
- [5] KÁRNÍK, L. *Periferní zařízení RTP*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2006. 127 s. ISBN 80-248-1221-5.
- [6] BURKOVIČ, J. *Navrhování RTP*. [online]. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, Strojní fakulta, 2002 [cit. 2012-11-07]. 112 s. ISBN 80-248-0217-1. Dostupné z [www: <http://robot.vsb.cz/file.php/navrhovani-rtp.pdf>](http://robot.vsb.cz/file.php/navrhovani-rtp.pdf)
- [7] BURKOVIČ, J. *Mechanizace a automatizace výrobních zařízení*. [online]. [cit. 2012-11-07]. Dostupné z [www: <http://robot.vsb.cz/files/resources/mechanizace-a-automatizace-vyrobnich-zarizeni.pdf>](http://robot.vsb.cz/files/resources/mechanizace-a-automatizace-vyrobnich-zarizeni.pdf)

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D.**

Datum zadání: 31.10.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



prof. Dr.Ing. Petr Novák
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. 5. 2013

.....

(podpis)

Prohlášení o původnosti a využití výsledků práce

Prohlašuji, že

- jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.
- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé bakalářské práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

Plné jméno bakaláře

Adresa trvalého pobytu bakaláře

Anotace bakalářské práce

V této bakalářské práci je proveden konstrukční návrh mezioperačního dopravníku pro dopravu válcových předmětů, včetně výpočtů pro návrh pohonu dopravníku, výpočtů pro návrh hnacího řetězu a řetězových kol a pevnostních výpočtů nosného rámu dopravníku. Dále jsou zde popsány všechny komponenty tvořící navržený dopravník, jejich účel a parametry. Součástí práce je i kompletní 3D model válečkového dopravníku vymodelovaném v programu Creo II Parametric Academic Edition s výkresovou dokumentací v programu AutoCad 2012.

Obsah

1	Úvod	9
1.1	Co je mezioperační dopravník	9
1.2	Základní konstrukční složení dopravníků:	9
1.2.1	Základní rám (nosná konstrukce):	9
1.2.2	Pohon:	10
2	Typy dopravníků a jejich konstrukční složení	10
2.1	Pásový dopravník.....	10
2.1.1	Dopravníkový pás:	10
2.1.2	Dopravníkové válečky (bubny):	10
2.1.3	Rozdělení pásový dopravníků podle přepravovaného materiálu:	11
2.1.4	Rozdělení pásových dopravníků podle tvaru dopravníkové dráhy:	11
2.2	Válečkový dopravník.....	12
2.2.1	Dopravníkové válečky.....	12
2.2.2	Rozdělení válečkových dopravníků:	13
2.3	V-válečkový dopravník.....	14
2.4	Kladičkové a válečkové lišty	14
2.5	Kuličkový stůl	15
2.6	Řemenový dopravník.....	15
2.7	Řetězový dopravník	15
2.8	Šnekový dopravník	16
2.9	Podvěsný dopravník	16
2.10	Článkový dopravník	16
3	Požadavkový list	17
4	Návrh variant řešení	18
4.1	Varianta řešení č. 1	18
4.2	Varianta řešení č. 2	19
5	Hodnotová analýza.....	20
6	Rozpracování optimální varianty	24
6.1	Nosný rám dopravníku	24
6.2	Hřídel válečku	24
6.3	Dopravníkový váleček.....	24
6.4	Ložisko na hřídeli válečku	25

6.5	Ložiskové pouzdro	25
6.6	Napínací šroub.....	26
6.7	Ložisko napínacího řetězového kola.....	26
6.8	Podpěrné nohy	26
6.9	Předběžný výpočet výkonu pro návrh pohonu dopravníku	27
6.9.1	Výpočet potřebného krouticího momentu k pohonu válečkového dopravníku při ustáleném stavu:	27
6.9.2	Výpočet předběžného výkonu pohonu	30
6.10	Návrh pohonu.....	31
6.11	Návrh válečkového řetězu a řetězového kola	32
6.12	Kontrola navrženého pohonu na rozběh.....	34
6.12.1	Výpočet rozběhového (dynamického) momentu:.....	34
6.13	Vyšetření statických účinků nosného rámu dopravníku.	36
6.13.1	Výpočet reakcí na podpěrných nohách nosného rámu.....	37
6.13.2	Výpočet maximálního ohybového momentu	38
6.13.3	Kontrola nosného rámu na ohyb.....	40
7	Závěr	42
8	Seznam použitých informačních zdrojů:	43
9	Seznam použitých zkratk a značení:	45
10	Seznam příloh.....	51

1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout nejlepší možné konstrukční řešení mezioperačního dopravníku pro přepravu předmětů válcovitého tvaru. K tomu, aby bylo možno začít uvažovat o prvních návrzích konstrukčního řešení dopravníku pro přepravu válcových předmětů, je potřeba nejprve zjistit, jaké typy dopravníků se v současnosti k tomuto účelu používají a z jakých komponentů se dopravníky skládají.

1.1 Co je mezioperační dopravník

Mezioperační dopravník je mechanické manipulační zařízení sloužící k přepravě předmětů, sypkých nebo polotekutých hmot mezi jednotlivými operačními sekcemi v průmyslu, ať už se jedná o strojírenský, potravinářský, hutní, papírenský či stavební. Existuje mnoho typů dopravníků a právě podle přepravovaného materiálu a způsobu jeho přepravy se liší jejich konstrukční složení.

1.2 Základní konstrukční složení dopravníků:

- Základní rám (nosná konstrukce)
- Transportní prvek (váleček, pás, apod.)
- Pohon
- Další příslušenství: vodící lišty, hradidla, frekvenční měnič, optické čidla, ...

1.2.1 Základní rám (nosná konstrukce):

Nese veškerou tíhu přepravovaného materiálu a ostatní konstrukční prvky dopravníku. Nejčastěji bývá zhotoven z hliníkových profilů, kvůli co nejnižší hmotnosti a zároveň dostačující pevnosti. Existuje mnoho typů profilů, na Obr. 1.1 uvedu pouze pár nejčastěji používaných profilů.



Obr. 1.1 - Typy hliníkových profilů [03]

Pro použití v těžkém průmyslu, kde jsou velké požadavky na pevnost, může být i v provedení ocelovém. Z konstrukčního hlediska je můžeme rozdělit na:

- a) Stabilní (pevně ukotveny k zemi)
- b) Pojízdňné nebo přenosné (používají se pro přepravu malého množství na kratší vzdálenost)
- c) Přestavitelné (používají se pro přepravu velkého množství na delší vzdálenost)

1.2.2 Pohon:

Nejčastěji tvořený kompaktní jednotkou skládající se z třífázového asynchronního elektromotoru a šnekové popř. planetové převodovky. U dopravníků s větším zatížením bývá použita kuželočelní převodovka. Často bývá doplněn frekvenčním měničem, pro regulaci rychlosti přepravy. Další možností k pohánění dopravníků je elektrobuben. Bývá vyráběn v provedení jak na stejnosměrný, tak na střídavý proud. Jeho výhoda spočívá v úspoře místa, ale to je kompenzováno jeho výkonem.

2 Typy dopravníků a jejich konstrukční složení

2.1 Pásový dopravník

Materiál je přepravovaný pomocí dopravníkového pásu, který je napínán hnacím a hnaným dopravníkovým válcem (bubnem). Dopravníky jsou vhodné pro přepravu kusových i sypkých materiálů. Lze je použít jak pro samostatné použití, tak i pro zástavbu větších dopravníkových celků či montážních linek. Konstrukční řešení dopravníku volíme podle místa použití, respektive podle materiálu, který bude přepravovat. Například pokud ustavujeme pásový dopravník v potravinářském průmyslu, musí vyhovovat platným hygienickým normám.



Obr. 2.1 - Pásový dopravník [05]

2.1.1 Dopravníkový pás:

Rozdělení dopravníkových pásů podle materiálového složení:

- a) Pryžové
- b) PVC
- c) Ocelové (jako drátěné pletivo)
- d) Textilní
- e) Gumotextilní

2.1.2 Dopravníkové válečky (bubny):

U pásových dopravníků jsou používány k pohánění transportního pásu a k jeho napínání. Konstrukce dopravníkových válečků je blíže specifikována v kapitole 2.2 Válečkový dopravník.

2.1.3 Rozdělení pásový dopravníků podle přepravovaného materiálu:

- Kusový (např. palety, krabice)
- Sypký (např. uhlí, štěrk)



Obr. 2.2 - Pásový dopravník kusového materiálu [01]



Obr. 2.3 - Pásový dopravník sypkého materiálu [01]

2.1.4 Rozdělení pásových dopravníků podle tvaru dopravníkové dráhy:

Pásový dopravník plochý

Přepravuje materiál pouze ve vodorovném (horizontálním) směru. U větších dopravníkových linek a systémů se často můžeme setkat s dopravníkovými zatáčkami, které jsou určeny především proto, aby zachovaly polohu výrobku při změně směru toku a optimalizovaly zástavbové prostory.



Obr. 2.4 - Pásový dopravník plochý [06]

Pásový dopravník lomený (kloubový)

Uplatňuje se především tam, kde je potřeba výšková změna toku materiálu. Běžným příkladem je vynášení výrobků a materiálu do zásobníku. U těchto dopravníků bývá dopravníkový pás opatřen příčnými unášeči pro účinnější přepravu sypkých materiálů. Lomené pásové dopravníky se dále rozdělují na kloubové nebo ve tvaru Z.



Obr. 2.5 - Pásový dopravník lomený [06]

Speciální pásový dopravník ve tvaru V

Je určen především pro přepravu válcových a sypkých materiálů. Díky jeho konstrukci do tvaru V (válečkové stolici), kterou udávají válečky, po kterých se pás odvaluje, zamezuje válcovým předmětům se při přepravě kutálet po šířce pásu, ale dopravuje je po jedné trajektorii, čímž udává vždy stejnou polohu válcového předmětu na dopravníku.



Obr. 2.6 - Válečková stolice pásového dopravníku [08]

2.2 Válečkový dopravník

Jedná se o dopravník, který přepravuje materiál pomocí dopravníkových válečků. Na těchto dopravnících lze přepravovat pouze kusové materiály nikoliv sypké z důvodu propadnutí malých částí materiálu přes mezery mezi jednotlivými válci. Základní parametry (šířka, výška, typ a rozteč válečků) jsou vždy stanoveny s ohledem na velikost, tvar a množství dopravovaných předmětů. Bývají obvykle spolu s doplňkovým příslušenstvím základem větších linek (výrobních, balících,...) nebo dopravníkových systémů.

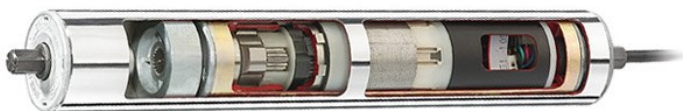
2.2.1 Dopravníkové válečky

Podle způsobu použití se dělí na:

- Nepoháněné (gravitační, napínací, přítlačné)
- Poháněné
 - Osazené řemenicí nebo řetězovým kolem
 - Elektroválc (elektrobubny)
- Válečkové stolice pásových dopravníků



Obr. 2.7 - Dopravníkové válečky [02]



Obr. 2.8 – Elektroválec [02]

Konstrukce nepoháněného válečku: - válečky se skládají ze tří základních komponentů:

1) PLÁŠŤ

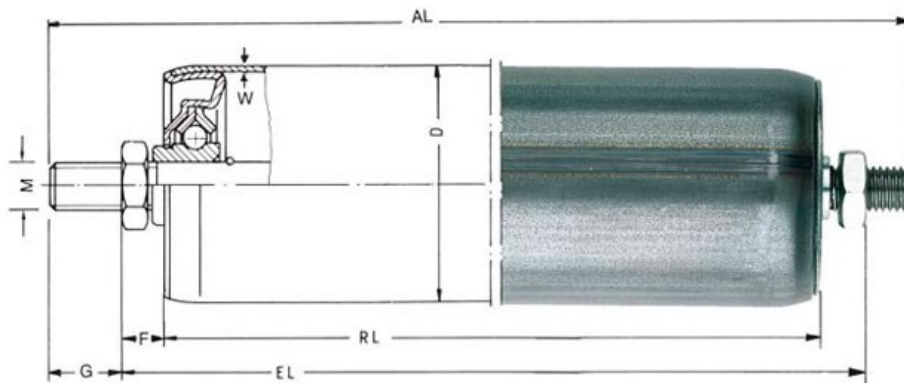
- Je zhotoven z přesných trubek v rozsahu průměrů od 16 mm do 159 mm.
- Materiál trubky: Ocel, ocel pozinkovaná, nerez, ocel chromovaná, Al slitina, PVC
- Plášť může být po povrchu potažen kvůli zmenšení mechanického opotřebení. Potahy plášťů bývají zhotoveny z měkčeného PVC, pryže, PUR, teflonu nebo plsti.

2) LOŽISKOVÉ ČELO

- Jedná se o plechový výlisek nebo plastový odlitek s vloženým přesným ložiskem buďto kuličkovým nebo kluzným nebo se sypanými kuličkami
- Materiál: ocel, nerezová ocel, plast

3) HŘÍDEL

- Je zhotovena z hladké tyče v rozsahu průměrů od 6 mm do 30 mm.
- Materiál: ocel, nerezová ocel, pozinkovaná ocel



Obr. 2.9 - Dopravníkový váleček [02]

2.2.2 Rozdělení válečkových dopravníků:

Gravitační válečkový dopravník

Dopravníkové válečky zde nejsou poháněny, tudíž se materiál dopravuje pomocí ruční manipulace, anebo se ustaví do určitého sklonu tak, aby za pomoci gravitační síly a vlastní váhy přepravovaného materiálu došlo k posuvu daného materiálu.



Obr. 2.10 - Válečkový dopravník [01]

Poháněný válečkový dopravník

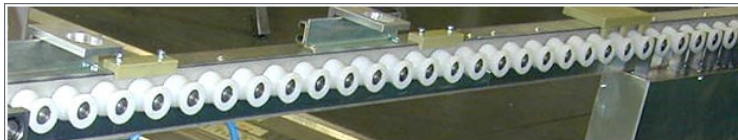
Díky poháněným válečkům jsou určeny k přepravě kusových materiálů vyšších hmotností. Nejčastěji se používají pro horizontální přepravu, lze také lze také tyto dopravníky uplatnit při přepravě materiálu shora dolů, je zapotřebí regulace (snížení) přepravované rychlosti, ovšem problém nastává při přepravě materiál o větší hmotnosti z nižšího místa do vyššího. V této situaci by mohlo docházet k prokluzování hnacích válečků díky nedostatečné styčné (třecí) ploše dopravovaného materiálu s pláští válců, tudíž by se musel snížit úhel stoupání. Pro tyto účely se používají pásové dopravníky, jelikož mají větší třecí plochu a tudíž mohou překonávat větší úhly stoupání.



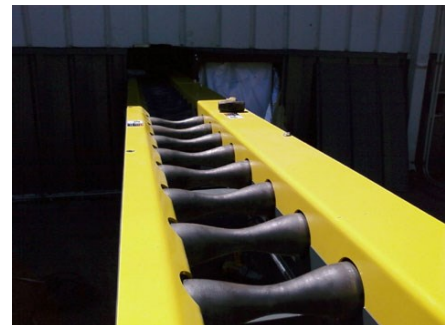
Obr. 2.11 - Poháněný válečkový dopravník [04]

2.3 V-válečkový dopravník

Vyžívají se pouze pro přepravu předmětů válcovitého tvaru (např. potrubí, trubky, hřídele apod.) o daných rozměrech. Válečky dopravníku mají tvar přesýpacích hodin, což zabraňuje překulování přepravovaných předmětů ze strany na stranu, ale transport probíhá vždy po jedné trajektorii.



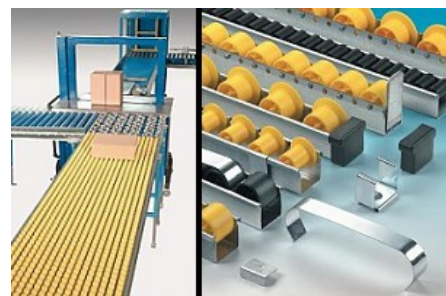
Obr. 2.13 - Dopravník pro přepravu hřídelů [10]



Obr. 2.12 - V-válečkový dopravník [09]

2.4 Kladičkové a válečkové lišty

Speciálním typem válečkových dopravníků jsou **kladičkové a válečkové lišty**, které se užívají pro přepravu palet a jiných kusových materiálů větších hmotností, jako spádové regály, montážní plochy apod. Základem je lišta z U-profilu osazená válečkami nebo kladkami různých provedení a nosností.



Obr. 2.14 - Kladičkové a válečkové lišty [02]

2.5 Kuličkový stůl

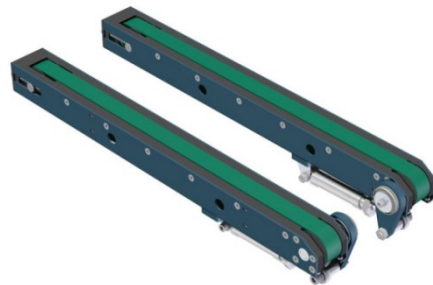
Je tvořen nosnou konstrukcí s plochou deskou, ve které jsou upevněny pouzdra s kuličkou. Je určený pro manipulaci s možností posouvat a otáčet materiál všemi směry. Obvykle bývá součástí válečkových dopravníkových linek, ale využívá se i samostatně pro montážní a technologické operace nebo jako plocha pro ruční manipulaci např. s kontejnery.



Obr. 2.15 - Kuličkový stůl [02]

2.6 Řemenový dopravník

Jako transportní prvek jsou zde použity řemeny poháněné řemenicemi. Jsou určeny výhradně k přepravě kusových materiálů větších rozměrů, kdy jeden z rozměrů je několikanásobně větší než ostatní (tyče, hranoly apod.). Počet větví řemenového dopravníku závisí na charakteru přepravovaného materiálu (nejčastěji provedení ve dvou větvích).



Obr. 2.16 - Řemenový dopravník [06]

2.7 Řetězový dopravník

Základním prvkem umožňující přesuv materiálů je nekonečný řetěz, který je poháněn řetězovým kolem. Je určen výhradně pro přesuv kusových materiálů větších rozměrů a vyšších hmotností (palety, přepravní boxy apod.) Jsou vhodné jak pro samostatné použití, tak i pro zástavbu větších dopravních celků (montážní linky, dopravníkové systémy).



Obr. 2.17 - Řetězový dopravník [01]

2.8 Šnekový dopravník

Dopravují materiál pomocí šnekové hřídele, která se otáčí kolem své osy. Tímto typem dopravníků lze přepravovat pouze sypké materiály. Jsou tvořeny buď žlábkem ve tvaru U svíkem anebo trubkou dále šnekovou hřídelí a pohonem.



Obr. 2.18 - Šnekový dopravník [07]

2.9 Podvěsný dopravník

Tyto dopravníky nacházejí užití při přepravě kusových výrobků podobných druhů u hromadné výroby. Pro přesun výrobku zde slouží podvěsný hák, na kterém je výrobek zavěšen. Hák je upevněn na řetězu nebo ocelové laně, které je poháněno hnací kladkou, v případě řetězu je to řetězové kolo. Tvar a dráhu dopravníku lze všestranně přizpůsobit prostorovým podmínkám, uspořádání výrobní technologie, atd. Velmi časté použití těchto dopravníků bývá u lakovacích linek.



Obr. 2.19 - Podvěsný dopravník [01]

2.10 Článekový dopravník

Svým konstrukčním složením jsou velice blízké pásovým dopravníkům, liší se v tom, že jako transportní prvek je použit článkový (modulární) pás místo dopravníkového pásu. Jsou určeny převážně k přepravě kusových materiálů a především tam, kde jsou kladeny požadavky na mytí, chlazení, kumulaci dopravovaných produktů, větší odolnost pásu vůči vyšším teplotám nebo vůči mechanickému poškození. Konstrukce dopravníku umožňuje řešit několik tvarových úseků linky (zatáčky, lomené úseky, apod.)



Obr. 2.20 - Článekový dopravník [01]

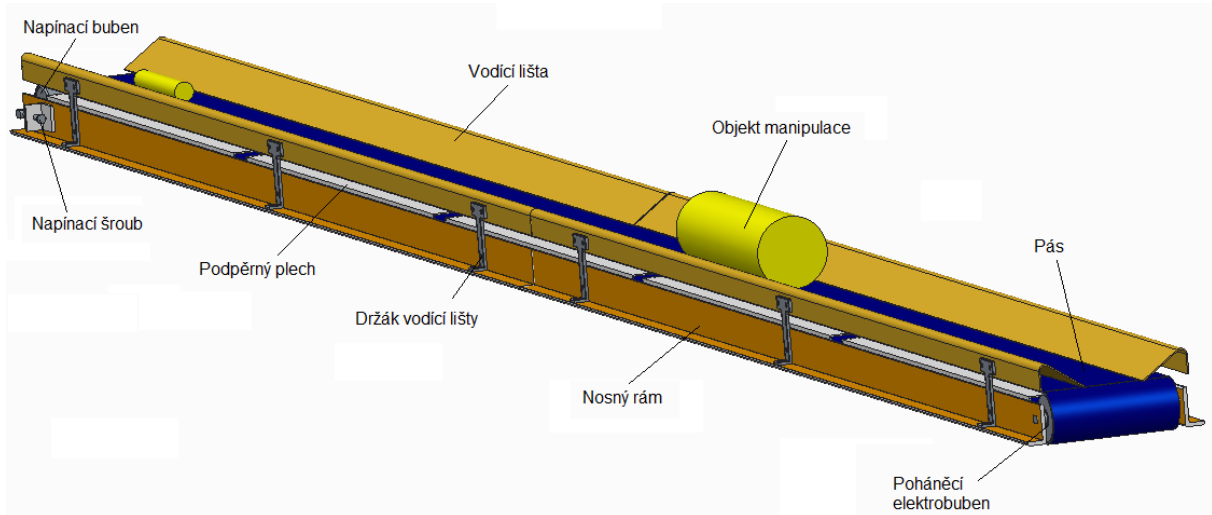
3 Požadavkový list

Technologie provozu	Třískové obrábění
Materiál předmětů	Ocel
Tvar přepravovaného předmětu	Válcová tyč
Tvar dopravníkové dráhy	Horizontální (bez převýšení), přímá
Délka dopravníkové dráhy	Základní provedení 5 m, dále modulární v provedení 1 m, 1,5 m, 2 m, 2,5 m
Max. a min. délka ocelové tyče	200 – 400 mm
Max. a min. průměr ocelové tyče	30 – 110 mm
Max. hmotnostní zatížení dopravníku	30 kg/m
Způsob posuvu (kontinuální/přerušovaný)	Kontinuální
Rychlost posuvu	0,4 – 0,5 m/s
Kvalita přesunu OM	Bezpečná, stabilní poloha OM při přesunu, aby nehrozilo nebezpečí vypadnutí z dopravníku, zaseknutí na dopravníku
Způsob vkládání (vykládání) OM na (z) dopravník(u)	Průmyslovým robotem
Jednoduchost konstrukce	Minimalizace počtu dílů, jednoduchost způsobu montáže, spolehlivost, trvanlivost.
Minimalizace ceny	Levný způsob výroby vyráběných dílů, údržby, minimalizace energetické náročnosti

4 Návrh variant řešení

4.1 Varianta řešení č. 1

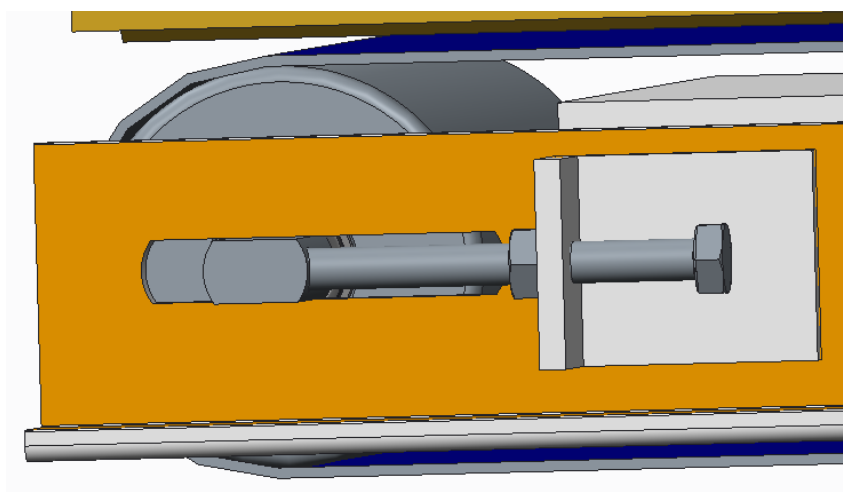
3D model varianty řešení č. 1:



Obr. 3.1 – Varianta řešení 1 - pásový dopravník

Jedná se o pásový dopravník, který je opatřen vodícími lištami, sloužící k usměrnění (vytyčení) polohy na pásu přepravovaných válcových předmětů. Dopravníkový pás je poháněn elektrobubnem. Podpěrné plechy nesou tíhu přepravovaných objektů manipulace, tím zamezují průhybu dopravníkového pásu a tudíž i snižují potřebnou napínací sílu pásu, která ovšem nesmí být příliš malá, aby nedocházelo k prokluzu mezi pásem a hnacím bubnem. Napínání pásu je prováděno pomocí dvou napínacích šroubů.

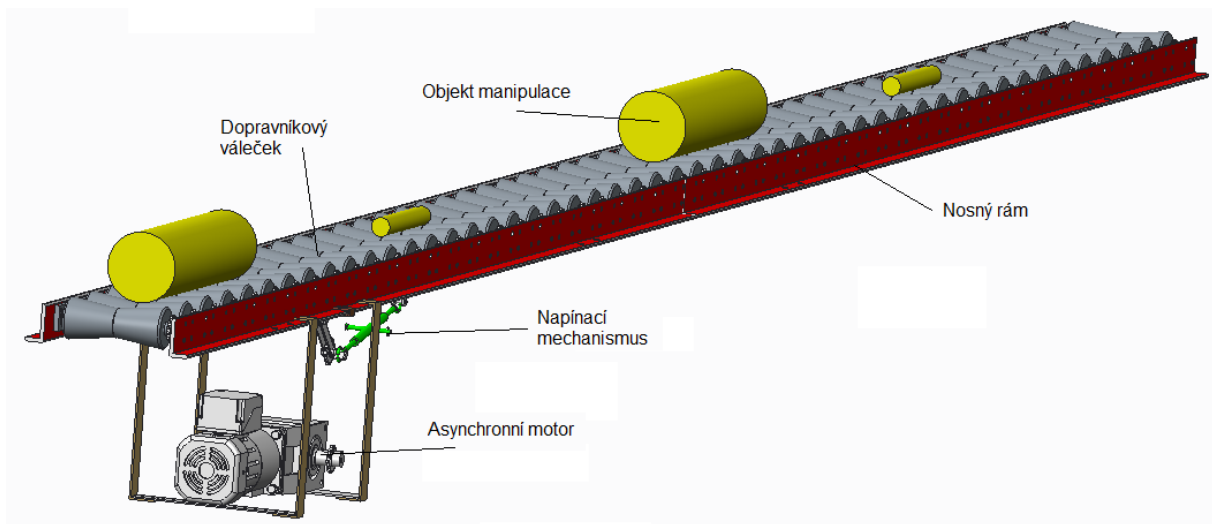
Vyobrazení napínacího systému dopravníku.



Obr. 4.2 - Napínací systém pásového dopravníku

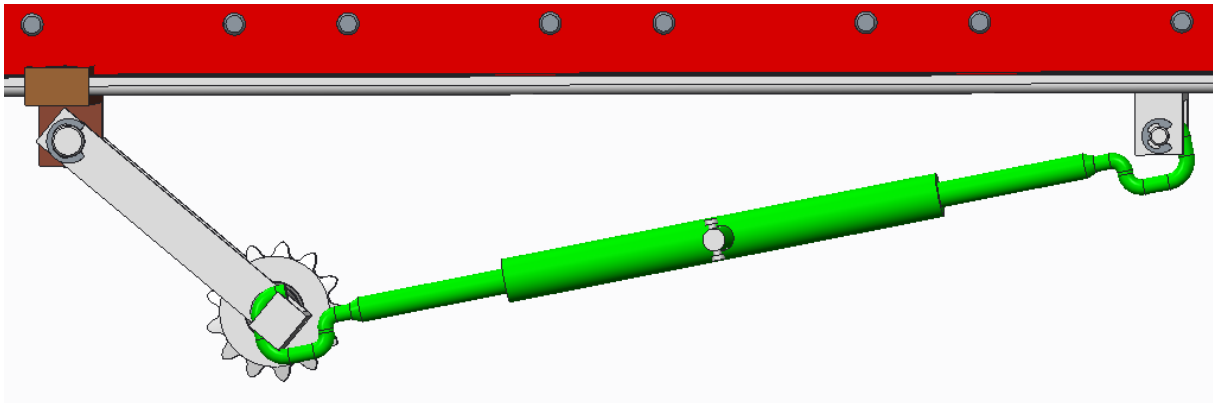
4.2 Varianta řešení č. 2

3D model varianty řešení č. 2:



Obr. 4.3 - Varianta řešení 2 - válečkový dopravník

Varianta řešení č. 2 je v provedení válečkového dopravníku. Válečky mají tvar přesýpacích hodin, což zabezpečuje, že přepravovaný materiál válcovitého tvaru drží svou polohu a nedochází k jeho překulování po šířce dopravníku. Je tedy dopravován po jedné trajektorii. Válečky jsou umístěné na hřídelích, které jsou uloženy na kuličkových ložiscích. Ty jsou dále pak umístěné v ložiskových pouzdrech, které jsou připevněné k nosnému rámu dopravníku. Dopravník je poháněn asynchronním motorem přes válečkový řetěz. Každá hřídel válečku je osazena ozubeným kolem, které jí otáčí. Válečkový řetěz je napínán za pomoci napínacího šroubu a napínacího řetězového kola.



Obr. 4.4 - Napínací mechanismus válečkového dopravníku

5 Hodnotová analýza

Pomocí hodnotové analýzy stanovíme optimální variantu konstrukčního řešení návrhu mezioperačního dopravníku pro přepravu válcových předmětů. Určíme hodnoty úrovně a významnosti, podle kterých budeme posuzovat jednotlivá kritéria.

Úroveň kritéria	
Vysoká	6
Dobrá	5
Průměrná	4
Nízká	3
Nevyhovující	2
Nepříznivý stav	1

Tab. 5.1 - Úrovně kritérií

Významnost	
Nejvyšší	2
Nejnižší	1

Tab. 5.2 - Významnost kritérií

Stanovení kritérií, podle kterých budeme posuzovat navržené varianty:

Kritérium	Varianta 1	Varianta 2
K1 – konstrukce	Jednoduchá výrobní náročnost a konstrukce 4 ks - L profil 60x30 mm délky 2,5 m 1 ks - dopravníkový pás 1 ks - napínací válec 12 ks - držák vodící lišty 4 ks - vodící lišta 4 ks - podpěrný plech 2 ks - napínací šroub 1 ks - elektrobuben	Složitá výrobní náročnost, především tvarovaných válečků. 4 ks - L profil 60x30 mm délky 2,5 m 50 ks - váleček tvaru přesýpacích hodin 50 ks - hřídel 52 ks - řetězové kolo 100 ks - ložisko a ložiskové pouzdro 1 ks - napínací šroub 1 ks - válečkový řetěz 1 ks – asynchronní motor
K2 - předběžná cena	Nízká cena – většinu komponent lze relativně levně nakoupit či vyrobit. Finančně nejnáročnější součást bude elektrobuben.	Vysoká cena – vysoká cena výroby válečků + velké množství komponentů
K3 – Hmotnost	Nízká hmotnost – málo komponentů L profily (hliník) Dopravníkový pás (pryž) Napínací válec (ocel) Hřídel (ocel) Ložisko (ocel) Držák vodící lišty (ocel) Vodící lišta (ocelový plech) Podpěrný plech (ocelový plech) Elektrobuben	Vysoká hmotnost – velké množství komponentů L profily (ocel) Váleček (ocel) Hřídel (ocel) Ložisko (ocel) Ložiskové pouzdro (ocel) Řetězové kolo (ocel) Válečkový řetěz (ocel) Elektromotor
K4 – nosnost	Nízká nosnost – lehká, méně tuhá, méně pevná konstrukce.	Vysoká nosnost – konstrukce je robustnější, pevnější, tužší.
K5 – prostorová náročnost	Větší – šířka 286 mm, výška 121 mm	Menší – šířka 275 mm, výška 68 mm

K6 – Přeprava OM	Dostačující – OM se může při přepravě překulovat ze strany na stranu.	Výborná – OM je přemísťován po jedné dráze, stále ve stejné poloze (nepřekuluje se).
K7 – Pohon	Elektrobuben – je potřeba velkého výkonu, kvůli velké hodnotě třecí síly vznikající při styku mezi zatíženým dopravníkovým pásem a podpěrnými plechy.	Asynchronní elektromotor – třecí odpor při válení je mnohem menší než při smyku, tudíž i potřebný výkon je menší.

Tab. 5.3 - Kritéria a porovnávací parametry variant řešení

Stanovení úrovně daných kritérií jednotlivých variant řešení:

Označení kritéria	Kritérium	Charakteristika kritéria	Varianta 1	Varianta 2
K1	Konstrukce	Složitost konstrukce, výrobní náročnost	6	3
K2	Předběžná cena	Odhadovaná výrobní cena	5	3
K3	Hmotnost	Celková hmotnost konstrukce	5	3
K4	Nosnost	Velikost hmotnostního zatížení	3	5
K5	Prostorová náročnost	Velikost zastavěné plochy	4	5
K6	Přeprava OM	Kvalita přepravy OM	3	5
K7	Pohon	Druh pohonů, počet pohonů, energetická náročnost	4	6

Tab. 5.4 - Tabulka kritérií a jejich úrovně u jednotlivých variant

Kritéria dále ohodnotíme metodou porovnávání párů v trojúhelníku (viz. Tab. 5.5, 5.6, 5.7). Kritéria jsem hodnotil já a další dva kolegové ze studijní skupiny.

Hodnotitel 1

Porovnávané páry kritérií						Počet voleb	Pořadí	Významnost kritérií q1
K1	K1	K1	K1	K1	K1	5	1	1,833
K2	K3	K4	K5	K6	K7			
	K2	K2	K2	K2	K2	4	4	1,667
	K3	K4	K5	K6	K7			
		K3	K3	K3	K3	0,5	6	1,083
		K4	K5	K6	K7			
			K4	K4	K4	4,5	2	1,75
			K5	K6	K7			
				K5	K5	0,5	6	1,083
				K6	K7			
					K6	2	5	1,333
					K7	4,5	2	1,75

Tab. 5.5 – Určení významnosti kritérií podle hodnotitele 1

Hodnotitel 2

Porovnávané páry kritérií						Počet voleb	Pořadí	Významnost kritérií q2
K1	K1	K1	K1	K1	K1	2	6	1,333
K2	K3	K4	K5	K6	K7			
	K2	K2	K2	K2	K2	3	3	1,5
	K3	K4	K5	K6	K7			
		K3	K3	K3	K3	1	7	1,167
		K4	K5	K6	K7			
			K4	K4	K4	4,5	2	1,75
			K5	K6	K7			
				K5	K5	2,5	4	1,417
				K6	K7			
					K6	5,5	1	1,917
					K7	2,5	4	1,417

Tab. 5.6 - Určení významnosti kritérií podle hodnotitele 2

Hodnotitel 3

Porovnávané páry kritérií						Počet voleb	Pořadí	Významnost kritérií q3
K1	K1	K1	K1	K1	K1	2,5	5	1,417
K2	K3	K4	K5	K6	K7			
	K2	K2	K2	K2	K2	4,5	1	1,75
	K3	K4	K5	K6	K7			
		K3	K3	K3	K3	1	6	1,167
		K4	K5	K6	K7			
			K4	K4	K4	4,5	1	1,75
			K5	K6	K7			
				K5	K5	1	6	1,167
				K6	K7			
					K6	4	3	1,667
					K7	3,5	4	1,583

Tab. 5.7 - Určení významnosti kritérií podle hodnotitele 3

Po určení indexů významnosti kritérií u jednotlivých hodnotitelů vypočteme aritmetický průměr pro každé kritérium, abychom mohli následně vypočítat vážené hodnoty, které nám určí optimální variantu.

kritérium	q1	q2	q3	q
K1	1,833	1,333	1,417	1,528
K2	1,667	1,5	1,75	1,639
K3	1,083	1,167	1,167	1,139
K4	1,75	1,75	1,75	1,75
K5	1,083	1,417	1,167	1,222
K6	1,333	1,917	1,667	1,639
K7	1,75	1,417	1,583	1,583

Tab. 5.8 - Tabulka výpočtu aritmetických průměrů kritérií

Vypočteme vážené hodnoty kritérií jednotlivých variant řešení tak, že vynásobíme hodnotu úrovně kritéria s aritmetickým průměrem významnosti kritéria. Po sečtení vážených hodnot u obou variant určíme za optimálnější tu, která má větší součet.

Varianta č.1

kritérium	hodnota	významnost kritéria q	vážená hodnota
K1	6	1,528	9,17
K2	5	1,639	8,2
K3	5	1,139	5,7
K4	3	1,75	5,25
K5	4	1,222	4,89
K6	3	1,639	4,92
K7	4	1,583	6,33
součet			44,45

Tab. 5.9 - Tabulka výpočtu vážených hodnot varianty 1

Varianta č.2

kritérium	hodnota	významnost kritéria q	vážená hodnota
K1	3	1,528	4,58
K2	3	1,639	4,92
K3	3	1,139	3,42
K4	5	1,75	8,75
K5	5	1,222	6,11
K6	5	1,639	8,2
K7	6	1,583	9,5
součet			45,47

Tab. 5.10 - Tabulka výpočtu vážených hodnot varianty 2

Varianta řešení č. 2 má větší celkový součet vážených hodnot než varianta č. 1, je tedy považována za variantu optimální.

6 Rozpracování optimální varianty

V hodnotové analýze bylo ze dvou navržených konstrukčně odlišných variant mezioperačního dopravníku pro přepravu válcových předmětů vybráno za optimální válečkový dopravník s tvarovanými dopravníkovými válečky do tvaru přesýpacích hodin.

6.1 Nosný rám dopravníku

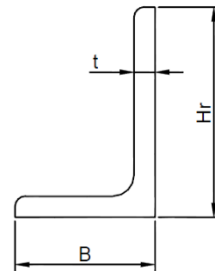
Tvoří hlavní nosnou kostru dopravníku. Přenáší veškeré zatížení součástí, které jsou na něm připevněny, do podpěrných noh dopravníku. Je tvořen 4 ks ocelových profilů L [01] podle ČSN 42 5545 o délce 2,5 m. Dopravník by mohl být vyráběn v různých délkových modulech podle provedení nosného rámu a to 1 m, 1,5 m, 2 m a 2,5 m. Rám je zhotoven z materiálu ocel 11 373.

Parametry profilu:

Výška rámu: $H_r = 60 \text{ [mm]}$

Šířka rámu: $B = 40 \text{ [mm]}$

Tloušťka rámu: $t = 6 \text{ [mm]}$



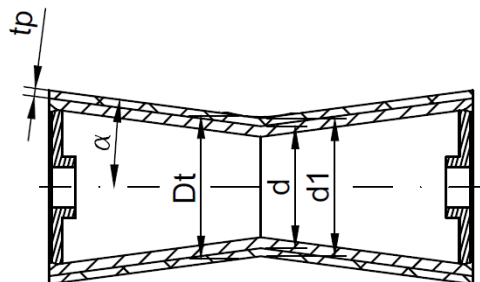
Obr. 6.1 - Profil nosného rámu

6.2 Hřídel válečku

Přenáší potřebný točivý moment z řetězového kola na dopravníkový váleček. Hřídel je zhotovena z polotovaru ocelová tyč o průměru 22 mm a materiálu ocel 11 423 [01]. Na hřídeli je umístěn dopravníkový váleček, který je k ní připevněn pomocí svarového spoje, dále ozubené kolo, to je na hřídel nalisováno a také jsou na koncích hřídele nalisované ložiska.

6.3 Dopravníkový váleček

Válečky mající tvar přesýpacích hodin, jsou vyrobeny pomocí technologie tepelného tváření a svařování. Materiál válečku je ocel 11 343, která je snadno svařitelná a tvarovatelná [01]. Úhel sklonu pláště válečku α je $7,5^\circ$. Povrch pláště válečku je obložen technickou pryží tloušťky $t_p = 3 \text{ [mm]}$ z materiálu NBR60 [18], z důvodu snížení mechanického opotřebení a také kvůli zvýšení součinitele tření.



Obr. 6.2 - Řez dopravníkovým válečkem

6.4 Ložisko na hřídeli válečku

Hřídel s dopravníkovým válečkem a řetězovým kolem je uložena na ložiscích typu 6001. Ložisko je kuličkové, jednořadé, radiální, vyrobeno firmou SKF [06].

Parametry ložiska:

Označení ložiska	6001
Vnitřní průměr	$d_L = 12 [mm]$
Vnější průměr	$D_L = 28 [mm]$
Šířka	$B_L = 8 [mm]$
Poloměr zaoblení hran	$r_{s\ min} = 0,3 [mm]$
Základní dynamická únosnost	$C = 5,4 [kN]$
Základní statická únosnost	$C_0 = 2,36 [kN]$

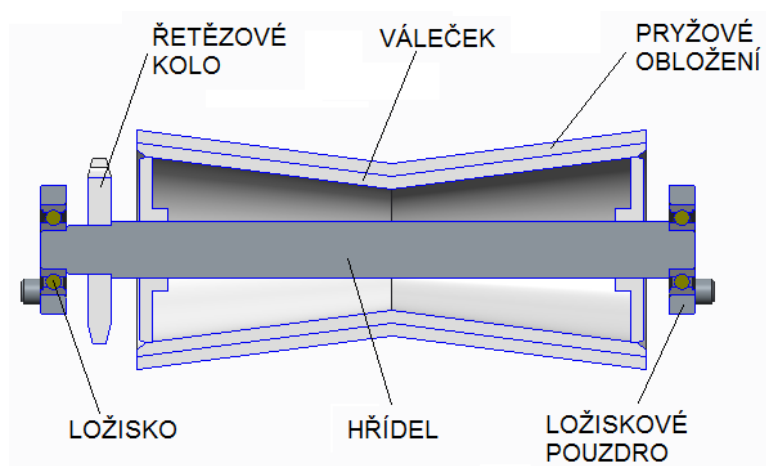
Tab. 6.1 - Parametry ložiska na hřídeli válečku

6.5 Ložiskové pouzdro

Ložiska na hřídelích válečků jsou uloženy v ložiskových pouzdrech pomocí nalisovaného spoje s běžným typem přechodného uložení H7/k7. Pouzdro je vyráběno frézováním a vrtáním z polotovaru: plochá tyč 40x14 [mm], materiálu: ocel 10 420.

Pouzdro zajišťuje přenos veškerých sil, vyvolaných od OM, válečku, hřídele, řetězového kola a ložisek, do nosného rámu dopravníku. Přenos radiálních sil zajišťují především kolíky ložiskového pouzdra o průměru 8 [mm]. Axiální síly zachycují 2 šrouby M6x25, které spojují ložiskové pouzdro s nosným rámem.

Pro lepší představivost je na Obr. 6.3 zobrazen řez sestavou poháněcího elementu dopravníku.



Obr. 4.3 - Popis poháněcího elementu dopravníku

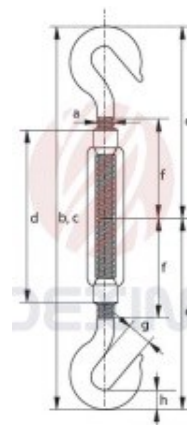
6.6 Napínací šroub

K napínání válečkového řetězu je použit napínací šroub podle DIN 1480 s průměrem závitu M8 v provedení hák – hák [05]. Napínání řetězu je provedeno následujícím způsobem: Jeden hák šroubu je zavěšen za pomocný čep, který je připevněn k nosnému rámu. Druhý hák zachycuje držák napínacího řetězového kola a pomocí matice napínacího šroubu je řetěz buďto napínán nebo povolován.

Parametry šroubu:

Velikost závitu	M8
Celková délka šroubu	$b_{nš} = 200 [mm]$
Délka matice	$d_{nš} = 110 [mm]$
Polovina délky závitu	$f_{nš} = 57 [mm]$
Tloušťka háku	$h_{nš} = 15 [mm]$
Vnitřní průměr háku	$g_{nš} = 10,5 [mm]$
Hmotnost cca	$m_{nš} = 0,2 [kg]$

Tab. 6.2 - Parametry napínacího šroubu



Obr. 6.4 - Napínací šroub [05]

6.7 Ložisko napínacího řetězového kola

Pro snížení třecích ztrát na dopravníku je napínací řetězové kolo umístěno na ložisku. Jedná se o ložisko radiální, kuličkové, jednořadé s označením 619/8, vyrobené firmou SKF [06].

Parametry ložiska:

Označení ložiska	619/8
Vnitřní průměr	$d_L = 8 [mm]$
Vnější průměr	$D_L = 19 [mm]$
Šířka	$B_L = 6 [mm]$
Poloměr zaoblení hran	$r_{s\ min} = 0,3 [mm]$
Základní dynamická únosnost	$C = 1,9 [kN]$
Základní statická únosnost	$C_0 = 0,735 [kN]$

Tab. 6.3 - Parametry ložiska napínacího řetězového kola

6.8 Podpěrné nohy

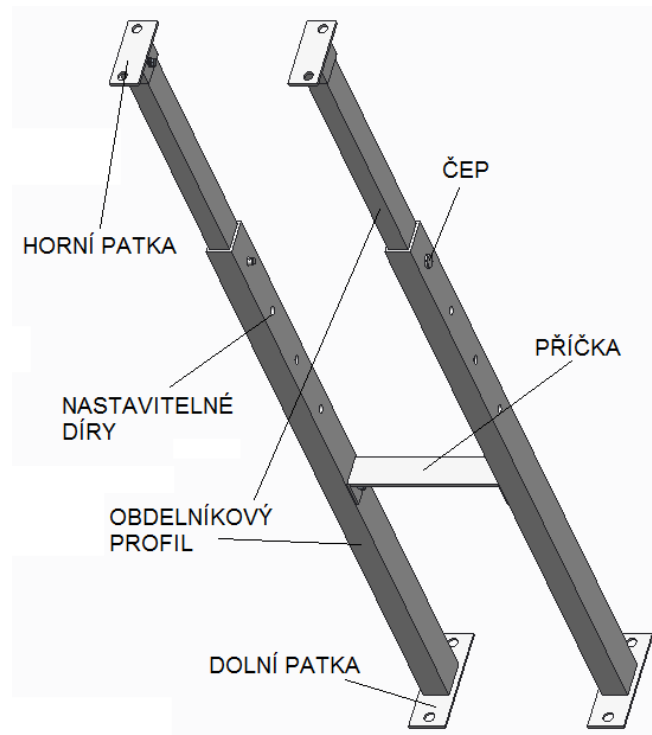
Podpěrné nohy slouží k nastavení výšky roviny dopravníkové dráhy od roviny podlahy. Také slouží k přichycení nosného rámu a ukotvení k podlaze a přenáší veškeré zatížení dopravníku. Nosný rám dopravníku je přichycen k podpěrným nohám šroubovým spojem. Podpěrné nohy se skládají:

Ze čtyř obdélníkových profilů, z nichž dva mají jiné rozměry z důvodu možnosti zasunutí profilů do sebe. V těchto rámech jsou vytvořené díry pro čepy sloužící k nastavení výšky umístění dopravníkové dráhy. Maximální nastavitelná výška roviny dopravníkové dráhy od roviny podlahy je 1312 [mm]. Další nastavitelné výšky jsou 1212 [mm], 1112 [mm], 1012 [mm] a nejnižší je 972 [mm].

Dále pak podpěrné nohy tvoří patky, které jsou nasunuty na konce obdélníkových profilů a přišroubovány. Tyto patky slouží k přichycení nosného rámu a ukotvení podpěrné nohy k podlaze.

Poslední prvek tvořící podpěrnou nohu je příčka spojující protější obdélníkové profily. Spojení je provedeno za pomoci šroubu a předvrtaného závitu v daném profilu.

Všechny součásti mimo čepů a šroubů jsou zhotoveny z běžné konstrukční oceli 11 353.



Obr. 6.5 - Podpěrná noha dopravníku

6.9 Předběžný výpočet výkonu pro návrh pohonu dopravníku

6.9.1 Výpočet potřebného kroučicího momentu k pohonu válečkového dopravníku při ustáleném stavu:

Ustáleným stavem je myšleno rovnoměrný pohyb materiálu po dopravníku (s konstantní rychlostí).

Výpočet hmotnosti maximálního objektu manipulace (OM)

Průměr OM: $D_{OM} = 110 \text{ [mm]}$

Délka OM: $L_{OM} = 400 \text{ [mm]}$

Objem max. OM: $V_{OM} = \frac{\pi \cdot D_{OM}^2}{4} \cdot L_{OM} = \frac{\pi \cdot 0,11^2}{4} \cdot 0,4 = 3,801 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]} \quad (1)$

Měrná hmotnost oceli: $\rho_{ocel} = 7827 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad [11]$

Hmotnost OM: $m_{OM} = \rho_{ocel} \cdot V_{OM} = 7827 \cdot 3,801 \cdot 10^{-3} = 29,753 \cong 30 \text{ [kg]} \quad (2)$

Výpočet celkové tíhy OM:

$$\text{Tíhové zrychlení: } g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad [11]$$

$$\text{Celková tíha OM: } Q_{OM} = m_{OM} \cdot g = 30 \cdot 9,81 = 294,3 \text{ [N]} \quad (3)$$

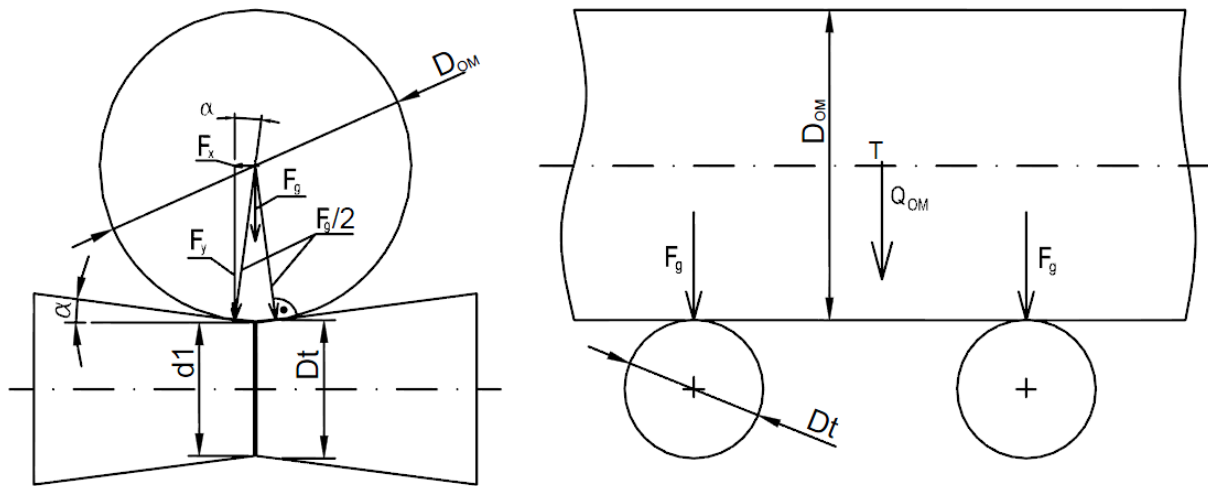
Výpočet síly F_y:

$$F_g = \frac{Q_{OM}}{2} = \frac{294,3}{2} = 147,15 \text{ [N]} \quad (4)$$

$$F_y = \cos(\alpha) \cdot \frac{F_g}{2} = \cos(7,5) \cdot \frac{147,15}{2} = 72,946 \text{ [N]} \quad (5)$$

Síla F_g je polovina tíhové síly OM, tato síla působí na jeden dopravníkový váleček.

Síla F_y je část tíhové síly F_g , působící v místě jednoho dotyku OM s válečkem ve svislém směru.



Obr. 6.6 - Schéma rozložení tíhy OM na dopravníkové válečky

Výpočet průměru d₁:

Průměr d_1 je malý průměr dopravníkového válečku po jeho obložení ochrannou pryží.

$$\text{Malý průměr ocelového pláště válečku: } d = 46 \text{ [mm]}$$

$$\text{Úhel sklonu dopravníkového válečku: } \alpha = 7,5 \text{ [}^\circ\text{]}$$

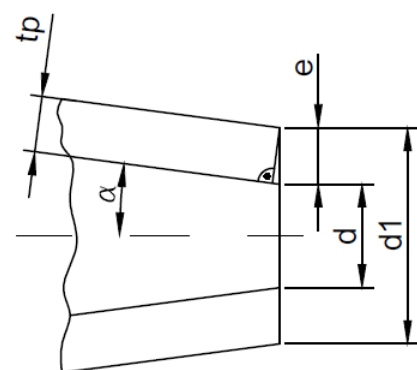
$$\text{Tloušťka stěny pryžového obložení válečku: } t_p = 3 \text{ [mm]}$$

Neznámou výšku e vypočteme ze vztahu:

$$e = \frac{t_p}{\cos(\alpha)} = \frac{3}{\cos(7,5)} = 3,026 \text{ [mm]} \quad (6)$$

Nyní můžeme vypočítat průměr d_1 :

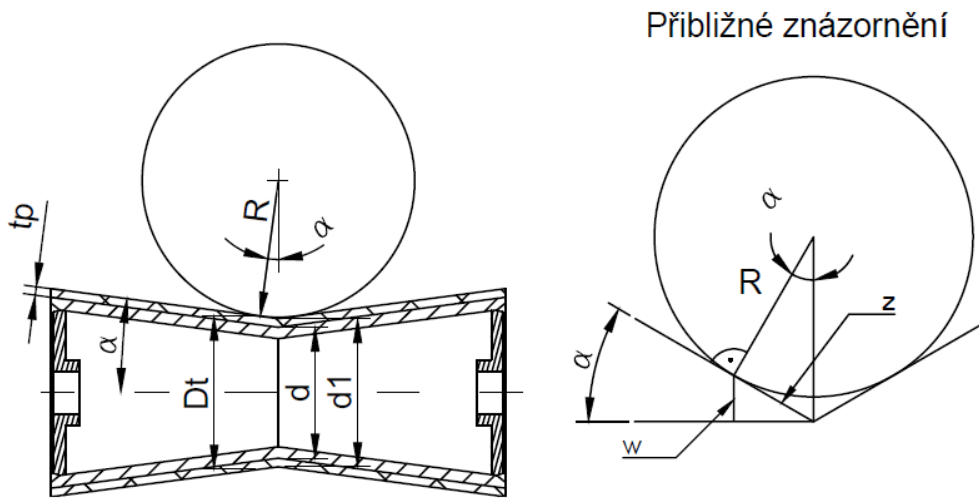
$$d_1 = d + 2 \cdot e = 46 + 2 \cdot 3,026 = 52,052 \text{ [mm]} \quad (7)$$



Obr. 6.7 - Znázornění pro výpočet průměru d₁

Výpočet tečného průměru D_t :

Tečný průměr D_t , je průměr válečku v místě dotyku s maximálním OM.



Obr. 6.8 - Znázornění k výpočtu tečného průměru

Délku z určíme ze vztahu:

$$z = \operatorname{tg}(\alpha) \cdot R = \operatorname{tg}(7,5) \cdot 55 = 7,241 \text{ [mm]} \quad (8)$$

Délku w určíme ze vztahu:

$$w = \sin(\alpha) \cdot z = \sin(7,5) \cdot 7,241 = 0,945 \text{ [mm]} \quad (9)$$

Velikost tečného průměru vypočteme ze vztahu:

$$D_t = d_1 + 2 \cdot w = 52,052 + 2 \cdot 0,945 = 53,942 \text{ [mm]} \quad (10)$$

Výpočet kroutícího momentu:

K výpočtu potřebného momentu musíme znát rameno valivého odporu a součinitel smykového tření za pohybu pro kontakt mezi pryžovým obložení dopravníkového válce a přepravovanou ocelovou tyčí (OM). Tyto parametry jsou určovány experimentálně, proto použijeme přibližné hodnoty, které jsou obecně přístupné pro kontakt podobných materiálů.

Součinitel smykového tření za pohybu pro kontakt pryž-asfalt:

$$\mu = 0,7 \quad [11]$$

Rameno valivého odporu kontaktu ocel-ocel:

$$\xi = 1,6 \text{ [mm]} \quad [12]$$

Sestavení rovnovážných rovnic:

$$F_N - F_y = 0 \quad (11)$$

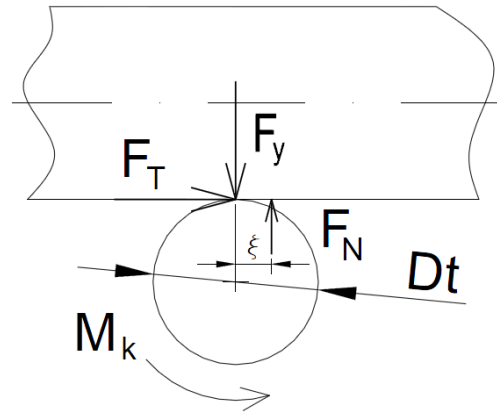
$$M_k - F_T \cdot \frac{D_t}{2} + F_N \cdot \xi = 0 \quad (12)$$

Podmínka neproklouznutí: $F_T \leq F_N \cdot \mu$

$$F_T = F_N \cdot \mu \quad (13)$$

$$F_T = 72,946 \cdot 0,7$$

$$F_T = 51,062 \text{ [N]}$$



Obr. 6.9 – Přenos sil v kontaktu válce s OM

$$F_N = F_y = 72,946 \text{ [N]}$$

$$M_k = F_T \cdot \frac{D_t}{2} + F_N \cdot \xi = 51,062 \cdot \frac{53,942}{2} \cdot 10^{-3} + 72,945 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} = 1,26 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Celkový krouticí moment 1 válečku:

$$M_v = 2 \cdot M_k = 2 \cdot 1,26 = 2,521 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (14)$$

Krouticí moment zátěže celého dopravníku:

Nejvýše přípustný počet OM vyskytující se v jednu chvíli na dopravníku je 5 OM. OM bude vždy ležet minimálně na dvou dopravníkových válečcích.

$$M_z = 2 \cdot 5 \cdot M_v = 10 \cdot 2,521 = \mathbf{25,21 \text{ [N} \cdot \text{m]}} \quad (15)$$

6.9.2 Výpočet předběžného výkonu pohonu

Parametry chodu dopravníku:

Čas rozběhu: $t_r = 0,5 \text{ [s]}$

Rychlost posuvu: $v = 0,45 \text{ [m/s]}$

Otáčky dopravníkového válečku: $n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_t \cdot 10^{-3}} = \frac{60 \cdot 0,45}{\pi \cdot 53,942 \cdot 10^{-3}} = 159,326 \sim 160 \text{ [ot/min]} \quad (16)$

Úhlová rychlost: $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 160}{60} = 16,755 \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (17)$

Předběžný výkon pohonu:

$$P_p = \frac{M_z \cdot \omega \cdot k_s}{\eta_c} = \frac{25,21 \cdot 16,755 \cdot 1,2}{0,951} = 532,979 \text{ [W]} \quad (18)$$

Kde:

k_s je součinitel bezpečnosti, z důvodu možného přetížení dopravníku, rozběhového momentu apod. volím $k_s = 1,2$

η_c je celková účinnost dopravníku a vypočteme ji následujícím způsobem:

Účinnost ložisek: $\eta_L = 0,999$ [13]

Celková účinnost 50-ti párů ložisek: $\eta_c = \eta_L^{50} = 0,999^{50} = 0,951$ (19)

6.10 Návrh pohonu

Z předchozího výpočtu předběžného výkonu pohonu navrhuji následující pohon:

Asynchronní elektromotor s čelní převodovkou Z18-LA71ZMP4 značky Siemens [14].

Výkon pohonu: $P = 0,55$ [kW]

Hmotnost: $m_p = 9$ [kg]

Elektromotor:

Jedná se o trojfázový asynchronní motor s kotvou nakrátko. Motor je chlazený vlastním plastovým ventilátorem.

Technické parametry:

Výkon	$P = 0,55$ [kW]
Jmenovité otáčky	$n_M = 1370$ [min^{-1}]
Moment setrvačnosti	$J_M = 11 \cdot 10^{-4}$ [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
Frekvence	$f = 50$ [Hz]
Jmenovité napětí	$U = 400$ [V]
Jmenovitý proud	$I = 1,54$ [A]
Počet pólů	4
Hmotnost	$m_M = 8,1$ [kg]

Tab. 6.4 – Parametry elektromotoru



Obr. 6.10 - Navržený pohon [14]

Převodovka:

Čelní převodovka s plnou výstupní hřídelí s perem. Typ uchycení je v provedení patkové skříně. Materiál skříně převodovky je šedá litina.

Převodový poměr	$i = 7,42$
Výstupní otáčky	$n_p = 185$ [min^{-1}]
Výstupní moment	$M_p = 28$ [$\text{N} \cdot \text{m}$]
Moment setrvačnosti	$J_p = 129 \cdot 10^{-4}$ [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
Hmotnost	$m_{p\check{r}} = 0,9$ [kg]

Tab. 6.5 - Parametry převodovky

6.11 Návrh válečkového řetězu a řetězového kola

Návrh řetězu

Z digramu určení vhodného převodového řetězu v provedení B a potřebných parametrů pro pohon dopravníku navrhne patřičný typ válečkového řetězu podle [17].

Požadované parametry: Výkon: $P = 0,55 \text{ [kW]}$

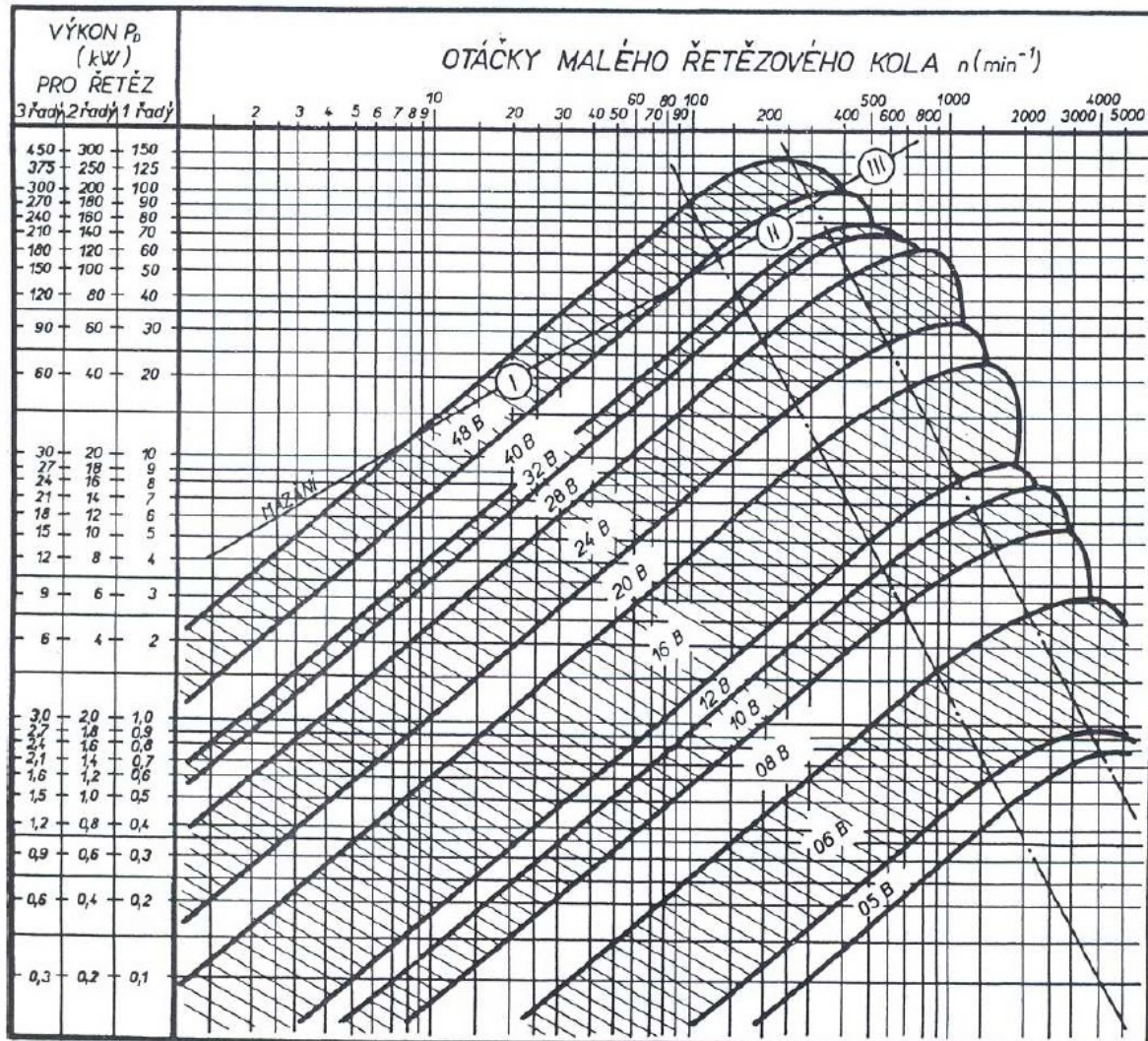
Otáčky: $n = 185 \text{ [ot/min]}$

Diagramový výkon P_D určíme podle vztahu: $P_D = \frac{P}{\chi \cdot \psi \cdot \varphi} = \frac{0,55}{1} = 0,55 \text{ [kW]}$ (20)

Kde: χ – činitel mazání řetěz je mazán ručně - $\chi = [-]$ (17)

ψ – činitel výkonu pro pohánění řetězového kola s $z_{RK} = 13$ platí: $\psi = [-]$ (17)

φ – činitel provedení řetězu pro řetěz v provedení B platí: $\varphi = 1$ (17)



Obr. 6.11 - Diagram určení vhodného převodového řetězu v provedení B

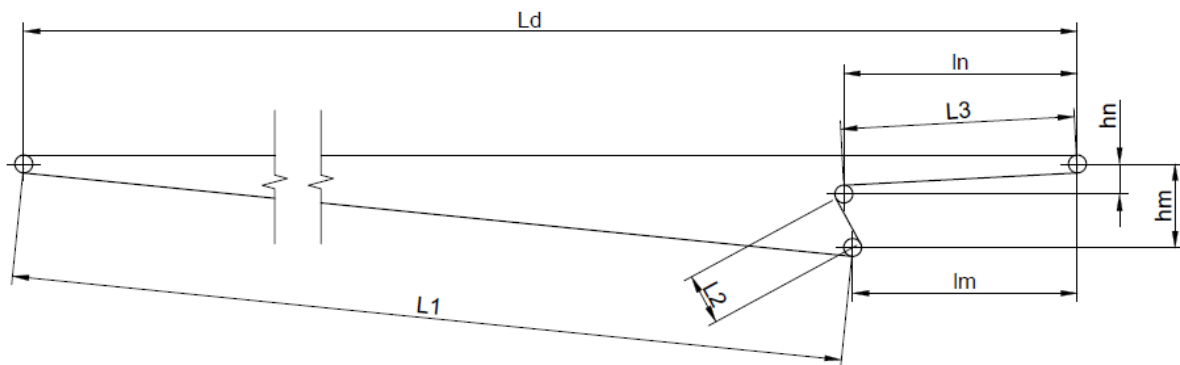
Po odečtení parametrů z diagramu, navrhuji pro pohon dopravníku jednořadý válečkový řetěz typu 08 B.

Základní parametry řetězu [01]:

Rozteč článků:	$P_{\text{Ř}} = 12,7 \text{ [mm]}$
Vnitřní šířka:	$b_1 = 7,75 \text{ [mm]}$
Vnější šířka:	$b_4 = 17 \text{ [mm]}$
Síla přetržení:	$F_{Pt} = 8,9 \text{ [kN]}$
Hmotnost:	$m_{\text{Ř}} = 0,75 \text{ [kg/m]}$

Výpočet délky řetězu:

Délku řetězu stanovíme přibližnou, neboť do výpočtu nebudeme zahrnovat délky řetězu opásání řetězových kol a určitý průhyb řetězu.



Obr. 6.12 – Nákres k výpočtu délky řetězu

Délka dopravníku: $Ld = 5000 \text{ [mm]}$

Vzdálenost umístění napínacího řetězového kola: $ln = 712 \text{ [mm]}$

Výška umístění napínacího řetězového kola: $hn = 92 \text{ [mm]}$

Vzdálenost umístění řetězového kola motoru: $lm = 685 \text{ [mm]}$

Výška umístění řetězového kola motoru: $hm = 255 \text{ [mm]}$

Výpočet délek L1, L2, L3:

$$L1 = \sqrt{hm^2 + (Ld - lm)^2} = \sqrt{255^2 + (5000 - 685)^2} = 4323 \text{ [mm]} \quad (21)$$

$$L2 = \sqrt{(hm - hn)^2 + (ln - lm)^2} = \sqrt{(255 - 92)^2 + (712 - 685)^2} = 165,221 \text{ [mm]} \quad (22)$$

$$L3 = \sqrt{ln^2 + hn^2} = \sqrt{712^2 + 92^2} = 717,919 \text{ [mm]} \quad (23)$$

Přibližnou délku řetězu vypočítáme podle vztahu:

$$l_{\check{R}}' = Ld + L1 + L2 + L3 = 5000 + 4323 + 165,221 + 717,919 = 10\,206 \text{ [mm]} \approx 10,3 \text{ [m]} \quad (24)$$

Počet článků řetězu určíme podle vztahu:

$$n_{\check{c}} = \frac{l_{\check{R}}'}{P_{\check{R}}} = \frac{10\,300}{12,7} = 818,024 \approx 818 \text{ [mm]} \quad (25)$$

$$\text{Skutečná délka řetězu:} \quad l_{\check{R}} = n_{\check{c}} \cdot P_{\check{R}} = 818 \cdot 12,7 = \mathbf{10\,388,6 \text{ [mm]}} \quad (26)$$

Návrh řetězového kola (ŘK)

Šířku řetězového kola pro daný typ řetězu určíme ze vztahu [11]:

$$b_{\check{R}K} = 0,93 \cdot b_1 = 0,93 \cdot 7,75 = 7,2 \text{ [mm]} \quad (27)$$

K osazení hřídelů dopravníkových válců volím **řetězové kol typu 08B ploché, jednořadé** [19].

Základní parametry ozubeného kola:

$$\text{Počet zubů:} \quad z_{\check{R}K} = 13$$

$$\text{Rozteč zubů:} \quad P_{\check{R}K} = 12,7 \text{ [mm]}$$

$$\text{Průměr roztečné kružnice:} \quad d_{\check{R}K} = 53,06 \text{ [mm]}$$

$$\text{Průměr hlavové kružnice:} \quad d_{a \check{R}K} = 57,4 \text{ [mm]}$$

$$\text{Šířka:} \quad b_{\check{R}K} = 7,2 \text{ [mm]}$$

6.12 Kontrola navrženého pohonu na rozběh

6.12.1 Výpočet rozběhového (dynamického) momentu:

Parametry chodu dopravníku s použitím navrženého pohonu:

$$\text{Čas rozběhu:} \quad t_r = 0,5 \text{ [s]}$$

$$\text{Převodový poměr:} \quad i = 7,42$$

$$\text{Otáčky na hřídeli motoru:} \quad n_M = 1370 \text{ [ot/min]}$$

$$\text{Otáčky na hřídeli převodovky:} \quad n_P = \frac{n_M}{i} = \frac{1370}{7,42} = 184,636 \text{ [ot/min]} \quad (28)$$

$$\text{Úhlová rychlost:} \quad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_P}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 184,636}{60} = 19,335 \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (29)$$

$$\text{Úhlové zrychlení:} \quad \varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t_r} = \frac{19,335}{0,5} = 38,67 \text{ [s}^{-2}\text{]} \quad (30)$$

Momenty setrvačnosti jednotlivých součástí:

Motor:	$J_M = 11 \cdot 10^{-4} [kg \cdot m^2]$
Převodovka:	$J_P = 129 \cdot 10^{-4} [kg \cdot m^2]$
Hřídel	$J_H = 1,49 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2]$
Váleček	$J_V = 8,244 \cdot 10^{-4} [kg \cdot m^2]$
Řetězové kolo na hřídeli válečku	$J_{\check{R}K1} = 1,583 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2]$
Napínací řetězové kolo	$J_{\check{R}K2} = 1,55 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2]$
Řetězové kolo na hřídeli pohonu	$J_{\check{R}K3} = 1,573 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2]$

Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti:

$$J_R = J_M + J_P + 50 \cdot \left(\frac{J_H}{i^2} + \frac{J_V}{i^2} + \frac{J_{\check{R}K1}}{i^2} \right) + \frac{J_{\check{R}K2}}{i^2} + \frac{J_{\check{R}K3}}{i^2} \quad (31)$$

$$J_R = 11 \cdot 10^{-4} + 129 \cdot 10^{-4} + 50 \cdot \left(\frac{1,49 \cdot 10^{-5}}{4,15^2} + \frac{8,244 \cdot 10^{-4}}{4,15^2} + \frac{1,583 \cdot 10^{-5}}{4,15^2} \right) + \frac{1,55 \cdot 10^{-5}}{4,15^2} + \frac{1,573 \cdot 10^{-5}}{4,15^2} = 0,015 [kg \cdot m^2]$$

Dynamický moment:

$$M_d = J_R \cdot \varepsilon = 0,015 \cdot 38,67 = 0,571 [N \cdot m] \quad (32)$$

Celkový krouticí moment pro pohon dopravníku:

$$M_c = M_z + M_d = 25,21 + 0,571 = 25,781 [N \cdot m] \quad (33)$$

Celkový potřebný výkon motoru:

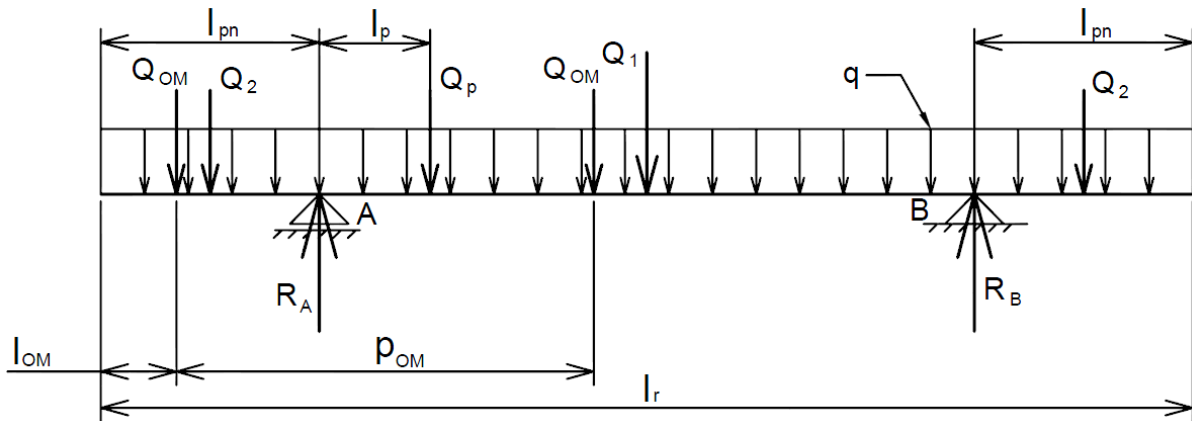
$$P_M' = \frac{M_c \cdot \omega}{\eta_c} = \frac{25,781 \cdot 19,335}{0,951} = 524,047 [W] \quad (34)$$

$$P_M' < P \quad (35)$$

$$524,047 < 550 [kW] \rightarrow \text{navržený pohon vyhovuje}$$

6.13 Vyšetření statických účinků nosného rámu dopravníku.

Nosný rám dopravníku budeme vyšetřovat, z hlediska statického namáhání na ohyb, při jeho maximálním možném zatížení, tj. když se na dopravníku vyskytují OM s maximální hmotností. Budeme vyšetřovat část nosného rámu dopravníku, na kterém je umístěn pohon.



Obr. 6.13 – Rozložení sil na nosný rám dopravníku

Délka nosného rámu:	$l_r = 2,5 [m]$
Vzdálenost podpěrné nohy:	$l_{pn} = 0,5 [m]$
Vzdálenost těžiště pohonu od podpory A:	$l_p = 0,255 [m]$
Vzdálenost těžiště OM od konce dopravníku:	$l_{OM} = 0,2 [m]$
Rozteč OM:	$p_{OM} = 1 [m]$

Výpočet spojitého zatížení q :

Spojité zatížení je způsobené tíhou válečků, hřídelí, ložisek, ložiskových pouzder a řetězových kol působící na metr nosného rámu. Vypočteme jej podle vztahu:

$$q = \frac{25 \cdot m_{PE} \cdot g}{l_r} = \frac{25 \cdot 1,9 \cdot 9,81}{2,5} = 186,39 [N/m] \quad (36)$$

Hmotnost poháněcího elementu:

$$m_{PE} = m_V + m_H + m_{\check{R}K} + 2 \cdot m_L + 2 \cdot m_{LP} \quad (37)$$

$$m_{PE} = 1,2 + 0,38 + 0,1 + 2 \cdot 0,022 + 2 \cdot 0,088 = 1,9 [kg]$$

Hmotnost válečku: $m_V = 1,2 [kg]$

Hmotnost hřídele: $m_H = 0,38 [kg]$

Hmotnost řetězového kola: $m_{\check{R}K} = 0,1 [kg]$

Hmotnost ložiska: $m_L = 0,022 [kg]$

Hmotnost ložiskového pouzdra: $m_{LP} = 0,088 [kg]$

6.13.1 Výpočet reakcí na podpěrných nohách nosného rámu

Síly Q_1 a Q_2 jsou síly vyvolané spojitým zatížením na dané délce nosného rámu

Výpočet tíhy Q_1 :

$$Q_1 = q \cdot (l_r - 2 \cdot l_{pn}) = 186,39 \cdot (2,5 - 2 \cdot 0,5) = 279,585 \text{ N} \quad (38)$$

Výpočet tíhy Q_2 :

$$Q_2 = q \cdot l_{pn} = 186,39 \cdot 0,5 = 93,195 \text{ [N]} \quad (39)$$

Výpočet tíhy pohonu Q_P :

$$Q_P = m_P \cdot g = 9 \cdot 9,81 = 88,29 \text{ [N]} \quad (40)$$

Hmotnost pohonu: $m_P = 9 \text{ [kg]}$

Tíha OM: $Q_{OM} = 294,3 \text{ [N]}$

Sestavení rovnovážných rovnic:

$$\sum F = 0 = Q_1 + 2 \cdot Q_2 + Q_P + 2 \cdot Q_{OM} - R_A - R_B \quad (41)$$

$$\sum M_A = 0 = Q_{OM} \cdot (l_{pn} - l_{OM}) + Q_2 \cdot \frac{l_{pn}}{2} - Q_P \cdot l_p - Q_1 \cdot \left(\frac{l_r}{2} - l_{pn}\right) - Q_{OM} \cdot (l_{OM} + p_{OM} - l_{pn}) + R_B \cdot (l_r - 2 \cdot l_{pn}) - Q_2 \cdot \left(l_r - \frac{3}{2} \cdot l_{pn}\right) \quad (42)$$

Z rovnice (42) vypočteme reakci R_B :

$$R_B = \left[-Q_{OM} \cdot (l_{pn} - l_{OM}) - Q_2 \cdot \frac{l_{pn}}{2} + Q_P \cdot l_p + Q_1 \cdot \left(\frac{l_r}{2} - l_{pn}\right) + Q_{OM} \cdot (l_{OM} + p_{OM} - l_{pn}) + Q_2 \cdot \left(l_r - \frac{3}{2} \cdot l_{pn}\right) \right] / (l_r - 2 \cdot l_{pn})$$

$$R_B = \left[-294,3 \cdot (0,5 - 0,2) - 93,195 \cdot \frac{0,5}{2} + 88,29 \cdot 0,255 + 279,585 \cdot \left(\frac{2,5}{2} - 0,5\right) + 294,3 \cdot (0,2 + 1 - 0,5) + 93,195 \cdot \left(2,5 - \frac{3}{2} \cdot 0,5\right) \right] / (2,5 - 2 \cdot 0,5)$$

$$R_B = 326,477 \text{ [N]}$$

Nyní z rovnice (41) vypočteme reakci R_A :

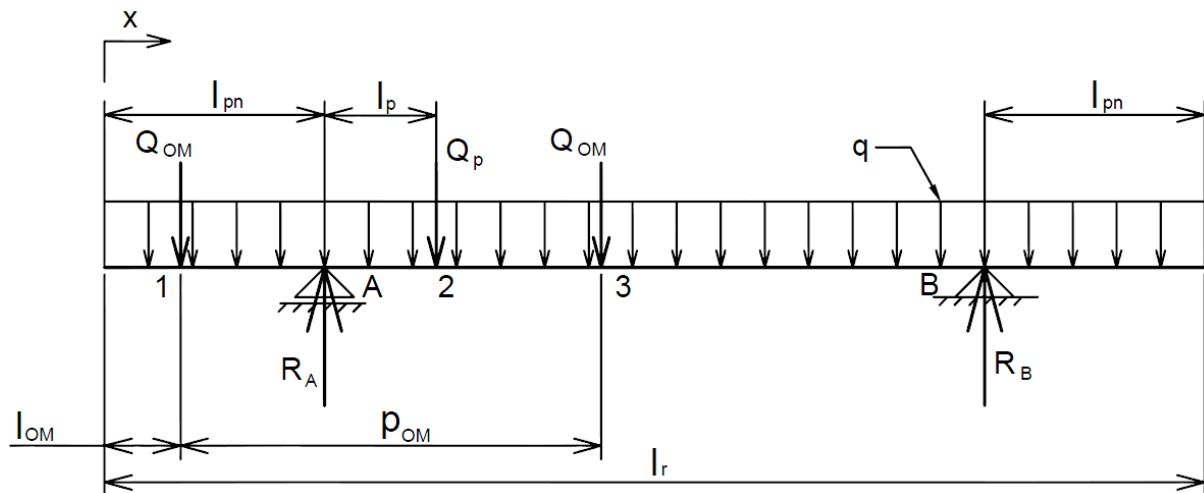
$$R_A = Q_1 + 2 \cdot Q_2 + Q_P + 2 \cdot Q_{OM} - R_B$$

$$R_A = 279,585 + 2 \cdot 93,195 + 88,29 + 2 \cdot 294,3 - 326,477$$

$$R_A = 816,388 \text{ [N]}$$

Tyto vypočtené hodnoty reakcí připadají na 2 profily L tvořící nosný rám počítané části dopravníku.

6.13.2 Výpočet maximálního ohybového momentu



Obr. 6.14 - Silový rozbor k výpočtu maximálního ohybového momentu

Výpočet průběhu tečných sil:

Pro hodnoty T s indexem v závorkách platí, že vzdálenost x je o nepatrný rozdíl kratší, než čemu se rovná.

$$T_{(1)}(x = l_{OM}) = q \cdot l_{OM} = 186,39 \cdot 0,2 = 37,278 \text{ [N]} \quad (43)$$

$$T_1(x = l_{OM}) = q \cdot l_{OM} + Q_{OM} = 186,39 \cdot 0,2 + 294,3 = 331,578 \text{ [N]} \quad (44)$$

$$T_{(A)}(x = l_{pn}) = q \cdot x + Q_{OM} = 186,39 \cdot 0,5 + 294,3 = 387,495 \text{ [N]} \quad (45)$$

$$T_A(x = l_{pn}) = q \cdot x + Q_{OM} - R_A = 186,39 \cdot 0,5 + 294,3 - 816,388 = -428,893 \text{ [N]} \quad (46)$$

$$T_{(2)}(x = l_{pn} + l_p) = q \cdot x + Q_{OM} - R_A = 186,39 \cdot (0,5 + 0,255) + 294,3 - 816,388 = -381,364 \text{ [N]} \quad (47)$$

$$T_2(x = l_{pn} + l_p) = q \cdot x + Q_{OM} - R_A + Q_p = 186,39 \cdot (0,5 + 0,255) + 294,3 - 816,388 + 88,29 = -293,074 \text{ [N]} \quad (48)$$

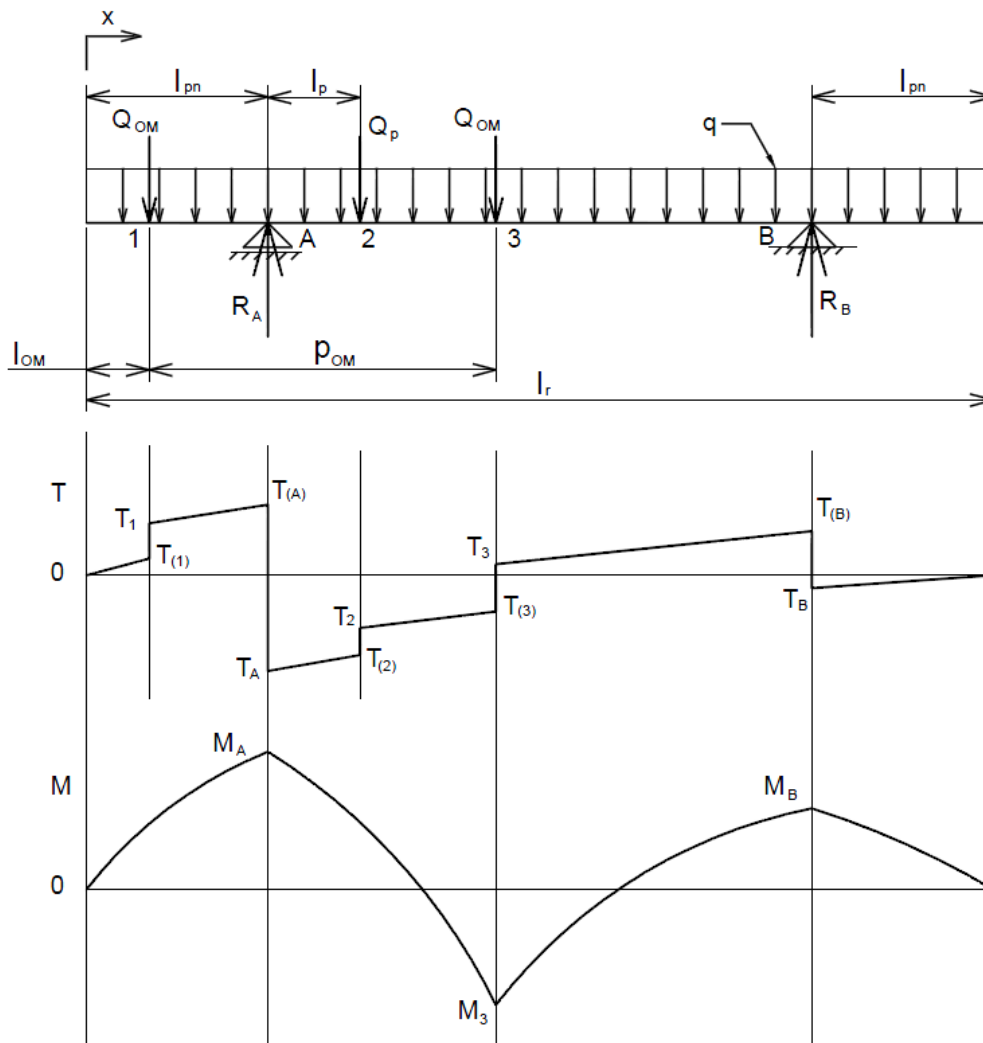
$$T_{(3)}(x = l_{OM} + p_{OM}) = q \cdot x + Q_{OM} - R_A + Q_p = 186,39 \cdot (0,2 + 1) + 294,3 - 816,388 + 88,29 = -210,13 \text{ [N]} \quad (49)$$

$$T_3(x = l_{OM} + p_{OM}) = q \cdot x + Q_{OM} - R_A + Q_p + Q_{OM} = 186,39 \cdot (0,2 + 1) + 294,3 - 816,388 + 88,29 + 294,3 = 84,17 \text{ [N]} \quad (50)$$

$$T_{(B)}(x = l_r - l_{pn}) = q \cdot x + Q_{OM} - R_A + Q_p + Q_{OM} = 186,39 \cdot (2,5 - 0,5) + 294,3 - 816,388 + 88,29 + 294,3 = 233,282 \text{ [N]} \quad (51)$$

$$T_B(x = l_r - l_{pn}) = q \cdot x + Q_{OM} - R_A + Q_p + Q_{OM} - R_B = 186,39 \cdot (2,5 - 0,5) + 294,3 - 816,388 + 88,29 + 294,3 - 326,477 = -93,185 \text{ [N]} \quad (52)$$

Přibližný průběh silových a momentových účinků je graficky znázorněn na následujícím obrázku.



Obr. 6.15 - Grafické znázornění průběhu vnitřních statických účinků nosného rámu

Největší ohybové momenty, působící na nosný rám, jsou v místech: reakce R_A (bod A), tíhové síly OM Q_{OM} na délce $l_{OM} + p_{OM}$ (bod 3) a reakce R_B (bod B). Nyní velikost těchto momentů vypočteme, abychom získali maximální ohybový moment působící na nosný rám.

Ohybový moment v bodě A:

$$M_A = Q_{OM} \cdot (l_{pn} - l_{OM}) + q \cdot \frac{l_{pn}^2}{2} = 294,3 \cdot (0,5 - 0,2) + 186,39 \cdot \frac{0,5^2}{2} = 111,589 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (53)$$

Ohybový moment v bodě 3:

$$M_3 = q \cdot \frac{(l_r - l_{OM} - p_{OM})^2}{2} - R_B \cdot (l_r - l_{OM} - p_{OM} - l_{pn}) = 186,39 \cdot \frac{(2,5 - 0,2 - 1)^2}{2} - 326,477 \cdot (2,5 - 0,2 - 1 - 0,5) = -103,682 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (54)$$

Ohybový moment v bodě B:

$$M_B = q \cdot l_{pn} = 186,39 \cdot 0,5 = 93,195 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (55)$$

Tyto hodnoty ohybových připadají na nosný rám počítané části dopravníku, to znamená, že se rovnoměrně rozloží mezi 2 ocelové profily L tvořící daný nosný rám.

Maximální ohybový moment na nosném rámu tedy je v místě působitě reakce R_A . Abychom zjistili hodnotu maximálního ohybového momentu působící na 1 profil rámu, musíme provést následující výpočet:

$$M_{o\ max} = \frac{M_A}{2} = \frac{111,589}{2} = 55,794 \text{ [N.m]} \quad (56)$$

6.13.3 Kontrola nosného rámu na ohyb

Nosný rám je zhotoven z ocele třídy 11 373.0, pro kterou platí:

$$\text{Dovolené namáhání v ohybu:} \quad \sigma_{oD} = 130 \div 150 \text{ [MPa]} \quad (11)$$

Výpočet kvadratického momentu I_x nosného rámu profilu L:

$$I_x = \frac{1}{3} \cdot (B \cdot e_1^3 - b \cdot h^3 + a \cdot e_2^3) \quad (57)$$

$$I_x = \frac{1}{3} \cdot (40 \cdot 17,727^3 - 34 \cdot 14^3 + 6 \cdot 36,273^3) = 1,386 \cdot 10^5 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Výpočet vzdáleností konců profilu od osy x (podle Obr. 6.16):

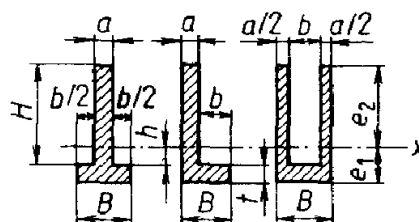
$$e_1 = \frac{a \cdot H^2 + b \cdot t^2}{2 \cdot (a \cdot H + b \cdot t)} = \frac{6 \cdot 60^2 + 34 \cdot 6^2}{2 \cdot (6 \cdot 60 + 34 \cdot 6)} = 20,234 \text{ [mm]} \quad (58)$$

$$e_2 = H - e_1 = 39,766 \text{ [mm]} \quad (59)$$

Parametry profilu L nosného rámu potřebných k výpočtu kvadratického momentu I_x :

$a = t =$	6 [mm]
$H =$	54 [mm]
$h =$	14 [mm]
$B =$	40 [mm]
$b =$	34 [mm]

Tab. 6.6 - Parametry profilu L



Obr. 6.16 - Zobrazení parametrů L profilu nosného rámu [11]

Výpočet průřezového modulu v ohybu W_o :

$$W_{o1} = \frac{I_x}{e_1} = \frac{1,386 \cdot 10^5}{17,727} = 7,82 \cdot 10^3 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (60)$$

$$W_{o2} = \frac{I_x}{e_2} = \frac{1,386 \cdot 10^5}{36,273} = 3,822 \cdot 10^3 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (61)$$

Výpočet namáhání v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \cdot k_s \leq \sigma_{oD} \quad (62)$$

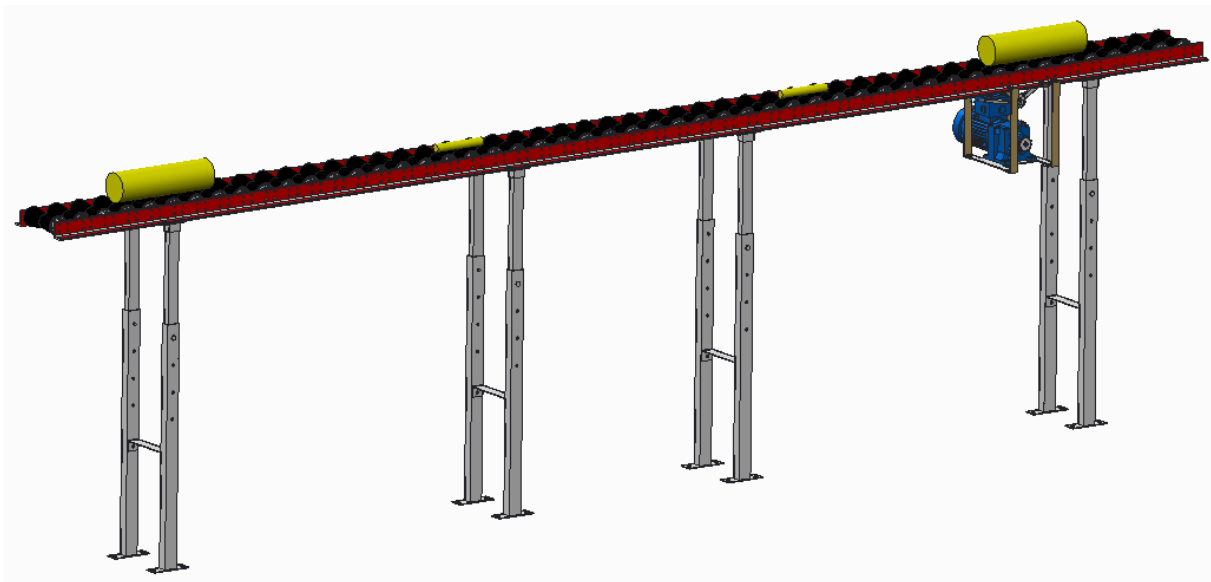
$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o\max} \cdot 10^3}{W_{o1}} \cdot k_s = \frac{55794}{7,82 \cdot 10^3} \cdot 1,2 = 8,56 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o\max} \cdot 10^3}{W_{o2}} \cdot k_s = \frac{55794}{3,822 \cdot 10^3} \cdot 1,2 = 17,51 \text{ [MPa]}$$

Z důvodu nepřesnosti výsledků a dynamického namáhání volím součinitel bezpečnosti $k_s = 1,2$.

$\sigma_{o1}, \sigma_{o2} \leq \sigma_{oD}$ – podmínka splněna, nosný rám vyhovuje.

Konečná podoba vybrané varianty řešení dopravníku:



Obr. 6.17 - Konečné řešení válečkového dopravníku

7 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout nejvhodnější konstrukční řešení mezioperačního dopravníku pro dopravu válcových předmětů. Na základě požadavkového listu byly navrženy dvě varianty řešení, ze kterých pomocí hodnotové analýzy byla vybrána optimálnější varianta. Optimálnější varianta byla následně podrobně rozpracována a jednotlivé komponenty popsány.

Pro návrh pohonu byl proveden předběžný výpočet potřebného výkonu a na základě toho navržen asynchronní trojfázový motor o výkonu 0,55 kW s čelní převodovkou o převodovém poměru 7,42. Při předběžném výpočtu výkonu se vycházelo z parametrů dopravníku uvedených v požadavkovém listu. Pro tento navržený pohon byl také proveden kontrolní výpočet na rozběh.

K přenosu krouticího momentu byl navržen válečkový řetěz typu 08B a řetězové kolo pro tento typ řetězu s počtem zubů $z = 13$.

Nosný rám dopravníku byl početně zkontrolován na ohyb při jeho maximálním přípustným zatížení.

Součástí práce je kompletní 3D model válečkového dopravníku vytvořený v programu Creo II Parametric Academic Edition a výkresová dokumentace v programu AutoCad 2012 umístěné v příloze.

8 Seznam použitých informačních zdrojů:

- [01] *TMT spol. s r.o.* [online]. [cit. 2012-08-04]. Dostupné z WWW:
<<http://www.tmt.cz/website/intro/>>
- [02] *Ložiska DRAŠAR s.r.o. – Dopravníky a jejich komponenty, ostatní transportní technika* [online]. [cit. 2012-08-04]. Dostupné z WWW:
<<http://www.drasar.cz/www/script/main.php?ac=ps&typ=1>>
- [03] *ITEM – Hliníkové profily* [Online]. [cit. 2013-4-30]. Dostupné z WWW:
<<http://www.item24.de/produkte/produktkatalog/products/profile.html>>
- [04] *HABERKORN ULMER - Dopravníkové systémy* [online]. [cit. 2012-08-05]. Dostupné z WWW:
<<http://www.haberkorn.cz/dopravnikove-systemy/>>
- [05] *GEPPERT BAND – Dopravníkové systémy* [online]. [cit. 2012-08-05]. Dostupné z WWW:
<<http://www.geppert-band.de/index.php/cs/>>
- [06] *VERVA-TECH s.r.o.* [online]. [cit. 2012-08-04]. Dostupné z WWW: <<http://www.verva-tech.cz/>>
- [07] *CEMENT SERVIS – šnekové dopravníky žlabové* [online]. [cit. 2012-08-04]. Dostupné z WWW:
<http://cementservis.cz/produkty.php?podprodukt=snekove_dopravniky_zlabove>
- [08] *KERRY, Clines. ASGCO's Tru-trainer v-belt conveyor belt tracker, AGGREGATES MANAGER* [online]. 2012, January [cit. 2012-10-15]. Dostupné z WWW:
<<http://www.aggman.com/asgcos-tru-trainer-v-belt-conveyor-belt-tracker/>>
- [09] *Sisco-eagle – Pipe handling conveyors* [online]. [cit. 2012-10-15]. Dostupné z WWW:
<<http://www.sisco-eagle.com/catalog/c-3278-pipe-handling-conveyor.aspx>>
- [10] *KHB CZ – Válečková dráha pro hřídele* [online]. [cit. 2013-4-14]. Dostupné z WWW:
<<http://www.kbhcz.cz/valeckova-draha.html>>
- [11] *Leinveber J., Vávra P.: Strojnické tabulky* (druhé doplněné vydání). Albra, Úvaly, 2005, ISBN 80–7361–011–6.
- [12] *Wikipedie Otevřená encyklopedie – Tření* [online]. [cit. 2013-5-10]. Dostupné z WWW:
<<http://cs.wikipedia.org/wiki/T%C5%99en%C3%AD>>
- [13] *Kaláb K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů.* Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008 ISBN 978–80–248–1860-3.
- [14] *Siemens – Helical Geared Motors* [online]. [cit. 2013-5-10]. Dostupné z WWW:
<http://www.automation.siemens.com/mcms/mechanical-drives/en/geared_motors_motox/motox_geared_motors/Pages/HelicalGearedMotors.aspx>
- [15] *DEXIM – Napínací šrouby* [online]. [cit. 2013-5-11]. Dostupné z WWW:
<<http://www.dexim.cz/produkty-i-napinaci-srouby-67>>

- [16] SKF – *Deep groove ball bearings, single row* [online]. [cit. 2013-5-11]. Dostupné z WWW:<
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>>
- [17] KALÁB, Květosla, *Návrh a výpočet řetězového převodu*. Ostrava, 2008. 16, 0. Vysokoškolská příručka. VŠB-TU Ostrava.
- [18] RUBENA – *Pryžové folie* [online]. [cit. 2013-5-13]. Dostupné z WWW:
<<http://www.rubena.cz/DetailPage.asp?DPG=29702>>
- [19] TYMA – *Řetězová kola pro válečkové řetězy podle DIN 8187* [online]. [cit. 2013-5-12]. Dostupné z WWW: <<http://www.tyma.cz/produkty/retezy/retezova-kola/>>

9 Seznam použitých zkratek a značení:

<i>Symbol</i>	<i>Význam</i>	<i>Jednotky</i>
OM	Objekt manipulace	[-]
Al	Hliník	[-]
PVC	Polyvinylchlorid	[-]
PUR	Polyuretan	[-]
NBR	Nitril-butadien-kaučuk	[-]
ŘK	Řetězové kolo	[-]
a, t	Tloušťka L profilu nosného rámu	[mm]
b	Vzdálenost od konce kratšího ramene k povrchu delšího ramene profilu L	[mm]
b_1	Vnitřní šířka řetězu	[mm]
b_4	Vnější šířka řetězu	[mm]
$b_{nš}$	Délka napínacího šroubu	[mm]
$b_{ŘK}$	Šířka řetězového kola	[mm]
B	Šířka profilu nosného rámu	[mm]
B_L	Šířka ložiska	[mm]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	Základní statická únosnost ložiska	[kN]
d	Malý průměr ocelového pláště válečku	[mm]
d_1	Malý průměr válečku s pryžovým obložním	[mm]
d_L	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
$d_{ŘK}$	Průměr roztečné kružnice řetězového kola	[mm]
$d_{nš}$	Délka matice napínacího šroubu	[mm]
$d_{a \text{ ŘK}}$	Průměr hlavové kružnice řetězového kola	[mm]
D_t	Tečný průměr válečku	[mm]
D_L	Vnější průměr ložiska	[mm]
D_{OM}	Průměr maximálního OM	[mm]

e	Tloušťka pryže na válečku měřená pod úhlem α	[mm]
e_1	Vzdálenost od dolního konce L profilu k ose profilu	[mm]
e_2	Vzdálenost od horního konce L profilu k ose profilu	[mm]
f	Frekvence motoru	[Hz]
$f_{nš}$	Polovina délky závitu napínacího šroubu	[mm]
F	Obecná síla	[N]
F_g	Tíhová síla působící od OM na 1 dopravníkový váleček	[N]
F_y	Část tíhové síly F_g , působící ve svislém směru	[N]
F_N	Síla normálová	[N]
F_T	Síla třecí	[N]
F_{Pt}	Síla přetržení řetězu	[kN]
g	Tíhové zrychlení	[m/s^2]
$g_{nš}$	Vnitřní průměr háku napínacího šroubu	[mm]
$h_{nš}$	Tloušťka háku napínacího šroubu	[mm]
hn	Výška umístění napínacího ŘK	[mm]
hm	Výška umístění ŘK motoru	[mm]
h	Vzdálenost osy L profilu od povrchu kratšího ramene	[mm]
H	Vzdálenost od konce delšího ramene k povrchu kratšího ramene profilu L	[mm]
H_r	Výška profilu nosného rámu	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
I	Jmenovitý proud motoru	[A]
I_x	kvadratický moment profilu nosného rámu	[mm^4]
J_M	Moment setrvačnosti motoru	[$Kg \cdot m^2$]
J_P	Moment setrvačnosti převodovky	[$Kg \cdot m^2$]
J_H	Moment setrvačnosti hřídele	[$Kg \cdot m^2$]
J_V	Moment setrvačnosti válečku	[$Kg \cdot m^2$]
$J_{ŘK1}$	Moment setrvačnosti řetězového kola na hřídeli válečku	[$Kg \cdot m^2$]

$J_{\check{R}K2}$	Moment setrvačnosti napínacího řetězového kola	[Kg·m ²]
$J_{\check{R}K3}$	Moment setrvačnosti řetězového kola na hřídeli pohonu	[Kg·m ²]
J_R	Redukovaný moment setrvačnosti	[Kg·m ²]
k_s	Součinitel bezpečnosti	[-]
ln	Vzdálenost umístění napínacího ŘK	[mm]
lm	Vzdálenost umístění ŘK motoru	[mm]
$l_{\check{R}}'$	Přibližná délka řetězu	[mm]
$l_{\check{R}}$	Skutečná délka řetězu	[mm]
l_r	Délka nosného rámu	[m]
l_{pn}	Vzdálenost podpěrné nohy	[m]
l_p	Vzdálenost těžiště pohonu od podpěrné nohy	[m]
l_{OM}	Vzdálenost těžiště OM od konce dopravníku	[m]
Ld	Délka dopravníku	[mm]
$L1$	Délka řetězu od prvního ŘK dopravníku k ŘK motoru	[mm]
$L2$	Délka řetězu od napínacího ŘK k ŘK motoru	[mm]
$L3$	Délka řetězu od napínacího ŘK k poslednímu ŘK dopravníku	[mm]
L_{OM}	Délka maximálního OM	[mm]
m_{PE}	Hmotnost poháněcího elementu	[Kg]
m_V	Hmotnost válečku	[Kg]
m_H	Hmotnost hřídele	[Kg]
$m_{\check{R}K}$	Hmotnost řetězového kola	[Kg]
m_L	Hmotnost ložiska	[Kg]
m_{LP}	Hmotnost ložiskového pouzdra	[Kg]
$m_{nš}$	Hmotnost napínacího háku	[Kg]
m_{OM}	Hmotnost maximálního OM	[Kg]
m_M	Hmotnost motoru	[Kg]
$m_{P\check{R}}$	Hmotnost převodovky	[Kg]

$m_{\check{R}}$	Hmotnost řetězu	[Kg]
m_P	Hmotnost pohonu	[Kg]
M	Obecný moment	[N·m]
M_A	Ohybový moment působící na nosný rám v bodě A	[N·m]
M_3	Ohybový moment působící na nosný rám v bodě 3	[N·m]
M_B	Ohybový moment působící na nosný rám v bodě B	[N·m]
$M_{o\ max}$	Maximální ohybový moment působící na jeden profil nosného rámu	[N·m]
M_k	Polovina potřebného krouticího momentu na válečku	[N·m]
M_v	Celkový krouticí moment válečku	[N·m]
M_z	Moment celkové zátěže od všech OM na dopravníku	[N·m]
M_P	Výstupní moment hřídele převodovky	[N·m]
M_d	Dynamický moment	[N·m]
M_c	Celkový moment pro pohon dopravníku	[N·m]
n	Otáčky válečku	[ot/min]
n_M	Jmenovité otáčky motoru	[ot/min]
n_P	Výstupní otáčky hřídele převodovky	[ot/min]
$n_{\check{c}}$	počet článků řetězu	[-]
p_{OM}	Rozteč OM na dopravníkové dráze	[m]
P	Výkon pohonu	[kW]
P_p	Předběžný výkon k pohonu dopravníku	[W]
P_D	Diagramový výkon pro návrh řetězu	[kW]
$P_{\check{R}}$	Rozteč článků řetězu	[mm]
$P_{\check{R}K}$	Rozteč zubů řetězového kola	[mm]
P_M'	Celkový potřebný výkon motoru	[W]
q	Spojité zatížení	[N/m]
Q_1	Síla vyvolaná spojitým zatížením na délce l_{pn}	[N]
Q_2	Síla vyvolaná spojitým zatížením na vzdálenosti podpěrných noh	[N]

Q_P	Síla vyvolaná tíhou pohonu	[N]
Q_{OM}	Celková tíha maximálního OM	[N]
$r_{s\ min}$	Poloměr zaoblení hran ložiska	[mm]
R	Poloměr maximálního OM	[mm]
R_A	Reakční síla v bodě A	[N]
R_B	Reakční síla v bodě B	[N]
t	Tloušťka profilu nosného rámu	[mm]
t_r	Čas rozběhu motoru	[s]
t_p	Tloušťka pryže	[mm]
T	Velikost tečných sil na vzdálenosti x	[N]
U	Jmenovité napětí motoru	[V]
v	Rychlost posuvu OM na dopravníku	[m/s]
V_{OM}	Objem maximálního OM	[m ³]
w	Délka poloviny rozdílu mezi D_t a d_1	[mm]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
W_{o1}	Průřezový modul v ohybu profilu L na délce e_1	[mm ³]
W_{o2}	Průřezový modul v ohybu profilu L na délce e_2	[mm ³]
x	Směr a délka při určování průběhu statických účinků	[mm]
z	Vzdálenost mezi d_1 a D_t měřená pod úhlem α	[mm]
$z_{\check{R}K}$	Počet zubů řetězového kola	[-]
α	Úhel sklonu pláště válečku	[°]
ε	Úhlové zrychlení	[m/s ²]
η_c	Celková účinnost	[-]
η_L	Účinnost ložiska	[-]
μ	Součinitel smykového tření	[-]
ξ	Rameno válivého odporu	[mm]
ρ_{ocel}	Měrná hmotnost oceli	[kg/m ³]

σ_{oD}	Dovolené namáhání v ohybu	[MPa]
σ_o	Namáhání v ohybu	[MPa]
σ_{o1}	Namáhání v ohybu profilu L pro W_{o1}	[MPa]
σ_{o2}	Namáhání v ohybu profilu L pro W_{o2}	[MPa]
φ	Činitel provedení řetězu	[-]
χ	Činitel mazání	[-]
ψ	Činitel výkonu	[-]
ω	Úhlová rychlost válečku	[s ⁻¹]

10 Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

Sestavný výkres dopravníku: DOPRA-S01

Sestavný výkres dopravníkového válečku: DOPRA-S02

Dokumenty v elektronické podobě:

DVD s obsahem:

3D model válečkového dopravníku – VALECKOVY_DOPRAVNIK.ASM

Výkresová dokumentace v program AutoCad 2012.