



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK PRO POSUN PALET

CHAIN CONVEYOR FOR MOVING PALLETS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Doležel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Tomáš Doležel**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Řetězový dopravník pro posun palet

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh řetězového dopravníku pro posun palet v materiálovém toku výroby. Řetězový dopravník je součástí linky. Dopravník je řešen jako modulární sekce, kterou je možno skládat za sebe nebo vkládat do linky mezi jiné dopravníky.

Technické parametry požadovaného dopravníku:

Nosnost palety 600 kg.

Dopravní výkon dopravníku 360 palet/hodina.

Délka řetězového dopravníku 3500 mm.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných řetězových dopravníků.

Rozbor dopravovaných manipulačních jednotek, legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky.

Koncepční návrh řetězového dopravníku.

Funkční rozměrové a silové výpočty.

Upřesnění konstrukce dopravníku návrhem komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy řetězového dopravníku.

Podsestava rámu dopravníku.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá konstrukčním řešením řetězového dopravníku. Je rozdělena do čtyř částí. Z nichž první se zabývá rešerší obdobných dopravníků a manipulačních jednotek. Druhá návrhem komponent dopravníku. Třetí výpočtem funkčních rozměrů a sil. A čtvrtá pevnostními výpočty vybraných konstrukčních uzlů řetězového dopravníku. Výstupem bakalářské práce jsou výkresy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Řetězový dopravník, řetěz, dopravník, rám dopravníku, pohon dopravníku

ABSTRACT

This work deals with the design of a chain conveyor. It is divided into four parts. The first of which deals with the search for similar conveyors and handling units. The second design of the conveyor component. The third calculation of functional dimensions and forces. And the fourth is the strength calculations of selected structural units of the chain conveyor. The output of the bachelor thesis are drawings.

KEYWORDS

Chain conveyor, chain, conveyor, conveyor frame, conveyor drive

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOLEŽEL, T. *Řetězový dopravník pro posun palet*. Brno, 2022. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Jaroslav Kašpárek. Dostupné také z <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/136933>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Tomáš Doležel

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu Ing. Jaroslavovu Kašpárkovi, Ph.D. za jeho ochotu a čas při spolupráci. Zároveň děkuji i své rodině za podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Řetězové dopravníky	10
1.1 Řetězový dopravník pro dopravu palet	10
1.2 Redlery	10
1.3 Článekové dopravníky	11
2 Manipulační jednotky	12
2.1 Manipulační jednotky prvního řádu	12
2.2 Manipulační jednotky druhého řádu	12
2.2.1 Prosté palety	12
2.2.2 Sloupkové palety	13
2.2.3 Ohradové palety	13
2.2.4 Skříňové palety	14
3 Manipulační jednotka – paleta	15
3.1 Stohování palet	16
3.1.1 Stohovací výška	16
3.1.2 Stohovací nosnost	16
3.1.3 Stohovací náklon	16
4 Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky	17
5 Koncepční návrh řetězového dopravníku	18
5.1 Řetězový dopravník s podpurnými koly	18
5.2 Řetězový dopravník s třecí lištou	19
6 Návrh komponent řetězového dopravníku	20
6.1 Řetěz	20
6.2 Unašeče pro řetěz	21
6.3 Vedení řetězu	21
6.4 Hnací řetězová kola	22
6.5 Hnaná a vodící řetězová kola	23
6.6 Napínací systém řetězu	23
6.7 Nosná konstrukce dopravníku	24
6.8 Pohon dopravníku	25
6.9 Přenos točivého momentu	25
6.10 Ložiska	26
6.11 Bezpečnostní zábrana	26
7 Konstrukce řetězového dopravníku	27
7.1 Volba tažného řetězu	27
7.2 Výpočet rozměrů řetězových kol	28
7.3 Výpočet tažné síly	30
7.3.1 Výpočet hmotnosti řetězu	31
7.3.2 Volba součinitelů	32
7.4 Návrh pohonu	35

8	Kontrola a volba součástí.....	38
8.1	Kontrola tažného řetězu	38
8.2	Návrh těsného pera hnacího hřídele.....	42
8.3	Volba ložiskového domku	43
8.4	Kontrola hřídele na krut a ohyb	43
8.5	Návrh napínacích šroubů	45
8.6	Kontrola stojny dopravníku	46
8.7	Kontrola podélných nosníků dopravníku.....	48
8.8	Výsledný model návrhu	51
	Závěr	52
	Použité informační zdroje.....	53
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	56
	Seznam příloh	60

ÚVOD

V dnešní době je čím dál častěji vyžadována automatizace, a to především v dopravě materiálu. Ty jsou nejčastěji dopravovány na paletách, a to ať už jde o polotovary, či konečné produkty. Palety jsou pro výhodnou manipulaci a logistiku vyráběny v normalizovaných rozměrech a specifických vlastnostech. Naložené palety jsou ve větší části dopravovány za pomoci nákladních vozidel a vlaků. Ty jsou nakládány a vykládány za pomoci jeřábů a vysokozdvížných vozíků ze skladištních hal, ve kterých jsou palety dopravovány řetězovými dopravníky. Ve velkosériových výroбах, jež se nachází obvykle v prostorných halách, se uplatňují rozličné dopravní tratě. Tyto tratě urychlují tok materiálu a zlepšují celkovou plynulost dopravy materiálu. Za jejich pomoci je možné maximalizovat produktivitu, jelikož při dopravě vzniká největší podíl úzkých míst.

Tato práce se zabývá návrhem konstrukce řetězového dopravníku, který je nejčastěji používán pro dopravu palet. Dopravník bude mít rozměry potřebné pro dopravu europalet. Dopravník bude sloužit jako modulární sekce, kterou bude možné vkládat mezi jiné linky, nebo je skládat za sebe a tvořit tím tak delší dopravník.

1 ŘETĚZOVÉ DOPRAVNÍKY

Řetězové dopravníky jsou kontinuálně pracující zařízení určené pro přepravu sypkých a kusových materiálů. Tažným elementem je soustava dvou či více paralelně obíhajících řetězů kolem hnacího a hnaného řetězového kola. Hnací kolo se otáčí pomocí točivého momentu pohonné stanice přes hřídel. Dělení řetězových dopravníků spočívá v různých druzích unašecích členů dle potřeby použití.

1.1 ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU PALET

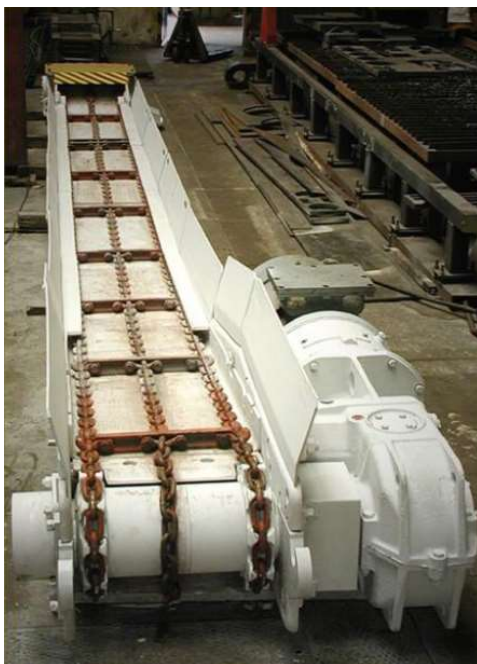
Doprava palety je zajištěna pomocí řetězů, na kterých je paleta uložena po celou dobu manipulace (obr. 1). Řetěz je sám nosným členem nebo může být upraven pro uchycení různých druhů nosných elementů. Řetěz je nejčastěji vyroben z oceli, ale může být i plastový pro dopravu lehčích nákladů. Výhodou je poměrně levná výroba a snadná údržba. Nevýhodou je hlučnost způsobená řetězovým převodem. [1]



Obr. 1 Řetězový dopravník [1]

1.2 REDLERY

Redlery jsou určeny k vodorovné až svislé dopravě sypkých nelepivých materiálů. Používá se převážně v potravinářství, zemědělství a chemickém průmyslu. Materiál je dopravován pomocí řetězu s unašecí ve žlabu (obr. 2), díky možnosti krytí celého žlabu lze snížit prašnost v jeho okolí. Výhodou je také konstrukční flexibilita, kdy je možné upravit přísun a odběr dopravovaného materiálu v libovolném místě redleru. Nevýhodou je poměrně velké opotřebení unašeče a dna redleru z důvodu tření. [2]



Obr. 2 Redler [2]

1.3 ČLÁNKOVÉ DOPRAVNÍKY

Tažný a nosný element je v podobě nekonečného pásu tvořeného pomocí lisovaných článků obdélníkového nebo lichoběžníkového tvaru, jak lze vidět na obrázku 3. Článekový pás je připevněn ke článkům řetězu a je unášen pomocí jednoho nebo dvou řetězů přes hnací a hnaná řetězová kola. Článekový pás je v nosné větvi podepřen válečky nebo rovinnou plochou a veden za pomoci kluzných profilů. Dle druhu a potřeby použití se volí články pásu z plastů či oceli. Dopravník se používá nejčastěji pro přepravu výkovků a dalších polotovarů při vysoké teplotě v ocelárnách, ale také se používá v potravinářském průmyslu. [3]



Obr. 3 Článekový dopravník [4]

2 MANIPULAČNÍ JEDNOTKY

Manipulační jednotka je určena pro materiál balený i nebalený, který je ložený na přepravním prostředku nebo i bez něj, jež tvoří jednotku schopnou pro snadnou manipulaci a přepravu. Některé manipulační jednotky plní funkci ochrany materiálu a dočasněho obalu. S manipulační jednotkou se manipuluje jako s jediným kusem. Pro potřeby mechanizované a automatizované manipulace je vhodné a účelné vytvářet z menších manipulačních jednotek jednotky větší. A to takovým způsobem, že větší manipulační jednotka je násobkem jednotky menší. Rozlišujeme manipulační jednotky prvního, druhého a třetího řádu. [5]

2.1 MANIPULAČNÍ JEDNOTKY PRVNÍHO ŘÁDU

Jsou základní manipulační jednotky, přizpůsobené pro ruční manipulaci. Pohybuje se z místa svého vzniku až ke spotřebiteli, aniž by byla dělena. Představuje minimální objednáci, odběrné a dodací množství. Z pravidla se hmotnost pohybuje do 15 kg. Mezi základní manipulační jednotky náleží zejména krabice, bedny a přepravky vyráběné z lepenky (obr. 4), plastu (obr. 5) a plechu. [5]



Obr. 4 Lepenková krabice [6]



Obr. 5 Plastová bedna [7]

2.2 MANIPULAČNÍ JEDNOTKY DRUHÉHO ŘÁDU

Slouží k mechanizované nebo automatizované manipulaci, logistickému přemístění nebo ukládání ve skladech. Manipulační jednotka druhého řádu je vytvořena manipulačním prostředkem a materiálem nebo několika manipulačními jednotkami prvního řádu. Nejčastější manipulační prostředky jsou palety. Pro manipulaci se používají manipulační zařízení, a to zpravidla nízkozdvižné nebo vysoko zdvižné vozíky, stohovací jeřáby nebo regálové zakladače. [5]

2.2.1 PROSTÉ PALETY

Jsou nejčastějším manipulačním prostředkem. Vyrábějí se z plastů (obr. 6), lehkých kovů, ale nejčastěji ze dřeva (obr. 7), a to v různých velikostech a konstrukcích. Palety jsou normalizovaných rozměrů a lze je stohovat při dodržení BOZP. Celosvětový rozměr používaný dle ISO normy má rozměry $1200 \times 1200 \text{ mm}$, které jsou optimalizované pro kontejnery ISO řady 1. V Evropě je více využívána europaleta o rozměrech $800 \times 1200 \text{ mm}$ nebo $800 \times 600 \text{ mm}$, která lépe vyhovuje pro přepravu v železničních vozech. [8] [9]



Obr. 6 Prostá plastová paleta [10]



Obr. 7 Prostá dřevěná paleta [11]

2.2.2 SLOUPKOVÉ PALETY

Sloupkové palety jsou palety prosté, ke kterým jsou připevněny sloupky. Tento typ palet je vhodný pro uložení například pytlovaného materiálu, jenž nelze přímo stohovat. Pro stohování jsou palety přizpůsobeny za pomoci sloupků zakončenými specifickými druhy kalíškových patek, které zpevňují celistvost stohu a zjednodušují pokládání palet na sebe (obr. 8). [12]



Obr. 8 Sloupková paleta [13]

2.2.3 OHRADOVÉ PALETY

Tento typ je konstrukčně přizpůsoben pro ukládání zabalených nebo volně uložených materiálů a lze ji stohovat do pěti vrstev. Ke spodní manipulační podložce je připevněna ohrada, která může být rozebíratelná. Ohrada je tvořena pletivem, plechy nebo dřevěnými lištami. Stejně jako u sloupkové palety může být vrch palety zakončen kalíškovými patkami (obr. 9). [12]



Obr. 9 Ohradová paleta [12]

2.2.4 SKŘÍŇOVÉ PALETY

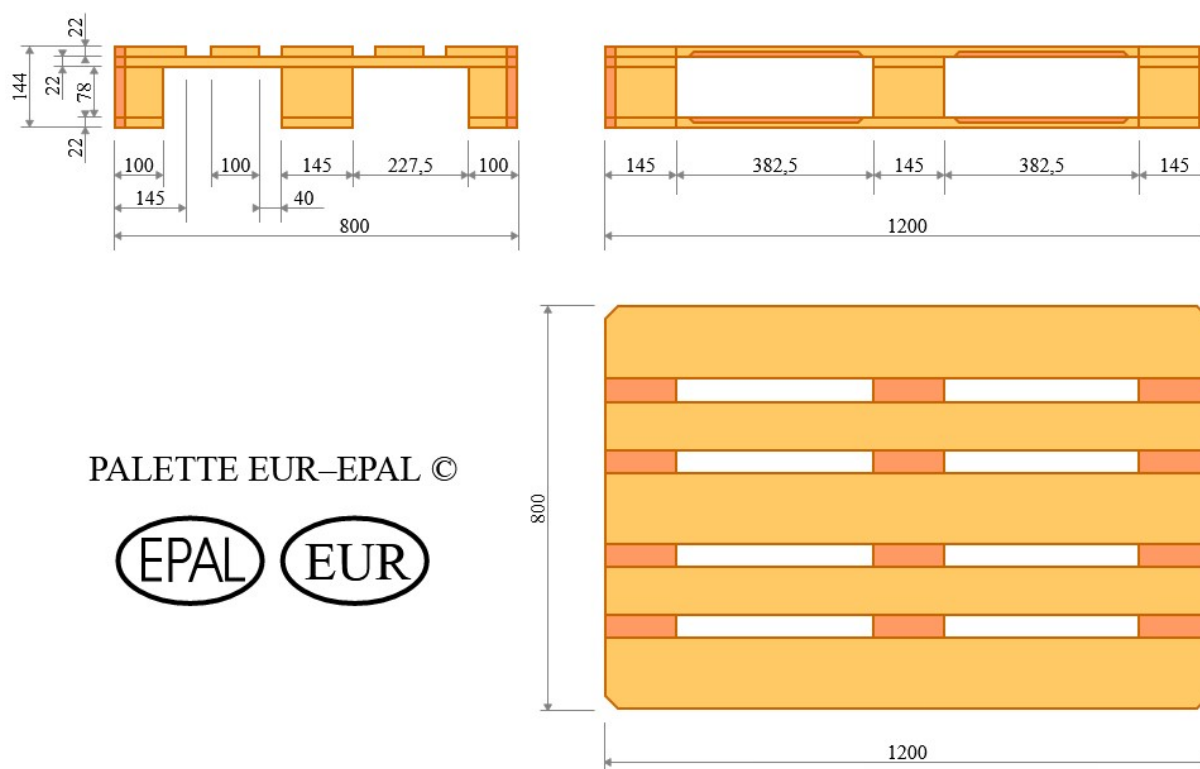
Skříňové palety vychází z technického řešení palet ohradových s rozdílem, že tyto palety mají víko (obr. 10). Díky tomu lze materiál ve skříňové paletě uzamykat a plombovat. Dle použitého materiálu a konstrukce lze materiál v paletě chránit i před vnějším znečištěním. Tyto palety nahradily dřívější transportní bedny z důvodu lepší manipulace. Stěny palety jsou obvykle tvořeny z lehkých kovů nebo dřeva. [12]



Obr. 10 Skříňová paleta [12]

3 MANIPULAČNÍ JEDNOTKA – PALETA

Nejčastěji používaná výměnná transportní paleta v Evropě je europaleta. Která je velmi detailně normovaná (obr. 11). Váhá palety se nachází mezi 20 až 24 *kg* dle vlhkosti dřeva. Dřevěná plocha o velikosti 0,96 *m*² a rozměrech 1200 × 800 × 144 *mm* (délka x šířka x výška). Paleta je spojena 78 speciálními hřeby. Europaleta je takzvaně čtyřstranná paleta, jelikož může být uchopena ze všech čtyř stran automatickým manipulačním zařízením nebo zdvižným vozíkem. Maximální nosnost je při nerovnoměrném zatížení 1000 *kg*, při rovnoměrném zatížení 1500 *kg* a jestliže je zátěž rovnoměrně rozložena a předmět doléhá na celou plochu palety je nosnost 2000 *kg*. Europaleta odpovídá železničním předpisům Mezinárodní železniční unie (UIC) a předpisům European Pallet Association (EPAL). [14]



Obr. 11 Europaleta [15]

3.1 STOHOVÁNÍ PALET

Stoh je jediný svislý sloupec, jenž se skládá z více vrstev stejných předmětů z přepravovaných nebo skladovaných manipulačních jednotek. Stohovat se může například kusový materiál, výrobky nebo palety. Stohuje se podle pravidel dle použitých palet. Předměty ve stozích musí být organizovaně ukládány, aby nedocházelo k vychylování těžiště. Pro stohování nesmí být použité poškozené palety, jelikož by poškození mohlo ovlivnit její nosnost a geometrii, což by vedlo ke nestabilitě a možnému zhroucení celého stohu. [16] [17]

3.1.1 STOHOVACÍ VÝŠKA

Stohovací výška je měřená od podlahy k hornímu okraji stohu. Maximální výška stohu je omezená legislativními a bezpečnostními předpisy, jež se odvíjí od druhu použité normalizované palety a může dosahovat až velikosti 6 metrů při použití prostých europalet. Palety prosté o délce stran 600 x 800 mm, lze stohovat do výšky 2 metrů. A při délce stran 800 x 1200 do výšky 5,5 metrů. [16] [17]

3.1.2 STOHOVACÍ NOSNOST

Stohovací nosnost je největší dovolená hmotnost trvale zatěžující manipulační jednotku v nejspodnější vrstvě stohu. Maximální nosnost palety závisí na její konstrukci, materiálu a způsobu zatížení. Hlavní roly při maximálním zatížení palety hraje rozložení síly na paletě a jestli je paleta v dobrém a nepoškozeném stavu. Normalizované palety mají předepsanou maximální stohovací nosnost. [16] [17]

3.1.3 STOHOVACÍ NÁKLON

Dle normy pro bezpečné stohování je maximální povolený náklon v hodnotě 2 % výšky stohu. Při větším náklonu se musí stoh srovnat nebo rozložit, jelikož by mohlo dojít ke zhroucení. Přerovnání je nutné i když se jeden nakloněný stoh opírá o druhý. Na náklonu se může podílet i síla větru, pokud se jedná o venkovní uskladnění. Dále na náklon má vliv sklon stohovacích ploch. Dle norem pro skladování je maximální sklon skladovacích ploch určených pro stohování 0,9 %. [16] [17]

4 LEGISLATIVNÍ PŘEDPISY A BEZPEČNOSTNÍ POŽADAVKY

Legislativní a bezpečnostní předpisy pro manipulační jednotky se řídí normou ČSN 26 9030 – *Manipulační jednotky – Zásady pro tvorbu, bezpečnou manipulaci a skladování* [18]. Norma popisuje definice, zásady pro tvorbu manipulačních jednotek, bezpečnostní zásady při skladování manipulačních jednotek, všeobecné požadavky, stohování manipulačních jednotek, manipulační zařízení a prostředky a další podobné oblasti zaměření. Zde je výpis předpisů z této normy pro manipulaci, manipulační zařízení a prostředky.

4.5 Manipulace, manipulační zařízení a prostředky [18]

4.5.1 *Zdvihání a spouštění manipulačních jednotek musí být plynulé. Nadzdvihovat a ustavovat manipulační jednotky do žádané polohy pouze jedním ramenem vidlice není dovoleno.* [18]

4.5.2 *Závěsná manipulace se provádí pouze s manipulačními jednotkami opatřenými konstrukčními prvky pro bezpečné připojení vázacích nebo závěsných prostředků nebo pro bez vazačovou manipulaci.* [18]

4.5.3 *Lze současně manipulovat i skupiny shodných manipulačních jednotek (vedle sebe, za sebou, ve stohu, včetně kombinací těchto způsobů), pokud manipulační zařízení a prostředky jsou k tomu uzpůsobeny a jsou v místním řádu skladu stanoveny bezpečnostní podmínky pro tento způsob manipulace. Při manipulaci se stohem manipulačních jednotek musí být stoh soudržný.* [18]

4.5.4 *S poškozenou manipulační jednotkou je možné manipulovat pouze ve výjimečných případech, a to při zvýšených bezpečnostních opatřeních a na nejkratší možnou vzdálenost, za účelem její opravy nebo rozebrání.* [18]

4.5.5 *Přesuvná manipulace manipulačních jednotek (smykem, tažením, tlačení) je zakázána, pokud pro tento způsob manipulace nejsou konstrukčně uzpůsobeny (například speciální ližiny pro krátký přesun).* [18]

4.5.6 *Manipulace s manipulačními jednotkami na ložné ploše dopravních prostředků je povolena s ne zcela zasunutou vidlicí, pokud zbytková nosnost manipulačního zařízení nebo prostředku tento způsob manipulace umožňuje.* [18]

4.5.7 *Při přemísťování, nakládce a vykládce manipulačních jednotek platí ustanovení 4.4.14, 4.4.18 této normy.* [18]

4.5.8 *Kolové tlaky manipulačních zařízení nesmí překročit stanovené hodnoty zatížení ložné plochy dopravního prostředku.* [18]

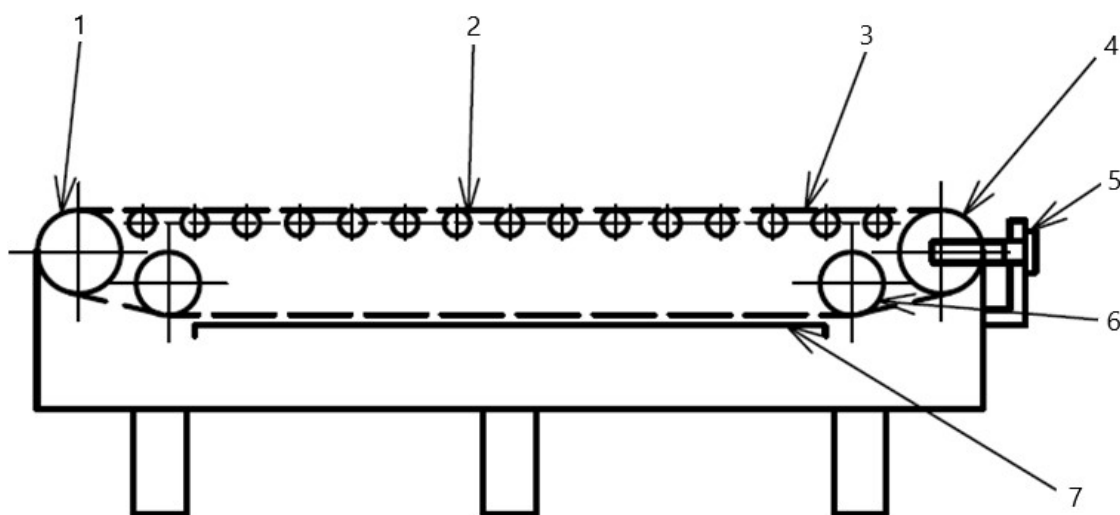
4.5.9 *Nosnost dopravních prostředků nesmí být překročena.* [18]

5 KONCEPČNÍ NÁVRH ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU

Koncepce řetězového dopravníku použitá pro tuto práci je volená ze dvou podobných koncepcí s rozdílem použití jedné části dopravníku. Rozdíl spočívá na nosné větvi při podpoře řetězu. Obrázek 12 ukazuje první koncepci s podpůrnými koly na nosné větvi. A druhá koncepcí je řešena za pomoci třecí lišty v nosné větvi, jak ukazuje obrázek 13. Hlavní rozdíl v použitých koncepcích je třecí koeficient, hlučnost a celková cena dopravníku. Řetězový dopravník bude řešen jako modulární sekce.

5.1 ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK S PODPŮRNÝMI KOLY

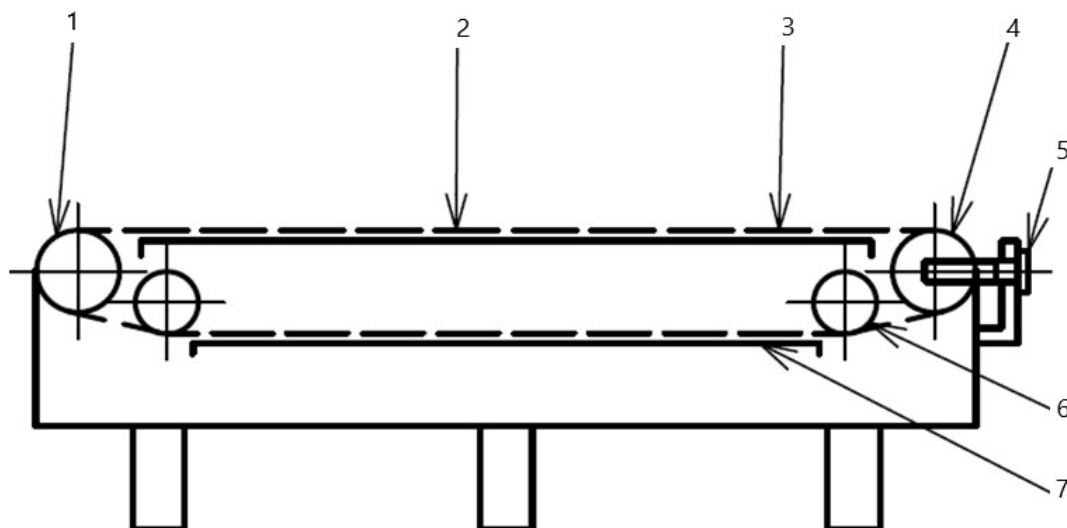
Tento řetězový převod je poháněn přes hnací kola, která jsou spojena s hnacím hřídelem. Tato koncepce využívá větší počet podpůrných kol, jež nepřenášejí žádný moment a pouze podpírají řetěz. Napínání řetězu je uskutečněno pomocí dvou napínacích šroubů, které jsou zašroubovány do hnané hřídele napínacího kola. Výhodou této koncepce je snížení tření díky odvalování podpůrných kol, ale nevýhodou je hlučnost a větší počet uložení ložisek do rámu a tím i zvýšení výrobních nákladů. Na obrázku 12 lze vidět koncepci s podpůrnými koly.



Obr. 12 Koncepce řetězového dopravníku s podpůrnými koly; 1 – Hnací kolo, 2 – Podpůrné kolo, 3 – Řetěz, 4 – Hnané kolo, 5 – Napínací šroub, 6 – Vodící kolo, 7 – Vodící lišta

5.2 ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK S TŘECÍ LIŠTOU

Použití třecí lišty na místo podpurných kol lze snížit výrobní náklady a při použití vhodného materiálu třecí lišty se lze i přiblížit koeficientu tření předešlé koncepce. Materiál třecí lišty musí být pevný a odolný, aby nedocházelo k jejímu mechanickému opotřebení. Napínání řetězu je řešeno za pomoci šroubů jako u předešlé koncepce. Obrázek 13 ukazuje koncepci dopravníku s třecími lištami.



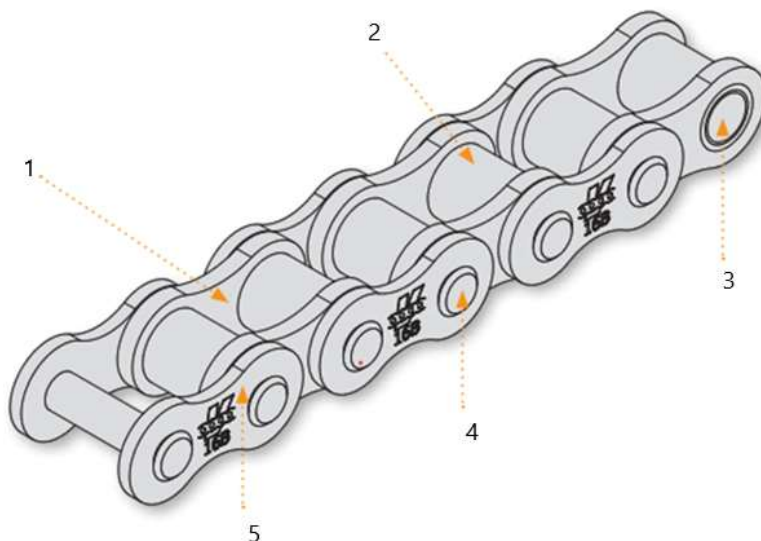
Obr. 13 Koncepce řetězového dopravníku s třecí lištou; 1 – Hnací kolo, 2 – Třecí lišta, 3 – Řetěz, 4 – Hnané kolo, 5 – Napínací šroub, 6 – Vodící kolo, 7 – Vodící lišta

6 NÁVRH KOMPONENT ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU

Ze dvou předchozích uvedených koncepčních řešení se tento dopravník bude navrhovat podle koncepce řetězového dopravníku s třecí lištou. Z toho vyplývá, že je potřeba zvolit řetěz a potřebné unašeče na řetěz pro dopravu palet. Dále se bude volit třecí lišta a vodící lišta pro hladký a plynulý chod řetězu na nosné a vratné větvi. Následně průměr a materiál hnacích a napínacích a také vodících kol. A v neposlední řadě je potřeba zvolit napínací systém pro napínání řetězu, navrhnout nosnou konstrukci dopravníku a zvolit pohonnou jednotku pro pohon a vyřešit jeho uchycení a přenos točivého momentu.

6.1 ŘETĚZ

Řetězový dopravník je charakteristický svým řetězem, který tvoří nosný a zároveň dopravní element a je třeba ho zvolit dle zatížení celkového dopravovaného břemene a výkonu motoru. Jelikož se jedná o malé zatížení rozdělené do dvou řetězů, není potřeba volit speciální řetězy a bude vyhovovat i obyčejný jednořadý válečkový řetěz (obr. 14). Tyto řetězy dále mohou být zkonstruovány s různými druhy unašečů, které ve většině případů nahrazují vnější desku řetězu. Válečkový řetěz se skládá z čepu, válečku, pouzdra a vnitřní a vnější desky.



Obr. 14 Části válečkového řetězu [19]; 1 – Deska vnitřní, 2 – Váleček, 3 – Pouzdro, 4 – Čep, 5 – Deska vnitřní

6.2 UNAŠEČE PRO ŘETĚZ

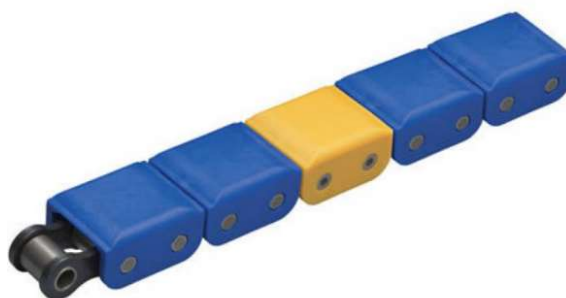
Unašeče jsou tvořeny vnějšími deskami řetězu a jsou vyráběny a ohýbány do různých tvarů, aby zajistili potřebnou plochu na řetězu pro pohyb břemene. Viz obrázky 15, 16 a 17. Základní rozdělení unašečů jsou rovné, ohnuté a speciální. Pro řetěz tohoto řetězového dopravníku budou zvoleny ohnuté unašeče, které rozšíří styčnou plochu mezi paletou a řetězem.



Obr. 15 Ohnuté unašeče válečkového řetězu [20]



Obr. 16 Rovné unašeče válečkového řetězu [21]



Obr. 17 Speciální unašeč válečkového řetězu [22]

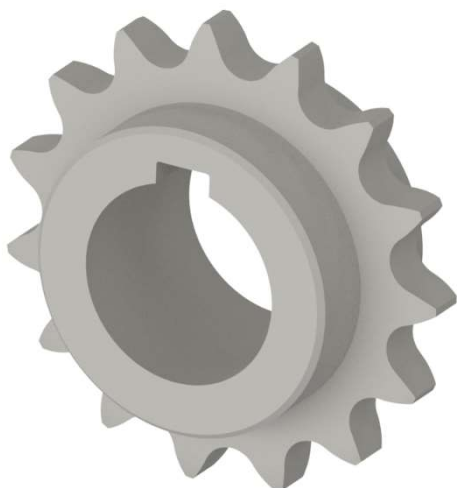
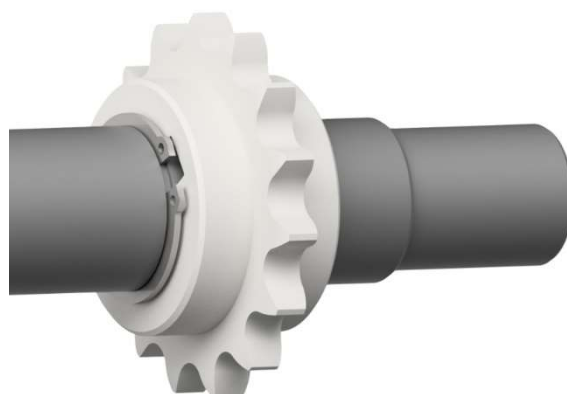
6.3 VEDENÍ ŘETĚZU

Pro zmenšení hlučnosti dopravníku a tření mezi řetězem a podpůrným rámem je potřeba zvolit vodící lišty, a to jak na nosné, tak i na vratné větvi dopravníku. Vodící lišty se vyrábí z polyethylenu, který má dobré třecí vlastnosti a je odolný proti opotřebení otěrem. Jsou speciálně tvarované pro vedení různých druhů řetězů. Pro tento dopravník budou zvolena vodítka z polyethylenu od firmy Murtfeldt [23], jež budou přišroubována k profilu rámu. Horní větev bude vedena typem CT viz (obr. 18) a dolní větev typem T viz (obr. 19). Lišty budou přišroubovány k profilům nosné konstrukce, čímž se zabrání posuvu nebo případnému uvolnění lišty.

*Obr. 18 Vodítko řetězu CT [24]**Obr. 19 Vodítko řetězu T [25]*

6.4 HNACÍ ŘETĚZOVÁ KOLA

Hnací řetězová kola budou mít drážku pro pero těsné (obr. 20), jež bude spojovat hnací řetězové kolo s hnací hřídelí a proti axiálnímu posuvu bude zajištěno pojistným kroužkem pro hřídel (21). Jelikož se řetězová kola budou otáčet v malých otáčkách a nebude u nich docházet k velkému tření z důvodu odvalování válečkového řetězu, je možné zvolit levnější řetězová kola z šedé litiny.

*Obr. 20 Hnací řetězové kolo**Obr. 21 Hnací řetězové kolo na hřídeli*

6.5 HNANÉ A VODÍCÍ ŘETĚZOVÁ KOLA

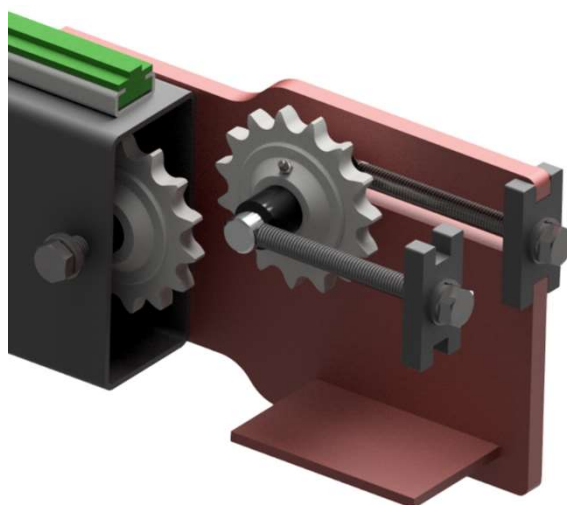
Vodící a hnaná řetězová kola budou stejná. Hlavní úkol vodících řetězových kol bude vedení řetězu po vodících lištách. Ve vodících i hnaných řetězových kolech budou nalisována kluzná ložiska, jež se budou volně otáčet na nosných hřídelích. Nosná hřídel vodícího kola bude přesně usazena a přišroubována do přivařené konstrukce pro řetězová kola, aby došlo k vodorovnému vedení řetězu po vodící liště. Dále budou mít kola nálitek, do kterého bude vyvrtaný otvor pro maznici (obr. 22). Přesné uložení na hřídeli budou zajišťovat distanční pouzdra z plastu. Stejně jako u hnacích bude i pro hnaná a vodící řetězová kola vhodné zvolit jako materiál šedou litinu.



Obr. 22 Vodící řetězové kolo

6.6 NAPÍNACÍ SYSTÉM ŘETĚZU

Jelikož se jedná o dopravník pro dopravu palet malých hmotností, bude méně často docházet k vůlím, a z tohoto důvodu lze volit manuální napínání řetězu. Řetěz bude napínán za pomoci dvou napínacích šroubů, které se budou hlavou šroubu opírat o přivařenou konstrukci pro řetězová kola. Nosná hřídel hnaného řetězového kola se bude posouvat šroubováním napínacích šroubů (obr. 23).



Obr. 23 Napínací systém řetězu

6.7 NOSNÁ KONSTRUKCE DOPRAVNÍKU

Nosná konstrukce dopravníku bude tvořena ze svařovaných čtyřhranných profilů a U profilů, které budou tvořit stojny (obr. 24). Každá stojna bude ze stran vyztužena navařeným čtyřhranným profilem. Dále bude konstrukce zavětrována za pomoci dvou tyčí čtvercových profilů. Při vlastní instalaci dopravníku na pracovní plochu bude možno kompenzovat nerovnosti této plochy. Toto jednoduché ustavení dopravníku do roviny budou umožňovat stojny s navařenou destičkou, ve které se bude šroubováním dvěma maticemi posouvat nastavitelná noha stojny (obr. 25). Noha stojny bude dále obsahovat dvě díry pro možnost upevnění šroubovým spojem do podlahy pracoviště dopravníku. Díky podepření dopravníku větším počtem stojen lze použít obyčejné materiály profilů jako je například nelegovaná konstrukční ocel.



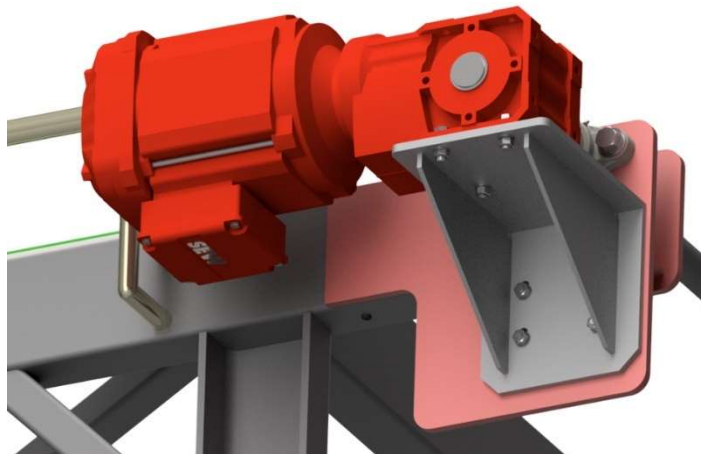
Obr. 24 Nosná konstrukce dopravníku



Obr. 25 Noha stojny

6.8 POHON DOPRAVNÍKU

Dopravník bude poháněn elektromotorem s kuželovou převodovkou. Otáčky motoru budou řízeny frekvenčním měničem, který toho docílí změnou frekvence a napětí a po dosažení jmenovitých hodnot napětí pouze změnou frekvence. Elektromotor bude k dopravníku přišroubován čtyřmi šrouby pojištěnými maticemi ke svařované plošině, jež bude tvořit plošinu elektromotoru (obr. 26). Ta bude dále přišroubována dalšími čtyřmi šrouby do přivařené konstrukce. Pro snadnější výrobu a možnost nastavení motoru do přesné souososti s hnací hřídelí, budou mít díry v plošině tvar drážek. Díky zvolené konstrukci plošiny lze zvolit ušlechtilou ocel pro mírně namáhané díly.



Obr. 26 Elektromotor s plošinou motoru

6.9 PŘENOS TOČIVÉHO MOMENTU

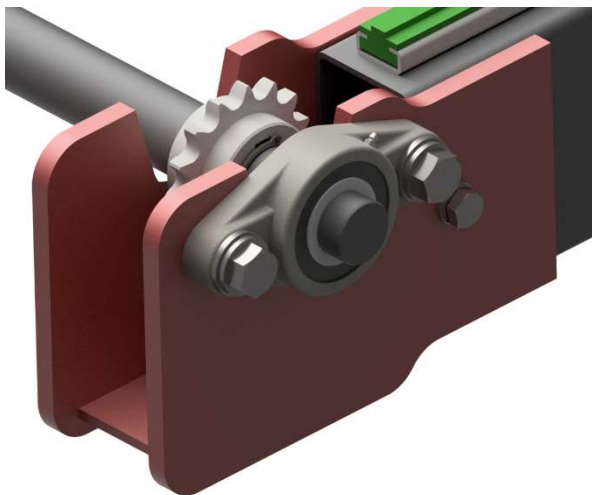
Přenos točivého momentu mezi elektromotorem a hnacími řetězovými koly bude zajištěn hnací hřídelí (obr. 27), jež bude vložena do dopravníku a pojištěna proti axiálnímu posuvu svým profilem a ložiskovými domky, které budou šroubovým spojem upevněny do přivařené konstrukce. Elektromotor s hřídelí a hřídel s řetězovými koly budou spojeny pery těsnými. Hřídel bude mít drážky pro pero těsné pouze z jedné strany hřídele, aby nedošlo k jejímu oslabení. Dále bude mít hřídel na obou stranách drážek pro pero drážky pro pojistný kroužek na hřídel, jež pojistí řetězová kola v axiálním posuvu. Materiál hřídele je třeba zvolit z oceli s vyšší třídou pevnosti, jelikož u hřídele bude docházet k namáhání krutem a ohybem.



Obr. 27 Hnací hřídel s řetězovými koly

6.10 LOŽISKA

Hnací hřídel bude uložena v ložiskových domcích. Ty se skládají z tělesa odlitého z litiny, zapouzdřeného valivého ložiska a maznice. Litinové těleso je odlito s dvěma dírami pro připevnění šroubovými spoji ke konstrukci. Jelikož by při pojištění šroubového spoje s maticí nezbylo dost místa pro řetěz s unašeči, je zapotřebí zašroubovat šrouby přímo do přivařené konstrukce pro řetězová kola (obr. 28). Šrouby budou proti samovolnému povolování pojištěny ocelovými pružnými podložkami. Tyto ložiskové domky jsou vyráběny také s vnější kulovou plochou, jež umožňuje vyrovnání malých konstrukčních nepřesností.



Obr. 28 Ložiskový domek

6.11 BEZPEČNOSTNÍ ZÁBRANA

Kvůli bezpečnosti přepravy na pracovišti, je zapotřebí zabránit možnému pádu palety z dopravníku. Z tohoto důvodu bude na nosnou konstrukci navařena zábrana ze svařovaných ocelových tyčových profilů, která zachytí vychýlenou paletu a zabrání jejímu možnému sjezdu přes bočnici dopravníku. Zábrana bude ve výšce manipulační podložky. Na obrázku 29 lze vidět navařenou bezpečnostní zábranu na konstrukci dopravníku.



Obr. 29 Bezpečnostní zábrana na nosné konstrukci

7 KONSTRUKCE ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU

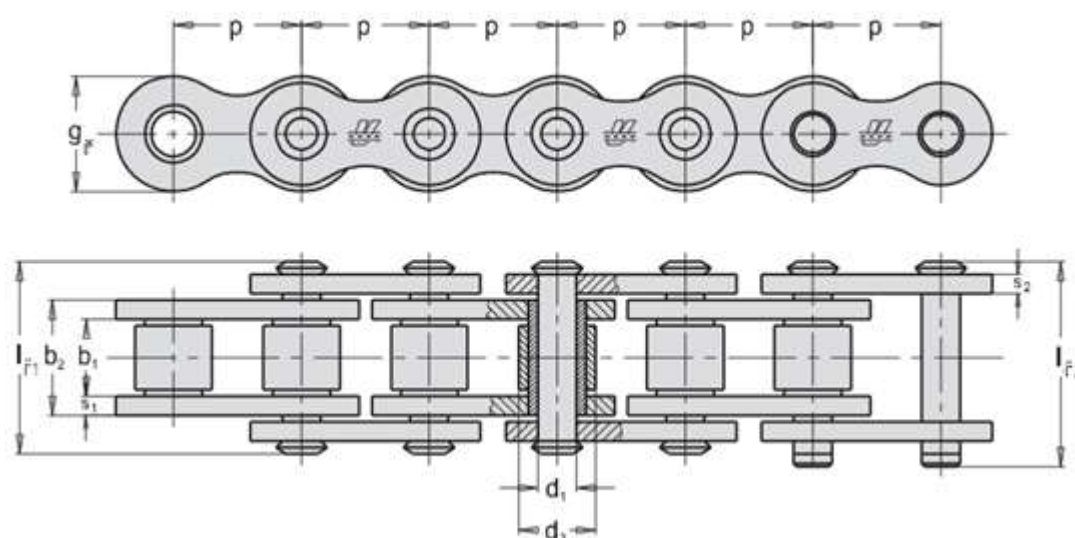
Řetězový dopravník bude konstruován pro rychlost dopravy 360 palet za hodinu o délce nosné větve dopravníku 3,5 metrů, přičemž se na dopravníku bude vyskytovat jen jedna paleta současně. Dopravník bude počítán pro hmotnost naložené přepravované palety na 600 kilogramů. Konstrukce bude spočívat v navržnutí tažného řetězu, řetězových kol a elektromotoru.

7.1 VOLBA TAŽNÉHO ŘETĚZU

Jelikož se jedná o řetězový dopravník se dvěma řetězy pro dopravu palet s nízkým zatížením, lze použít řetěz jednořadý válečkový (obr. 30). Výhodou je dobrá odolnost, relativně malá hlučnost a nízká pořizovací cena. Dle katalogu vybírám pro tento dopravník jednořadý válečkový řetěz 10B-1 (tab. 1). [26]

Tab. 1 Rozměry jednořadého válečkového řetězu [26]

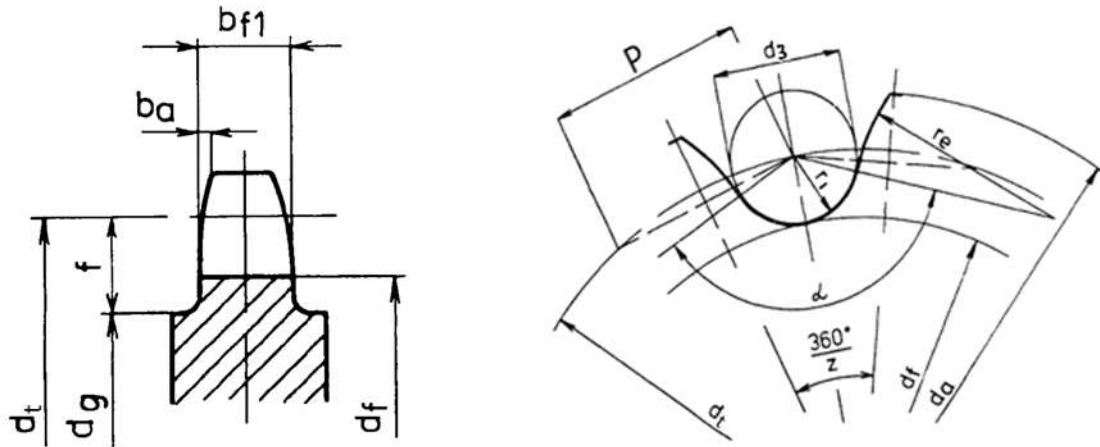
ISO. Nor.	P mm	b_1 mm	b_2 mm	d_1 mm	d_3 mm	l_{f1} mm	l_{f2} mm	g_f mm	s_1 mm	s_2 mm	f_1 mm ²	F_{Bmin} kN	F_A kN	Q Kg/m
10B-1	15,875	9,65	13,28	5,08	10,16	19,6	23,7	14,70	1,6	1,6	67	22,4	3,2	0,93



Obr. 30 Rozměry jednořadého válečkového řetězu [26]; P – Rozteč válečků řetězu, g_f – Výška řetězu, l_{f1} – Šířka menšího čepu, l_{f2} – Šířka většího čepu, b_1 – Vnitřní šířka řetězu, b_2 – Vnější šířka desek, d_1 – Průměr čepu, d_3 – Průměr válečku řetězu, s_1 – Šířka vnitřní desky, s_2 – Šířka vnější desky

7.2 VÝPOČET ROZMĚRŮ ŘETĚZOVÝCH KOL

Převodový poměr mezi řetězovými koly je navrhnut 1:1. Pro zvolený jednořadý válečkový řetěz 10B-1 budou použita jednořadá řetězová kola (obr. 31), která budou mít 15 zubů. Rozměry ozubení řetězových kol jsou dány typem použitého řetězu (tab. 1) a vychází z normy ČSN 01 4811. [27]



Obr. 31 Ozubení řetězového kola [27]; d_t – Průměr roztečná kružnice, d_g – Průměr věnce řetězového kola, f – Rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce, d_f – Průměr patní kružnice, b_a – Šířka zaoblení zubu, b_{f1} – Šířka zubu, P – Rozteč válečků řetězu, d_3 – Průměr válečku řetězu, r_i – Poloměr dna zubní mezery, r_e – Poloměr boku zubu, α – Úhel otevření, d_a – Průměr hlavové kružnice, z – Počet zubů kola

PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE

$$d_t = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (1)$$

$$d_t = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{15}}$$

$$d_t = 76,35 \text{ mm}$$

PRŮMĚR HLAVOVÉ KRUŽNICE

$$d_a = d_t + 0,5 \cdot d_3 \quad (2)$$

$$d_a = 76,35 + 0,5 \cdot 10,16$$

$$d_a = 81,43 \text{ mm}$$

POLOMĚR DNA ZUBNÍ MEZERY

$$r_i = 0,505 \cdot d_3 \quad (3)$$

$$r_i = 0,505 \cdot 10,16$$

$$r_i = 5,13 \text{ mm}$$

PRŮMĚR PATNÍ KRUŽNICE

$$d_f = d_t - 2 \cdot r_i \quad (4)$$

$$d_f = 76,35 - 2 \cdot 5,13$$

$$d_f = 66,09 \text{ mm}$$

POLOMĚR BOKU ZUBU

$$r_e = 0,12 \cdot d_3 \cdot (z + 2) \quad (5)$$

$$r_e = 0,12 \cdot 10,16 \cdot (15 + 2)$$

$$r_e = 20,73 \text{ mm}$$

ÚHEL OTEVŘENÍ

$$\alpha_r = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} \quad (6)$$

$$\alpha_r = 120^\circ - \frac{90^\circ}{15}$$

$$\alpha_r = 114^\circ$$

ROZDÍL POLOMĚRU ROZTEČNÉ KRUŽNICE A VĚNCE

$$f = 0,7 \cdot P \quad (7)$$

$$f = 0,7 \cdot 15,875$$

$$f = 11,11 \text{ mm}$$

PRŮMĚR VĚNCE ŘETĚZOVÉHO KOLA

$$d_g = d_t - 2 \cdot f \quad (8)$$

$$d_g = 76,35 - 2 \cdot 11,11$$

$$d_g = 54,13 \text{ mm}$$

POLOMĚR ZAOBLLENÍ ZUBU

$$r_x = 1,5 \cdot d_3 \quad (9)$$

$$r_x = 1,5 \cdot 10,16$$

$$r_x = 15,24 \text{ mm}$$

ŠÍŘKA ZUBU ŘETĚZOVÉHO KOLA

$$b_{f1} = 0,91 \cdot b_1 \quad (10)$$

$$b_{f1} = 0,91 \cdot 9,65$$

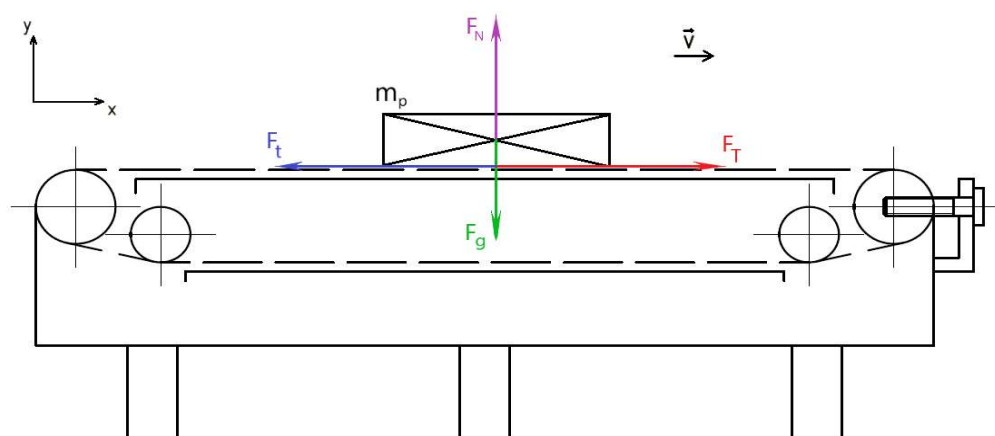
$$b_{f1} = 8,78 \text{ mm}$$

Kde:

d_t	[mm]	Průměr roztečné kružnice (1)
P	[mm]	Rozteč válečků řetězu
z	[–]	Počet zubů řetězového kola
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice (2)
d_3	[mm]	Průměr válečku řetězu
r_i	[mm]	Průměr dna zubní mezery (3)
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice (4)
r_e	[mm]	Poloměr boku zubu (5)
α_r	[°]	Úhel otevření (6)
f	[mm]	Rozdíl poloměru roztečné kružnice (7)
d_g	[mm]	Průměr věnce řetězového kola (8)
r_x	[mm]	Poloměr zaoblení zubu (9)
b_{f1}	[mm]	Šířka zubu řetězového kola (10)
b_1	[mm]	Vnitřní šířka řetězu

7.3 VÝPOČET TAŽNÉ SÍLY

Tažná síla se bude odvíjet od celkové hmotnosti dopravované palety a hmotnosti tažných řetězů. Dále bude tažná síla ovlivněna součiniteli tření, rychlosti a provozu. Následující obrázek 32 zobrazuje silové schéma při posuvu palety.

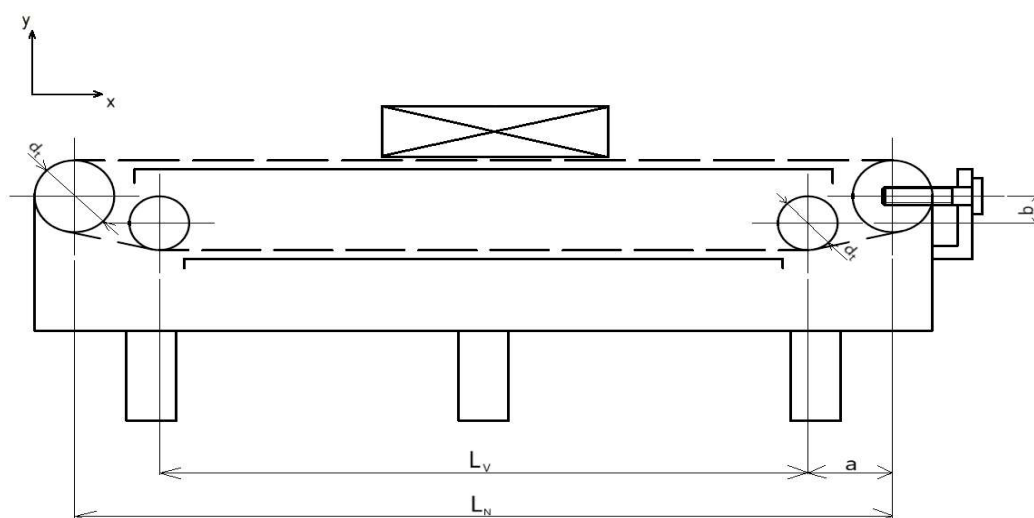


Obr. 32 Silové schéma řetězového dopravníku; F_N – Normálová síla, F_g – Gravitační síla, F_t – Třecí síla, F_T – Tažná síla, $\vec{v}$ – Rychlost dopravníku, m_p – Hmotnost naložené palety

7.3.1 VÝPOČET HMOTNOSTI ŘETĚZU

Hmotnost řetězu se bude odvíjet od počtu použitých řetězů a jejich délky (obr. 33).

Volím rozměry: $a = 90 \text{ mm}$, $b = 40 \text{ mm}$



Obr. 33 Rozměrové schéma řetězového dopravníku; d_t – Průměr roztečné kružnice, L_V – Délka vratné větve, L_N – Délka nosné větve, a – Horizontální vzdálenost řetězových kol, b – Vertikální vzdálenost řetězových kol

DÉLKA VRATNÉ VĚTVE

$$L_V = L_N - 2 \cdot a \quad (11)$$

$$L_V = 3500 - 2 \cdot 90$$

$$L_V = 3320 \text{ mm}$$

CELKOVÁ DÉLKA ŘETĚZU

$$L = L_N + L_V + 2 \cdot \sqrt{a^2 + b^2} + \pi \cdot d_t \quad (12)$$

$$L = 3500 + 3320 + 2 \cdot \sqrt{90^2 + 40^2} + \pi \cdot 76,35$$

$$L = 7256,84 \text{ mm} = 7,256 \text{ m}$$

HMOTNOST ŘETĚZU

$$m_{\text{ř}} = L \cdot Q \quad (13)$$

$$m_{\text{ř}} = 7,256 \cdot 0,93$$

$$m_{\text{ř}} = 6,75 \text{ kg}$$

Kde:

L_V	[mm]	Délka vratné větve (11)
L_N	[mm]	Délka Nosné větve
a	[mm]	Horizontální vzdálenost řetězových kol
L	[mm]	Celková délka řetězu (12)
b	[mm]	Vertikální vzdálenost řetězových kol
d_t	[mm]	Průměr roztečné kružnice (1)
m_f	[kg]	Hmotnost řetězu (13)
Q	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost řetězu na jeden metr

7.3.2 VOLBA SOUČINITELŮ

Pro tento výpočet jsou zapotřebí součinitelé, které jsem volil dle výrobce ŘETĚZY VAMBERK [28].

SOUČINITEL TŘENÍ (f_r)

Součinitel tření představuje hodnotu definující sílu, jež je nezbytná k překonání odporu při pohybu dvou částí, které jsou ve styku. Řetězy pracují s dotykem na drahách, ve kterých dochází ke smykovému tření. Hodnoty součinitelů smykového tření jsou souhrnně uvedeny v následující tabulce 2.

Tab. 2 Součinitel tření (řetěz/vedení) [28]

Dotýkající se tělesa	Součinitel smykového tření "fr" suchý povrch	Součinitel smykového tření "fr" mazaný povrch
Ocelové řetězy na vedení z tvrdého dřeva	0,44	0,29
Ocelové řetězy na ocelových vedeních	0,30	0,20
Ocelové řetězy na drsných, nerovných nebo zrezivělých vedeních	0,35	0,25
Ocelové řetězy na vedeních z polyethylenu o vysoké hustotě a o velmi vysoké molekulové váze	0,18	0,05

Součinitel tření bude volen pro suché vedení ocelových řetězů po polyethylenu $f_r = 0,18$.

SOUČINITEL PROVOZU (f_s)

Tento korekční se aplikuje na tahovou sílu, která závisí na podmínkách provozních charakteristikách dopravníku. Následující tabulka 3 uvádí hodnoty součinitele provozu, které se týkají nejobvyklejších aplikací.

Tab. 3 Součinitel provozu [28]

Podmínky provozu	f_s
Poloha nákladu	s_n
-vystředěná	1,0
-nevystředěná	1,5
Charakteristiky zatížení materiálem	s_z
- stejnoměrné: Výskyt přetížení méně než 5 %	1,0
- s mírnými změnami, kolísáním: Výskyt přetížení 5–20 %	1,2
- s velkými změnami, kolísáním: Výskyt přetížení 20–40 %	1,5
Frekvence rozběhu – zastavování pod zatížením	s_r
- méně než 5krát za den	1,0
- od 5krát za den až do 2krát za hodinu	1,2
- častěji než 2krát za hodinu	1,5
Počet provozních hodin za den	s_h
- do 10	1,0
- do 24	1,2
Pracovní prostředí	s_p
- relativně čisté	1,0
- středně prašné nebo špinavé	1,2
- vlhké, velice špinavé nebo korozivní	1,3

Součinitel provozu bude volen pro vystředěný náklad, stejnosměrné zatížení, rozběh dvakrát za hodinu s počtem provozních hodin do 24 za den a s relativně čistým pracovním prostředím.

SOUČINITEL PROVOZU

$$f_s = s_n \cdot s_z \cdot s_r \cdot s_h \cdot s_p \quad (14)$$

$$f_s = 1,5 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1$$

$$f_s = 2,16$$

SOUČINITEL RYCHLOSTI (f_v)

Součinitel rychlosti je korekční součinitel, který se aplikuje na tahovou sílu. Závisí na rychlosti posuvného pohybu řetězu v poměru k počtu zubů hnacích, hnaných a vodících kol (tab. 4).

Tab. 4 Součinitel rychlosti [28]

Rychlost m/min	Počet zubů ozubeného kola						
	6-0	7-8	9-10	11-12	13-16	17-20	21-24
3	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7
7,5	1,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7
15	1,4	1,0	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8
30	2,0	0,3	1,1	1,0	0,9	0,9	0,8
60	4,4	2	1,4	1,2	1,1	1	0,9

RYCHLOST DOPRAVNÍKU

$$v_d = p_d \cdot L_N \quad (15)$$

$$v_d = 360 \cdot 3500$$

$$v_d = 1\,260\,000 \text{ mm} \cdot \text{h}^{-1} = 21 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Součinitel bude vycházet z nejbližší vyšší rychlosti a pro počet zubů 15. Součinitel rychlosti je volen $f_v = 0,9$.

VÝPOČET TAŽNÉ SÍLY

$$F_T = g \cdot ((m_p + 2 \cdot m_{\ddot{r}}) \cdot f_r \cdot f_s \cdot f_v) \quad (16)$$

$$F_T = 9,81 \cdot ((600 + 2 \cdot 6,75) \cdot 0,18 \cdot 2,16 \cdot 0,9)$$

$$F_T = 2\,105,97 \text{ N}$$

Kde:

f_r	[-]	Součinitel tření
f_s	[-]	Součinitel provozu (14)
s_n	[-]	Součinitel polohy nákladu
s_z	[-]	Součinitel charakteristiky zatížení materiálem
s_r	[-]	Součinitel frekvence rozběhu
s_h	[-]	Součinitel provozních hodin
s_p	[-]	Součinitel pracovního prostředí
f_v	[-]	Součinitel rychlosti
v_d	$[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$	Rychlost dopravníku (15)
p_d	$[\frac{\text{paleta}}{h}]$	Dopravní výkon dopravníku

L_N	[mm]	<i>Délka Nosné větve</i>
F_T	[N]	<i>Tažná síla (16)</i>
g	[m · s ⁻²]	<i>Tíhové zrychlení</i>
m_p	[kg]	<i>Hmotnost naložené palety</i>
$m_{\check{r}}$	[kg]	<i>Hmotnost řetězu (13)</i>

7.4 NÁVRH POHONU

TOČIVÝ MOMENT NA HŘÍDELI

$$M_k = F_T \cdot \frac{d_t}{2} \quad (17)$$

$$M_k = 2105,97 \cdot \frac{76,35}{2}$$

$$M_k = 80\,395,4 \text{ N} \cdot \text{mm} = 80,395 \text{ N} \cdot \text{m}$$

OTÁČKY HNACÍCH ŘETĚZOVÝCH KOL

$$n_{\check{r}} = \frac{v_d}{\pi \cdot d_t} \quad (18)$$

$$n_{\check{r}} = \frac{21}{\pi \cdot 0,07635}$$

$$n_{\check{r}} = 87,55 \text{ min}^{-1} = 1,459 \text{ s}^{-1}$$

POTŘEBNÝ VÝKON DOPRAVNÍKU

$$P_p = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\check{r}} \quad (19)$$

$$P_p = 80,395 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1,459$$

$$P_p = 736,99 \text{ W}$$

POTŘEBNÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

$$P_{PM} = \frac{P_p}{\eta_{p\check{r}} \cdot \eta_{\check{r}et}} \quad (20)$$

$$P_{PM} = \frac{736,99}{0,8 \cdot 0,98}$$

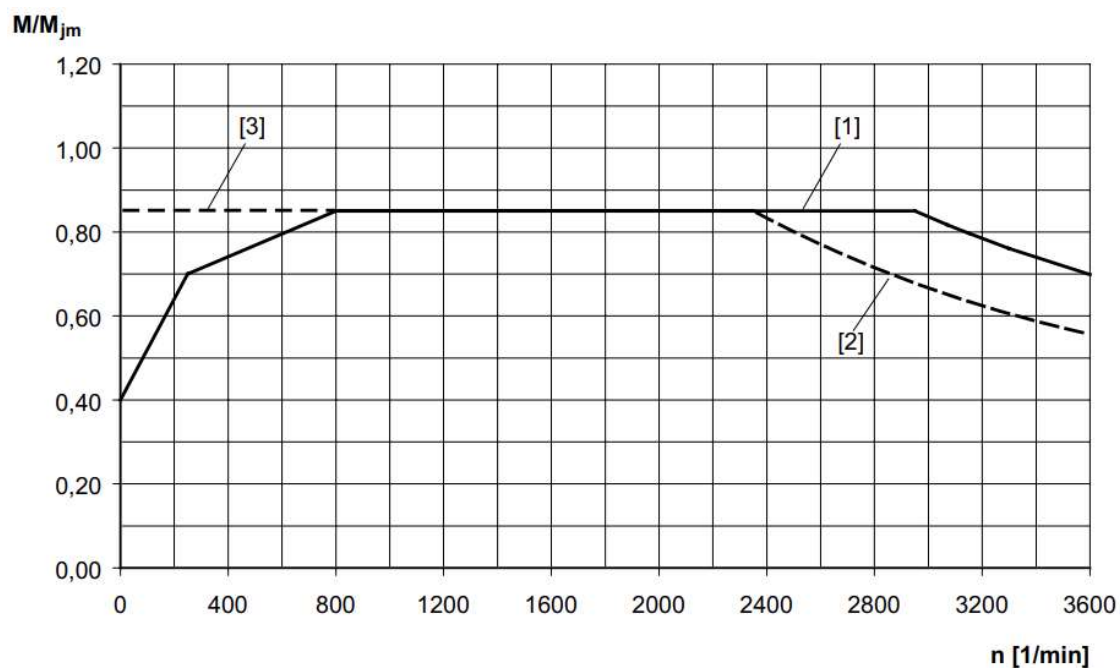
$$P_{PM} = 940,04 \text{ W}$$

VOLBA ELEKTROMOTORU

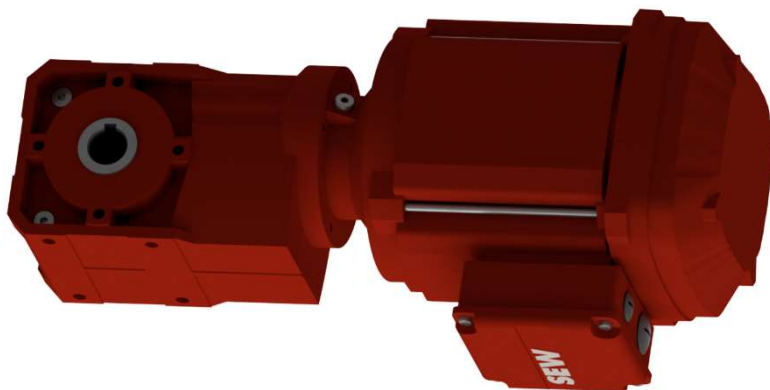
Dle katalogu je volen elektromotor od firmy SEW-EURODRIVE [29] s kuželovou převodovkou (obr. 35), který je optimalizován pro práci s frekvenčním měničem. Následující tabulka 5 vypisuje parametry zvoleného elektromotoru a obrázek 34 zobrazuje jeho momentovou charakteristiku s frekvenčním měničem. Motor bude muset mít rozběhové otáčky nižší než provozní, jelikož nebude mít externí ventilátor a mohlo by dojít k přehřátí.

Tab. 5 Parametry elektromotoru [29]

Výkon elektromotoru	$P_M = 1\,100\text{ W}$
Točivý moment elektromotoru	$M_{kM} = 71\text{ Nm}$
Výstupní otáčky	$n_M = 147\text{ min}^{-1}$
Převodový poměr	$i_M = 9,9$
Celková hmotnost včetně oleje	$m_M = 26\text{ kg}$



Obr. 34 Momentová charakteristika čtyřpólového asynchronního motoru s frekvenčním měničem [29]; M/M_{jm} – Poměr točivých momentů, n – Otáčky motoru, 3 – S externím ventilátorem VE, 2 – Mezní charakteristika 87 Hz, 1 – Mezní charakteristika 104 Hz



Obr. 35 Elektromotor s kuželovou převodovkou SEW [29]

Kde:

M_k	$[N \cdot m]$	<i>Točivý moment na hřídeli (17)</i>
F_T	$[N]$	<i>Tažná síla (16)</i>
d_t	$[m]$	<i>Průměr roztečné kružnice (1)</i>
$n_{\dot{\tau}}$	$[min^{-1}]$	<i>Otáčky řetězových kol (18)</i>
v_d	$[m \cdot s^{-1}]$	<i>Rychlost dopravníku (15)</i>
P_p	$[W]$	<i>Potřebný výkon dopravníku (19)</i>
P_{PM}	$[W]$	<i>Potřebný výkon motoru (20)</i>
$\eta_{př}$	$[-]$	<i>Účinnost převodovky</i>
$\eta_{řet}$	$[-]$	<i>Účinnost řetězového převodu</i>
P_M	$[W]$	<i>Výkon motoru</i>
M_{kM}	$[N \cdot m]$	<i>Točivý moment elektromotoru</i>
n_M	$[min^{-1}]$	<i>Výstupní otáčky elektromotoru</i>
i_M	$[-]$	<i>Převodový poměr elektromotoru</i>
m_M	$[kg]$	<i>Provozní hmotnost elektromotoru</i>

8 KONTROLA A VOLBA SOUČÁSTÍ

Kontrola se bude počítat pro tažný řetěz, nosnou konstrukci a pro svary kovové desky stojen. Dále se budou volit dle vypočítaných předešlých sil ložiskové domky, průměr hnací hřídele, velikost těsného pera pro hnací hřídel, štíhlost a potřebný počet závitů na otláčení pro napínací šrouby řetězu a pro stavěcí šrouby stojen.

8.1 KONTROLA TAŽNÉHO ŘETĚZU

Tažný řetěz se musí zkontrolovat na potřebnou statickou a dynamickou bezpečnost a na dovolený tlak v kloubech řetězu. Pro tyto výpočty je důležité určit maximální možnou tahovou sílu, která může na tažné řetězy působit. Dále je potřeba zvolit součinitele rázů (tab. 6), mazání (tab. 7), tření řetězu (tab. 8) a měrný tlak v kloubech řetězu při ideálních podmínkách (tab. 9), které byly voleny z tabulek od firmy ŘETĚZY VAMBERK [30].

MAXIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA NA ŘETĚZ

$$F_{Tmax} = \frac{P_M \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{řet}}{2 \cdot \pi \cdot n_{ř} \cdot \frac{d_t}{2} \cdot u_{ř}} \quad (21)$$

$$F_{Tmax} = \frac{1100 \cdot 0,8 \cdot 0,98}{2 \cdot \pi \cdot 1,459 \cdot \frac{0,07635}{2} \cdot 2}$$

$$F_{Tmax} = 1\,232,15 \text{ N}$$

STATICKÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI

$$k_s = \frac{F_{Bmin}}{F_{Tmax}} \quad (22)$$

$$k_s = \frac{22400}{1232,15}$$

$k_s = 18,18 > k_{smin} = 7 \rightarrow$ Řetěz vyhovuje na statickou bezpečnost dle minimálního statického součinitele určeného z ŘETĚZY VAMBERK. [30]

DYNAMICKÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI

Dynamický součinitel bezpečnosti bude vypočítán dle minimální síly nutné pro přetržení řetězu, maximální síly v řetězu a součinitele rázu, který bude určen za pomoci tabulky 6. Dále bude vypočítaný součinitel bezpečnosti porovnán s minimálním dovoleným součinitelem bezpečnosti.

Tab. 6 Součinitel rázů [30]

Hnané stroje	Hnací stroje - Součinitel rázu "Y"											
	Elektromotory	Spalovací motory						Turbíny			Píst. parní stroje	Transmise
		pomaloběžné		rychloběžné			vodní		parní			
		1 vál.	2 vál.	2 vál.	4 vál.	6 vál.	rychl.	poma.				
Pístové pumpy 1 válec	2,0	5,0	4,0	3,5	3,0	2,6	2,5	3,5			2,5	
Pístové pumpy 2 válce	1,8	4,0	3,5	3,0	2,7	2,3	2,2	2,7				
Válcovací tratě převodované	2,5											
Válcovací tratě přímé	3,0											
Drticí válce	2,0										2,0	
Kulové mlýny	1,8										1,8	
Troubové mlýny	2,0										2,0	
Kladivové mlýny	2,5		5,0	4,5	4,0	3,5					2,5	
Hnací stroje převodované	2,5											
Hnací stroje přímé	3,0											
Brusky na celulózu	1,8						2,2	3,0		3,5	1,8	
Nářasná síta	2,0		4,0	3,5	3,2	2,8				4,0	2,0	
Pěchovačky	2,0	5,0	4,0	3,5	3,2							
Mísicí bubny	1,7	4,0	3,2	3,0	2,5	2,0						
Bagry	3,0			5,0	4,5	4,0				5,0		
Půdní frézy			5,0	4,5	4,0					5,0		
Mísíče	1,6										1,6	
Dopravníky pro sypký materiál	1,5	3,0	2,8	2,5	2,2	2,0				2,8	1,5	
Dopravníky pro kusový materiál	2,0	4,0	3,5	3,0	2,7	2,0						
Zdvihadla	2,5	5,0	4,0	3,5	3,0	2,6						
Vidlicové zdvihací vozíky	3,0			4,5	3,5							
Důlní rumpály	2,5											
Generátory - velké zatížení	1,5		2,0				1,2	1,5	1,0	1,8	1,0	
Generátory - malé zatížení	1,0		2,8				1,7	2,5	1,5	2,0	1,5	
Transmise poháněné	1,5				2,3	2,0	2,0	2,5	1,5	2,5	1,5	

Součinitel rázů volen pro Dopravníky pro kusový materiál s elektromotory $Y = 2$.

$$k_d = \frac{F_{Bmin}}{Y \cdot F_{Tmax}} \quad (23)$$

$$k_d = \frac{22400}{2 \cdot 1232,15}$$

$k_d = 9,09 > k_{dmin} = 5 \rightarrow$ Řetěz vyhovuje na dynamickou bezpečnost dle minimálního dynamického součinitele určeného z ŘETĚZY VAMBERK. [30]

TLAK V KLOUBU ŘETĚZU

$$p_{vř} = \frac{F_{Tmax}}{f_1} \quad (24)$$

$$p_{vř} = \frac{1232,15}{67}$$

$$p_{vř} = 18,39 \text{ MPa}$$

Tab. 7 Součinitel mazání [30]

Rozmezí výkonu viz. tab. C	Rychlost řetězu (m/s)	Mazání		Součinitel mazání I ₂			
		Vhodné	Přípustné	Vhodné Přípustné	Mazání		bez mazání
					dostatečné		
					bez	se	
				znečištění			
I	do 4	Mazání kapkami 4 až 14 kapek/min	Tukové mazání Ruční mazání	1	0,6	0,3	0,15
II	do 7	Ponorné mazání v olejové lázni	Mazání kapkami asi 20 kapek/min	1	0,3	0,15	nepřípustné
III	do 12	Tlakové oběžné mazání	Olejová lázeň s rozstříkacím kotoučem	1	Nepřípustné		
	přes 12	Mazání olejovou mlhou	Tlakové oběžné mazání	1			

Součinitel mazání volen dle rychlosti do $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro ruční mazání $I_2 = 1$.

Tab. 8 Součinitel tření řetězu [30]

Součinitel rázu Y	Součinitel tření I_1														
	$a = 20 \cdot p$					$a = 40 \cdot p$					$a = 80 \cdot p$				
	$Z_2 : Z_1$					$Z_2 : Z_1$					$Z_2 : Z_1$				
	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1
1	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32
2	0,50	0,58	0,64	0,72	0,76	0,60	0,68	0,73	0,79	0,84	0,73	0,82	0,87	0,93	0,97
3	0,44	0,50	0,55	0,62	0,66	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,63	0,71	0,75	0,80	0,83
4	0,40	0,46	0,51	0,57	0,61	0,48	0,54	0,58	0,63	0,67	0,58	0,65	0,69	0,74	0,77

Součinitel tření řetězu volen dle součinitele rázů, osové vzdálenosti a převodového poměru řetězových kol $I_1 = 0,73$

Tab. 9 Měrný tlak v kloubu řetězu [30]

Obvodová Rychlost m/sec.	Měrný tlak v kloubu řetězu p_i (MPa) při počtu zubů malého kola							
	11	13	15	17	19	21	23	25
0,1	31,29	31,29	31,29	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	27,96	30,02	30,21	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	25,9	27,57	28,45	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	24,13	26,09	27,08	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	22,46	24,53	25,70	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55
1,0	21,29	23,35	24,72	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	18,64	21,19	22,76	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	16,68	19,33	21,09	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	15,11	17,95	19,82	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	(13,64)	16,48	18,54	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05
4,0	(11,38)	14,42	16,67	18,15	19,13	20,01	20,70	21,32
5,0	(9,32)	(12,75)	14,91	16,68	17,85	18,77	19,42	20,11
6,0		(11,08)	13,64	15,50	16,58	17,46	18,25	18,93
7,0		(9,61)	(12,35)	14,32	15,60	16,48	17,27	18,05
8,0			(11,18)	(13,34)	14,72	15,60	16,48	17,17
10,0			(9,12)	(11,48)	(13,05)	14,03	14,91	15,60
12,0				(9,91)	(11,67)	(12,85)	13,73	14,42
15,0				(7,85)	(9,99)	(11,18)	(12,16)	12,95

OBVODOVÁ RYCHLOST ŘETĚZOVÉHO KOLA

$$v_o = \frac{d_t \cdot \pi \cdot n_{\dot{\tau}}}{60} \quad (25)$$

$$v_o = \frac{0,07635 \cdot \pi \cdot 87,55}{60}$$

$$v_o = 0,35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Měrný tlak v kloubu řetězu volen dle obvodové rychlosti a počtu zubů řetězového kola. Z tabulky volena z bližší vyšší hodnoty obvodové rychlosti $0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Měrný tlak v kloubu řetězu $p_i = 28,45 \text{ MPa}$.

DOVOLENÝ TLAK V KLOUBU ŘETĚZU

$$p_{dř} = p_i \cdot I_1 \cdot I_2 \quad (26)$$

$$p_{dř} = 28,45 \cdot 0,73 \cdot 1$$

$$p_{dř} = 20,77 > p_{vř} \rightarrow \text{Tlak vyhovuje na dovolený tlak v kloubech řetězu.}$$

Kde:

F_{Tmax} [N]	Maximální tažná síla (21)
P_M [W]	Výkon motoru
$\eta_{př}$ [—]	Účinnost převodovky
$\eta_{řet}$ [—]	Účinnost řetězového převodu
d_t [m]	Průměr roztečné kružnice (1)
$u_{\dot{\tau}}$ [—]	Počet řetězů
k_s [—]	Statický součinitel bezpečnosti (22)
F_{Bmin} [N]	Minimální síla pro přetržení řetězu
k_{smin} [—]	Minimální statický součinitel bezpečnosti
Y [—]	Součinitel rázů
k_d [—]	Dynamický součinitel bezpečnosti (23)
k_{dmin} [—]	Minimální dynamický součinitel bezpečnosti
$p_{vř}$ [MPa]	Tlak v kloubu řetězu (24)
f_1 [mm ²]	Obsah průřezu čepu řetězu
I_2 [—]	Součinitel mazání
I_1 [—]	Součinitel tření řetězu
$n_{\dot{\tau}}$ [min ⁻¹]	Otáčky řetězových kol (18)
v_o [m · s ⁻¹]	Obvodová rychlost řetězového kola (25)
p_i [MPa]	Měrný tlak v kloubu řetězu
$p_{dř}$ [MPa]	Dovolený tlak v kloubu řetězu (26)

8.2 NÁVRH TĚSNÉHO PERA HNACÍHO HŘÍDELE

Těsné pero bude navrhováno pro nejmenší průměr hnací hřídele, a to u spoje hřídelí s elektromotorem. Výpočet pera bude vycházet z výstupního dutého hřídele elektromotoru o průměru $d_h = 25 \text{ mm}$.

HODNOTY TĚSNÉHO PERA PRO HŘÍDEL

Dle strojnických tabulek [31]:

Material těsného pera: C45

$$d_h = 25 \text{ mm}$$

$$b_{FKG} = 8 \text{ mm}$$

$$t_{1FKG} = 2,9 \text{ mm}$$

$$p_o = 150 \text{ MPa}$$

DOVOLENÝ TLAK TĚSNÉHO PERA

$$p_{Dov} = 0,8 \cdot p_o \quad (27)$$

$$p_{Dov} = 0,8 \cdot 150$$

$$p_{Dov} = 120 \text{ MPa}$$

MAXIMÁLNÍ TOČIVÝ MOMENT NA HŘÍDELI

$$M_{kMax} = F_{Tmax} \cdot \frac{d_t}{2} \quad (28)$$

$$M_{kMax} = 1232,15 \cdot \frac{76,35}{2}$$

$$M_{kMax} = 47\,037,33 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

MINIMÁLNÍ DÉLKA TĚSNÉHO PERA NA OTLAČENÍ

$$l_{FKGmin} = \frac{2 \cdot M_{kMax}}{d_h \cdot t_{1FKG} \cdot p_{Dov}} + b_{FKG} \quad (29)$$

$$l_{FKGmin} = \frac{2 \cdot 47\,037,33}{25 \cdot 2,9 \cdot 120} + 8$$

$$l_{FKGmin} = 18,81 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím délku pera } l_{FKG} = 40 \text{ mm}$$

Pro průměr hřídele $d_h = 25 \text{ mm}$ volím PERO 8e7 $\times$ 7 $\times$ 40 ČSN 02 2562 [32]

Kde:

d_h [mm] Průměr hnacího hřídele v elektromotoru

b_{FKG} [mm] Šířka těsného pera

t_{1FKG} [mm] Přesah těsného pera

p_o [MPa] Základní dovolená hodnota tlaku pro těsné pero

p_{Dov} [MPa]	<i>Dovolенý tlak pro těsné pero (27)</i>
M_{kMax} [N · m]	<i>Maximální točivý moment (28)</i>
F_{Tmax} [N]	<i>Maximální tahová síla (21)</i>
d_t [mm]	<i>Průměr roztečné kružnice (1)</i>
l_{FKGmin} [mm]	<i>Minimální délka pera (29)</i>
l_{FKG} [mm]	<i>Délka pera</i>

8.3 VOLBA LOŽISKOVÉHO DOMKU

Ložiskové domky budou voleny pro průměr hřídele pod ložiskem $d_b = 30$ mm. A pro vysokou hodnotu trvanlivosti 140 tisíc hodin.

Volím ložiskový domek s ložiskem SKF N 206 ECP [33]
 $C = 44\,000\text{ N}$

TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_{Tmax}} \right)^{a_1} \quad (30)$$

$$L_{10} = \left(\frac{44000}{1232,15} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 149\,955,93\text{ h}$$

Kde:

d_b [mm]	<i>Průměr hnacího hřídele pod ložiskem</i>
C [N]	<i>Dynamická únosnost ložiska</i>
F_{Tmax} [N]	<i>Maximální tahová síla (21)</i>
a_1 [–]	<i>Koeficient valivého ložiska</i>
L_{10} [h]	<i>Trvanlivost ložiska (30)</i>

8.4 KONTROLA HŘÍDELE NA KRUT A OHYB

Ohyb a krut se bude kontrolovat pro hnací hřídel. Krut bude kontrolován pro nejmenší průměr hřídele, a to pro hřídel vstupující do duté hřídele elektromotoru. A ohyb bude kontrolován mezi ložiskem a řetězovým kolem.

HODNOTY HNACÍHO HŘÍDELE

Dle strojnických tabulek [31]:

Materiál hnacího hřídele E355

$$R_{eh} = 355\text{ MPa}$$

NEJMENŠÍ PRŮMĚR HNACÍHO HŘÍDELE

$$d_{hMin} = d_h - t \quad (31)$$

$$d_{hMin} = 25 - 4,1$$

$$d_{hMin} = 20,9 \text{ mm}$$

KONTROLA NA KRUT

$$\tau_h = \frac{16 \cdot M_{kMax}}{\pi \cdot d_{hMin}^3} \quad (32)$$

$$\tau_h = \frac{16 \cdot 47\,037,33}{\pi \cdot 20,9^3}$$

$$\tau_h = 26,24 \text{ MPa}$$

KONTROLA NA OHYB

$$\sigma_h = \frac{F_{Tmax} \cdot l_h \cdot 32}{4 \cdot \pi \cdot d_b^3} \quad (33)$$

$$\sigma_h = \frac{1232,15 \cdot 53 \cdot 32}{4 \cdot \pi \cdot 30^3}$$

$$\sigma_h = 6,16 \text{ MPa}$$

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_h^2 + 3 \cdot \tau_h^2} \quad (34)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{6,16^2 + 3 \cdot 26,24^2}$$

$$\sigma_{red} = 45,86 \text{ MPa} < R_{eh} \rightarrow \text{Hnací hřídel vyhovuje na redukované napětí.}$$

Kde:

R_{eh}	[MPa]	Mez kluzu materiálu hnacího hřídele
d_{hMi}	[mm]	Nejmenší průměr hnacího hřídele (31)
d_h	[mm]	Průměr hnacího hřídele v elektromotoru
t	[mm]	Hloubka drážky pro těsné pero
τ_h	[MPa]	Napětí v krutu hnacího hřídele (32)
M_{kMax}	[N · m]	Maximální točivý moment (28)
σ_h	[MPa]	Napětí v ohybu hnacího hřídele (33)
F_{Tmax}	[N]	Maximální tahová síla (21)
l_h	[mm]	Vzdálenost řetězového kola od ložiska
d_b	[mm]	Průměr hnacího hřídele pod ložiskem
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí hnacího hřídele (34)

8.5 NÁVRH NAPÍNACÍCH ŠROUBŮ

Délka napínacího šroubu se bude odvíjet od poměrného prodloužení tažného řetězu, a jeho průměr se vypočítá na minimální potřebnou štíhlosti prutu a na otlacení v závitech. Poměrné prodloužení řetězu by nemělo překračovat 2 %.

POČET ČLÁNKŮ ŘETĚZU

$$X = \frac{L}{P} \quad (35)$$

$$X = \frac{7256,84}{15,875}$$

$$X = 457,12 \rightarrow \text{Volím počet článků válečkového řetězu } X = 458$$

MAXIMÁLNÍ POMĚRNÉ PRODLOUŽENÍ ŘETĚZU

$$x_{max} = \frac{X \cdot P \cdot 0,02}{2} \quad (36)$$

$$x_{max} = \frac{458 \cdot 15,875 \cdot 0,02}{2}$$

$$x_{max} = 72,71 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím délku napínacího šroubu } x_n = 90 \text{ mm}$$

KONTROLA NAPÍNACÍHO ŠROUBU NA TAH

Kontrola pro volený šroub M10×1

$$p_n = \frac{4 \cdot F_{Tmax}}{u_n \cdot \pi \cdot d_{n3}^2} \quad (37)$$

$$p_n = \frac{4 \cdot 1232,15}{4 \cdot \pi \cdot 8,773^2}$$

$$p_n = 5,1 \text{ MPa} < p_{nDov} = 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{Napínací šrouby vyhovují na tah dle strojnických tabulek pro materiál šroubu S235JR. [31]}$$

MINIMÁLNÍ POČET ZÁVITŮ NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$n_{nzMin} = \frac{F_{Tmax}}{u_n \cdot \pi \cdot d_{n2} \cdot p_{nDov} \cdot \left(\frac{d_n - D_{n1}}{2}\right)} \quad (38)$$

$$n_{nzMin} = \frac{1232,15}{4 \cdot \pi \cdot 9,35 \cdot 100 \cdot \left(\frac{10 - 8,917}{2}\right)}$$

$$n_{nzMin} = 0,19 \rightarrow \text{Volím počet závitů } n_{nz} = 10$$

VÝŠKA MATICE NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$h_{nm} = n_{nz} \cdot P_n \quad (39)$$

$$h_{nm} = 10 \cdot 1$$

$$h_{nm} = 10 \text{ mm}$$

Kde:

X	$[-]$	Počet článků řetězu (35)
L	$[mm]$	Celková délka řetězu (12)
P	$[mm]$	Rozteč válečků řetězu
x_{max}	$[mm]$	Maximální poměrné prodloužení řetězu (36)
x_n	$[mm]$	Délka napínacího šroubu
p_{nDov}	$[MPa]$	Dovolený tah pro napínací šroub
p_n	$[MPa]$	Tah v napínacím šroubu (37)
F_{Tmax}	$[N]$	Maximální tahová síla (21)
u_n	$[-]$	Počet napínacích šroubů
d_{n3}	$[mm]$	Nejmenší průměr napínacího šroubu
n_{nzMin}	$[-]$	Minimální počet závitů napínacího šroubu (38)
n_{nz}	$[-]$	Počet závitů napínacího šroubu
d_{n2}	$[mm]$	Střední průměr napínacího šroubu
d_n	$[mm]$	Největší průměr napínacího šroubu
D_{n1}	$[mm]$	Nejmenší průměr matice napínacího šroubu
h_{nm}	$[mm]$	Výška matice napínacího šroubu (39)
P_n	$[mm]$	Rozteč závitů napínacího šroubu

8.6 KONTROLA STOJNY DOPRAVNÍKU

Stojny budou tvořeny šesti U profily o rozměrech $120 \times 60 \times 6 \text{ mm}$ a dále budou obsahovat přivařenou desku pro stavěcí šrouby. Váha palety na dopravníku bude rozdělena minimálně do dvou stojen. Kontrolní výpočty se budou počítat pro jednu stojnu pod motorem. Svary desky se budou kontrolovat na smyk a stavěcí šrouby na vzpěr a otláčení v závitech.

VÝŠKA KOUTOVÉHO SVARU

$$a_s = 0,7 \cdot t_s \quad (40)$$

$$a_s = 0,7 \cdot 2$$

$$a_s = 1,4 \text{ mm}$$

KONTROLA KOUTOVÉHO SVARŮ

$$p_s = \frac{\left(\frac{m_p}{2} + m_M\right) \cdot g}{2 \cdot (a_s \cdot l_s)} \quad (41)$$

$$p_s = \frac{\left(\frac{600}{2} + 26\right) \cdot 9,81}{2 \cdot (1,4 \cdot (2 \cdot 30 + 70))}$$

$p_s = 8,79 \text{ MPa} < p_{sDov} = 100 \text{ MPa} \rightarrow$ Svar vyhovuje na smyk dle strojnických tabulek pro materiál S235JR. [31]

KONTROLA STAVĚCÍHO ŠROUBU NA VZPĚR

Kontrola pro volený šroub M16×1

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} \quad (42)$$

$$\lambda = \frac{\frac{l_0}{\sqrt{2}}}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S_{\xi}}}}$$

$$\lambda = \frac{l_0}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_{\xi 3}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{\xi 3}^4}{64}}}$$

$$\lambda = \frac{140}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot 14,773^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 14,773^4}{64}}}$$

 $\lambda = 26,8 < \lambda_m = 60 \rightarrow$ Dle strojnických tabulek pouze kontrola na prostý tlak. [31]
KONTROLA STAVĚCÍHO ŠROUBU NA TLAK

$$p_{\xi} = \frac{4 \cdot \left(\frac{m_p}{2} + m_M\right) \cdot g}{\pi \cdot d_{\xi 3}^2} \quad (43)$$

$$p_{\xi} = \frac{4 \cdot \left(\frac{600}{2} + 26\right) \cdot 9,81}{\pi \cdot 14,773^2}$$

 $p_{\xi} = 18,66 \text{ MPa} < p_{\xi Dov} = 100 \text{ MPa} \rightarrow$ Šroub vyhovuje na tlak dle strojnických tabulek pro materiál šroubu S235JR. [31]
MINIMÁLNÍ POČET ZÁVITŮ STAVĚCÍHO ŠROUBU

$$n_{\xi z Min} = \frac{\left(\frac{m_p}{2} + m_M\right) \cdot g}{\pi \cdot d_{\xi 2} \cdot p_{\xi Dov} \cdot \frac{d_{\xi} - D_{\xi 1}}{2}} \quad (44)$$

$$n_{\xi z Min} = \frac{\left(\frac{600}{2} + 26\right) \cdot 9,81}{\pi \cdot 9,35 \cdot 100 \cdot \frac{16 - 14,917}{2}}$$

 $n_{\xi z Min} = 2,01 \rightarrow$ Volím počet závitů $n_{\xi z} = 16$
VÝŠKA MATICE STAVĚCÍHO ŠROUBU

$$h_{\xi m} = n_{\xi z} \cdot P_{\xi} \quad (45)$$

$$h_{\xi m} = 16 \cdot 1$$

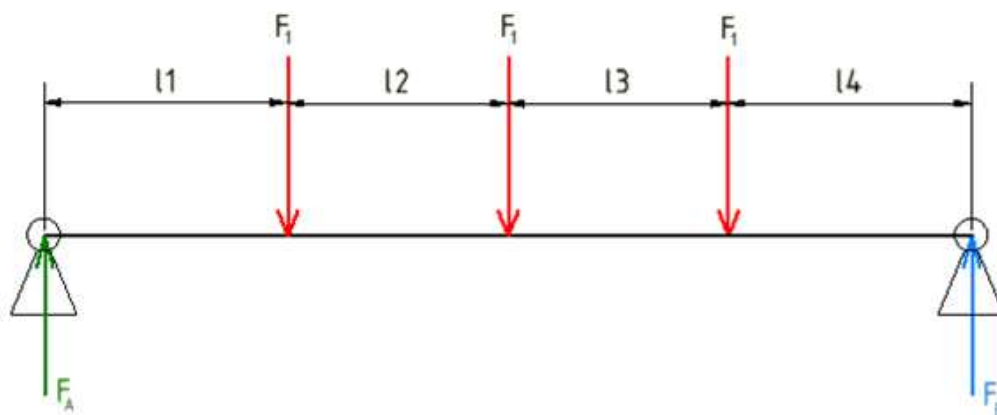
$$h_{\xi m} = 16 \text{ mm}$$

Kde:

a_s	[mm]	Výška koutového svaru (40)
t_s	[mm]	Tloušťka koutového svaru
p_s	[MPa]	Smykové napětí v koutovém svaru (41)
m_p	[kg]	Hmotnost naložené palety
m_M	[kg]	Provozní hmotnost elektromotoru
g	[m · s ⁻²]	Tíhové zrychlení
l_s	[mm]	Délka svaru
p_{sDov}	[MPa]	Dovolené smykové napětí koutového svaru
λ	[–]	Štíhlost prutu (42)
l_{red}	[mm]	Redukovaná délka prutu
i	[mm ⁴]	Poloměr kvadratického momentu průřezu
l_o	[mm]	Délka prutu po uchycení
I_{min}	[mm ⁴]	Minimální kvadratický moment průřezu
S_ξ	[mm ²]	Plošný obsah průřezu prutu
$d_{\xi 3}$	[mm]	Nejmenší průměr stavěcího šroubu
λ_m	[–]	Mezní štíhlost prutu
p_ξ	[MPa]	Tlak ve stavěcím šroubu (43)
$p_{\xi Dov}$	[MPa]	Dovolený tlak ve stavěcím šroubu
$n_{\xi zMin}$	[–]	Minimální počet závitů stavěcího šroubu (44)
d_ξ	[mm]	Největší průměr stavěcího šroubu
$D_{\xi 1}$	[mm]	Nejmenší průměr matice stavěcího šroubu
$n_{\xi z}$	[–]	Počet závitů matice stavěcího šroubu
$h_{\xi m}$	[mm]	Výška matice stavěcího šroubu (45)
P_ξ	[mm]	Rozteč závitů stavěcího šroubu

8.7 KONTROLA PODÉLNÝCH NOSNÍKŮ DOPRAVNÍKU

Podélné nosníky budou tvořit dvě čtyřhranné trubky $120 \times 60 \times 3$ mm. Nosníky budou mezi sebou spojeny za pomoci třech příčníků o stejných rozměrech. Konstrukce bude dále zavětrována dvěma čtyřhrannými trubkami o rozměrech $40 \times 40 \times 3$ mm. Výpočty budou kontrolovat bezpečnost v ohybu v místě největšího namáhání. To nastane, když se paleta bude nacházet mezi sousedními stojnami. Jelikož spodní část palety tvoří tři příčné desky, bude síla vyvíjená tíhou palety rozdělena do tří míst (obr. 36).



Obr. 36 Zatížený nosník; F_A – Reakční síla v bodě A, F_B – Reakční síla v bodě B, F_1 – Tíhová síla palety, l_1 – První délkový úsek nosníku, l_2 – Druhý délkový úsek nosníku, l_3 – Třetí délkový úsek nosníku, l_4 – Čtvrtý délkový úsek nosníku

HODNOTY NOSNÍKU

Dle strojnických tabulek [31]:

Materiál nosníku: S235JR

$$W_{ox} = 32\,884,2 \text{ mm}^3$$

$$R_{en} = 235 \text{ MPa}$$

DÉLKOVÉ ÚSEKY NOSNÍKU

$$l_1 = 370 \text{ mm}$$

$$l_2 = 335 \text{ mm}$$

$$l_3 = 335 \text{ mm}$$

$$l_4 = 370 \text{ mm}$$

REAKCE A POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$F_1 = \frac{m_p \cdot g}{3} \quad (46)$$

$$F_1 = \frac{600 \cdot 9,81}{3}$$

$$F_1 = 1\,962 \text{ N}$$

$$F_A = F_B = \frac{F_1 \cdot (l_1 + l_1 + l_2 + l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4} \quad (47)$$

$$F_A = F_B = \frac{1962 \cdot (370 + 370 + 335 + 370 + 335 + 335)}{370 + 335 + 335 + 370}$$

$$F_A = F_B = 2\,943 \text{ N}$$

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o_{max}} = F_A \cdot (l_1 + l_2) \quad (48)$$

$$M_{o_{max}} = 2943 \cdot (370 + 335)$$

$$M_{o_{max}} = 2\,074\,815 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_x}} \quad (49)$$

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{2074815}{32884,2}$$

$$\sigma_{o_{max}} = 63,09 \text{ MPa}$$

BEZPEČNOST VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_p = \frac{R_{en}}{\sigma_{o_{max}}} \quad (50)$$

$$k_p = \frac{235}{63,09}$$

$$k_p = 3,72 \rightarrow \text{Nosník vyhovuje na bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti.}$$

Kde:

W_{o_x}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
l_1	[mm]	První délkový úsek nosníku
l_2	[mm]	Druhý délkový úsek nosníku
l_3	[mm]	Třetí délkový úsek nosníku
l_4	[mm]	Čtvrtý délkový úsek nosníku
F_1	[N]	Tíhová síla palety (46)
F_A	[N]	Reakční síla v bodě A (47)
F_B	[N]	Reakční síla v bodě B (47)
$M_{o_{max}}$	[N · mm]	Maximální ohybový moment (48)
$\sigma_{o_{max}}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí (49)
k_p	[–]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti (50)
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu nosníku

8.8 VÝSLEDNÝ MODEL NÁVRHU

Následující obrázek 37 zobrazuje navrhnutý řetězový dopravník se součástmi a komponenty, jež byly navrženy a vypočítány v této bakalářské práci.



Obr. 37 Řetězový dopravník

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem řetězového dopravníku pro manipulaci s paletami. Řetězový dopravník musí být schopen dopravovat 360 palet za hodinu, při celkové hmotnosti palety 600 kilogramů.

Na začátku návrhu dopravníku byla provedena koncepční studie, v které bylo zvoleno nejvhodnější koncepční uspořádání, jež bylo vedení řetězu s třecí lištou. Dále byl proveden návrh komponent řetězového dopravníku, od kterých se odvíjely následně konstrukční výpočty. Ty byly provedeny pro zvolený tažný jednořadý válečkový řetěz 10B-1 od firmy ŘETĚZY VAMBERK. Tažná síla byla zjištěna za pomoci váhy přepravované palety, řetězu a potřebných součinitelů. Dle výsledku se dále odvíjel výpočet potřebného výkonu a otáček pohonu dopravníku, na jehož základě byl zvolen elektromotor s kuželovou převodovkou od firmy SEW-EURODRIVE, jenž je optimalizován pro práci s frekvenčním měničem. Další částí byla kontrola a volba součástí, kde byl kontrolován tažný řetěz a další součásti dopravníku. Tažný řetěz byl kontrolován na statickou a dynamickou bezpečnost a tlak v kloubu řetězu při působení maximální tažné síly. Následně bylo navrženo pero těsné na otlacení při maximálním točivém momentu. Ložiskové domky byly voleny pro vnitřní průměr 30 mm a hodnotu trvanlivosti 140 tisíc hodin při maximální tažné síle. Dále byla zkontrolována hnací hřídel na redukované napětí. Délka napínacích šroubů byla zvolena dle maximálního poměrného prodloužení tažného řetězu při poměrném prodloužení o 2 %. Napínací šrouby se potom kontrolovaly na tah a otlacení v závitech. Stavěcí šrouby byly kontrolovány na vzpěr, který vyšel menší než mezní štíhlost prutu, a proto byl šroub kontrolován pouze na tlak a otlacení v závitech. Následně byly zkontrolovány koutové svary na navařené desce stojny na smykové napětí. Jako poslední byla provedena kontrola podélného nosníku na bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti při působení ohybového napětí způsobeného tíhou přepravované palety. Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti na nosníku o rozměrech průřezu $120 \times 60 \times 3$ milimetrů vyšla 3,72.

Výpočty byly provedeny především dle podkladů a součinitelů od firmy ŘETĚZY VAMBERK. Výsledné výkresy a obrázky řetězového dopravníku byly zhotoveny v programu Autodesk Inventor.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Řetězové dopravníky. *LOGSYS* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.logsys.cz/cs/retezove-dopravniky>
- [2] HORÁKOVÁ, Karla. Dopravníky. *ADOC.PUB* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://adoc.pub/dopravniky-objemovy-prtok-sypkeho-materialu-q-v-s-v-m-3s-1-.html>
- [3] Článekové dopravníky. *Machine building* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://machineconveyor.cz/vyroba_dopravniku/clankove_dopravniky
- [4] Dopravníky přepravek. In: *BeHo* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.beho.cz/dopravniky-prepravek#galerie>
- [5] Manipulační a přepravní prostředky. *Vysoká škola logistiky* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://vlc.vslg.cz/Teorie/Item/10055>
- [6] Kartonová krabice standardní. In: *Eobaly* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.eobaly.cz/kartonova-krabice-3vvl-standardni#images-1>
- [7] Bedna T50. In: *Lipera* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://vinarske-potreby-lipera.cz/cs/bedny-vedra-prepravky/2458-bedna-t50-cervena-seda-zelena-30-kg-100033.html>
- [8] Manipulační jednotky. *Institut dopravy* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: http://www.342.vsb.cz/hra42/TLSO_2.pdf
- [9] Manipulační jednotky. *Logistika v praxi* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.dlprofi.cz/log/?uniqueid=mRRWSbk196FNf8-jVUh4EoSf6RcLfOnlzhpRCLs9wIw&coolurl=1&ion=33&serp=1>
- [10] Paleta plastová střední. In: *TBA Plastové obaly* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://www.tbaplast.cz/paleta-plastova-stredni_120x100cm_5-liziny#lightbox
- [11] Paleta rustikální vzhled jehličnatého dřeva. In: *OBI* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.ob.cz/police-a-nabytkove-desky/paleta-rustikalni-vzhled-jehlicnateho-dreva-80-cm-x-120-cm/p/3599198>
- [12] Logistika dopravy a manipulace. *VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://moodle-archiv-2019-2020.ro.vutbr.cz/pluginfile.php/296074/mod_resource/content/1/Projektov%C3%A1n%C3%AD-DLD-6part.pdf
- [13] Ohradová paleta kovová sloupková. In: *EMPORO* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://img.emporo.eu/fotocache/bigorig/images/produkty/112550.jpg>
- [14] Dřevěná paleta použitá. *OBAL CENTRUM* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.obalcentrum.cz/drevena-paleta-euro-rozmeru-normalizovane-epal-ippc-svetle-i-jakosti>

- [15] Europaleta. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/30/Plan_palette-europe.svg
- [16] Jak na bezpečné stohování – výška a náklon stohu. *Obalové Materiály* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.obalove-materialy.cz/o-nas/clanky/jak-na-bezpecne-stohovani-vyska-a-naklon-stohu>
- [17] Jak na bezpečné stohování - nezapomínejte na váhu. *Obalové Materiály* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.obalove-materialy.cz/o-nas/clanky/jak-na-bezpecne-stohovani-nezapominejte-na-vahu>
- [18] ČSN 26 9030: *Manipulační jednotky - Zásady pro tvorbu, bezpečnou manipulaci a skladování*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.
- [19] Válečkové řetězy VAMBERK. In: *ŘETĚZY Olomouc* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.retezyolomouc.cz/download/product/46/a-valeckove-retezy.pdf>
- [20] Válečkový řetěz 12 B1 s unašeči K2. In: *Mateza* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/e-shop/retez-valeckovy-12-b1-k2-cz-kazdy-venk-cl#gallery>
- [21] Válečkový řetěz 12 B1 s unašeči M7. In: *Mateza* [online]. 1991 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/e-shop/114483-valeckovy-retez-12-b1-s-unaseci-m7-na-kazdem-6-vnejsim-clanku-jednostranne-cz#gallery>
- [22] Válečkový řetěz 16 B1 Klik-Top RENOLD. In: *Mateza* [online]. 1991 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/e-shop/valeckovy-retez-16-b1-klik-top-renold#gallery>
- [23] Vedení pro válečkové řetězy. *Murtfeldt* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.murtfeldt.cz/produkty/vedeni-retezu-remenu-a-kluzne-profilu/vedeni-pro-valeckove-retezy/>
- [24] Typ CT. In: *Murtfeldt* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://www.murtfeldt.cz/typo3temp/GB/kr_g_rolenkette_ct_13e9e99c6d.jpg?w=small
- [25] Typ T. In: *Murtfeldt* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://www.murtfeldt.cz/typo3temp/GB/kr_g_rolenkette_t_c8069f1c25.jpg?w=small
- [26] Válečkové řetězy VAMBERK. *ŘETĚZY VAMBERK* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.retezy-vam.com/images/PDF/Katalog.pdf>
- [27] ČSN 01 4811: *Řetězová kola pro hnací válečkové a pouzdrové řetězy*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1984.
- [28] Volba dopravního řetězu. *ŘETĚZY VAMBERK* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf

- [29] Konfigurátor výrobků SEW. *SEW-EURODRIVE* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/>
- [30] Volba hnacího válečkového řetězu. *ŘETĚZY VAMBERK* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf
- [31] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [32] ČSN 02 2562: *Pera těsná s mezními úchytkami*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. 2003.
- [33] Válečkové ložisko: N 206 ECP. *SKF* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/au/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/productid-N%20206%20ECP>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Horizontální vzdálenost řetězových kol
a_1	[–]	Koeficient valivého ložiska
a_s	[mm]	Výška koutového svaru
b	[mm]	Vertikální vzdálenost řetězových kol
b_1	[mm]	Vnitřní šířka řetězu
b_{f1}	[mm]	Šířka zubu řetězového kola
b_{FKG}	[mm]	Šířka těsného pera
C	[N]	Dynamická únosnost ložiska
d_3	[mm]	Průměr válečku řetězu
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
d_b	[mm]	Průměr hnacího hřídele pod ložiskem
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice
d_g	[mm]	Průměr věnce řetězového kola
d_h	[mm]	Průměr hnacího hřídele v elektromotoru
d_h	[mm]	Průměr hnacího hřídele v elektromotoru
d_{hMin}	[mm]	Nejmenší průměr hnacího hřídele
d_n	[mm]	Největší průměr napínacího šroubu
D_{n1}	[mm]	Nejmenší průměr matice napínacího šroubu
d_{n2}	[mm]	Střední průměr napínacího šroubu
d_{n3}	[mm]	Nejmenší průměr napínacího šroubu
$d_{\S}$	[mm]	Největší průměr stavěcího šroubu
$D_{\S1}$	[mm]	Nejmenší průměr matice stavěcího šroubu
$d_{\S3}$	[mm]	Nejmenší průměr stavěcího šroubu
d_t	[mm]	Průměr roztečné kružnice
f	[mm]	Rozdíl poloměru roztečné kružnice
f_1	[mm ²]	Obsah průřezu čepu řetězu
F_1	[N]	Tíhová síla palety
F_A	[N]	Reakční síla v bodě A
F_B	[N]	Reakční síla v bodě B
F_{Bmin}	[N]	Minimální síla pro přetržení řetězu
f_r	[–]	Součinitel tření
f_s	[–]	Součinitel provozu

F_T	[N]	<i>Tažná síla</i>
F_{Tmax}	[N]	<i>Maximální tažná síla</i>
f_v	[–]	<i>Součinitel rychlosti</i>
g	[m · s ⁻²]	<i>Tíhové zrychlení</i>
h_{nm}	[mm]	<i>Výška matice napínacího šroubu</i>
h_{sm}	[mm]	<i>Výška matice stavěcího šroubu</i>
i	[mm ⁴]	<i>Poloměr kvadratického momentu průřezu</i>
I_1	[–]	<i>Součinitel tření řetězu</i>
I_2	[–]	<i>Součinitel mazání</i>
i_M	[–]	<i>Převodový poměr elektromotoru</i>
I_{min}	[mm ⁴]	<i>Minimální kvadratický moment průřezu</i>
k_d	[–]	<i>Dynamický součinitel bezpečnosti</i>
k_{dmin}	[–]	<i>Minimální dynamický součinitel bezpečnosti</i>
k_p	[–]	<i>Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti</i>
k_s	[–]	<i>Statický součinitel bezpečnosti</i>
k_{smin}	[–]	<i>Minimální statický součinitel bezpečnosti</i>
L	[mm]	<i>Celková délka řetězu</i>
l_1	[mm]	<i>První délkový úsek nosníku</i>
L_{10}	[h]	<i>Trvanlivost ložiska</i>
l_2	[mm]	<i>Druhý délkový úsek nosníku</i>
l_3	[mm]	<i>Třetí délkový úsek nosníku</i>
l_4	[mm]	<i>Čtvrtý délkový úsek nosníku</i>
l_{FKG}	[mm]	<i>Délka pera</i>
l_{FKGmin}	[mm]	<i>Minimální délka pera</i>
l_h	[mm]	<i>Vzdálenost řetězového kola od ložiska</i>
L_N	[mm]	<i>Délka Nosné větve</i>
l_o	[mm]	<i>Délka prutu po uchycení</i>
l_{red}	[mm]	<i>Redukovaná délka prutu</i>
l_s	[mm]	<i>Délka svaru</i>
L_V	[mm]	<i>Délka vratné větve</i>
M_k	[N · m]	<i>Točivý moment na hřídeli</i>
M_{kM}	[N · m]	<i>Točivý moment elektromotoru</i>
M_{kMax}	[N · m]	<i>Maximální točivý moment</i>
m_M	[kg]	<i>Provozní hmotnost elektromotoru</i>

$M_{o_{max}}$	$[N \cdot mm]$	Maximální ohybový moment
m_p	$[kg]$	Hmotnost naložené palety
$m_{\dot{r}}$	$[kg]$	Hmotnost řetězu
n_M	$[min^{-1}]$	Výstupní otáčky elektromotoru
n_{nz}	$[-]$	Počet závitů napínacího šroubu
n_{nzMin}	$[-]$	Minimální počet závitů napínacího šroubu
$n_{\dot{r}}$	$[min^{-1}]$	Otáčky řetězových kol
n_{sz}	$[-]$	Počet závitů matice stavěcího šroubu
n_{szMin}	$[-]$	Minimální počet závitů stavěcího šroubu
P	$[mm]$	Rozteč válečků řetězu
p_d	$[\frac{paleta}{h}]$	Dopravní výkon dopravníku
p_{Dov}	$[MPa]$	Dovolený tlak pro těsné pero
$p_{d\dot{r}}$	$[MPa]$	Dovolený tlak v kloubu řetězu
p_i	$[MPa]$	Měrný tlak v kloubu řetězu
P_M	$[W]$	Výkon motoru
p_n	$[MPa]$	Tah v napínacím šroubu
P_n	$[mm]$	Rozteč závitů napínacího šroubu
p_{nDov}	$[MPa]$	Dovolený tah pro napínací šroub
p_o	$[MPa]$	Základní dovolená hodnota tlaku pro těsné pero
P_p	$[W]$	Potřebný výkon dopravníku
P_{PM}	$[W]$	Potřebný výkon motoru
p_s	$[MPa]$	Smykové napětí v koutovém svaru
$p_{\dot{s}}$	$[MPa]$	Tlak ve stavěcím šroubu
$P_{\dot{s}}$	$[mm]$	Rozteč závitů stavěcího šroubu
p_{sDov}	$[MPa]$	Dovolené smykové napětí koutového svaru
$p_{\dot{s}Dov}$	$[MPa]$	Dovolený tlak ve stavěcím šroubu
$p_{v\dot{r}}$	$[MPa]$	Tlak v kloubu řetězu
Q	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost řetězu na jeden metr
r_e	$[mm]$	Poloměr boku zubu
R_e	$[MPa]$	Mez kluzu materiálu nosníku
R_{eh}	$[MPa]$	Mez kluzu materiálu hnacího hřídele
r_i	$[mm]$	Průměr dna zubní mezery
r_x	$[mm]$	Poloměr zaoblení zubu

s_h	[–]	<i>Součinitel provozních hodin</i>
s_n	[–]	<i>Součinitel polohy nákladu</i>
s_p	[–]	<i>Součinitel pracovního prostředí</i>
s_r	[–]	<i>Součinitel frekvence rozběhu</i>
$S_{\S}$	[mm ²]	<i>Plošný obsah průřezu prutu</i>
s_z	[–]	<i>Součinitel charakteristiky zatížení materiálem</i>
t	[mm]	<i>Hloubka drážky pro těsné pero</i>
t_{1FK}	[mm]	<i>Přesah těsného pera</i>
t_s	[mm]	<i>Tloušťka koutového svaru</i>
u_n	[–]	<i>Počet napínacích šroubů</i>
$u_{\check{r}}$	[–]	<i>Počet řetězů</i>
v_d	[m · s ^{–1}]	<i>Rychlost dopravníku</i>
v_o	[m · s ^{–1}]	<i>Obvodová rychlost řetězového kola</i>
W_{o_x}	[mm ³]	<i>Modul průřezu v ohybu</i>
X	[–]	<i>Počet článků řetězu</i>
x_{max}	[mm]	<i>Maximální poměrné prodloužení řetězu</i>
x_n	[mm]	<i>Délka napínacího šroubu</i>
Y	[–]	<i>Součinitel rázů</i>
z	[–]	<i>Počet zubů řetězového kola</i>
α_r	[°]	<i>Úhel otevření</i>
$\eta_{p\check{r}}$	[–]	<i>Účinnost převodovky</i>
$\eta_{\check{r}et}$	[–]	<i>Účinnost řetězového převodu</i>
λ	[–]	<i>Štíhlost prutu</i>
λ_m	[–]	<i>Mezní štíhlost prutu</i>
$\sigma_{o_{max}}$	[MPa]	<i>Maximální ohybové napětí</i>
σ_{red}	[MPa]	<i>Redukované napětí hnacího hřídele</i>
τ_h	[MPa]	<i>Napětí v krutu hnacího hřídele</i>
σ_h	[MPa]	<i>Napětí v ohybu hnacího hřídele</i>

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

BP208506_P1	Výrobní výkres hnacího hřídele
BP208506_P2	Výrobní výkres hnacího řetězového kola
BP208506_P3	Svařenec rámu řetězového dopravníku
BP208506_P4	Sestava řetězového dopravníku
BP208506_P4_1	Kusovník sestavy řetězového dopravníku
BP208506_P4_2	Kusovník sestavy řetězového dopravníku
BP208506_P4_3	Kusovník sestavy řetězového dopravníku