

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh dopravníku pro přepravu svařenců mezi svařovacími pracovišti

Autor: Adam SAZAMA
Vedoucí práce: Ing. Jiří KOŘÍNEK

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Adam SAZAMA**
Osobní číslo: **S21B0034P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Návrh dopravníku pro přepravu svařenců mezi svařovacími pracovišti**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Navrhněte pásový dopravník sloužící pro přepravu středně velkých svařovaných dílů mezi svařovacími buňkami.

Základní požadované parametry a vlastnosti:

- Délka dopravníku: 4-5m.
- Pohon asynchronním motorem s převodovkou.
- Zařízení musí být uzpůsobeno tak, aby splňovalo ergonomické požadavky pro ruční manipulaci s dopravovanými svařenci.
- Šířka pásu 350 –500mm.
- Musí být zajištěna mobilnost konstrukce.
- Musí být zajištěna teplotní odolnost pásu dopravníku.

Rozsah bakalářské práce: **30-40**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

[1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra – Obecné strojní části 1*, Praha: Computer Press, 1999

[2] HOSNEDL, S. *Systémové konstrukční navrhování technických produktů*, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 1. vyd. 1992

Konzultant: firma Strkan s.r.o., Ing. Ladislav Tříška

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jiří Kořínek**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2021**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Děkuji Ing. Jiřímu Kořínkovi za odborné vedení a užitečné rady při zpracování této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat kolektivu oddělení Engineering firmy Shape corp. za odborné rady a podněty.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Sazama	Jméno Adam	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kořínek	Jméno Jiří	
PRACOVISŤE	ZČU - FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh dopravníku pro přepravu svařenců mezi svařovacími pracovišti		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	51	TEXTOVÁ ČÁST		GRAFICKÁ ČÁST	
---------------	----	---------------------	--	----------------------	--

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje uvedení do problematiky pásových dopravníků, konstrukční návrh pásového dopravníku včetně potřebných výpočtů a CAD model navrženého dopravníku včetně doplňujících výrobních výkresů.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Pásový dopravník, pohon, bubny, válečky, teplotní analýza, rám, působící síly

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Sazama	Name Adam	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kořínek	Name Jiří	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Belt conveyor design for transport of welded parts between workplaces		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	51	TEXT PART		GRAPHICAL PART	
----------------	----	------------------	--	-----------------------	--

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis contains an introduction to the issue of belt conveyors, a structural design of a belt conveyor including the necessary calculations and a CAD model of the designed conveyor including additional production drawings.
KEY WORDS	Belt conveyor, drive, drums, rollers, thermal analysis, frame, applied forces

Obsah

Prohlášení o autorství	4
Poděkování	5
Anotační listy	6
Přehled použitých zkratk a symbolů.....	11
Seznam obrázků	12
Seznam tabulek	12
Seznam grafů.....	12
Seznam příloh.....	12
1 Úvod.....	13
2 Uvedení do problematiky pásových dopravníků.....	14
2.1 Základní dělení pásových dopravníků.....	14
2.1.1 Dle způsobu využití:.....	14
2.1.2 Dle typu nosné konstrukce	15
2.1.3 Dle unášecího prostředku	16
2.1.4 Dle přepravovaného materiálu	16
3 Hlavní části pásového dopravníku	17
3.1 Dopravní pás.....	17
3.1.1 Spojování pásů	18
3.1.2 Typy spojů při použití vulkanizačních metod	19
3.1.3 Čističe pásu	20
3.2 Pohon.....	20
3.3 Bubny.....	21
3.3.1 Hnací buben.....	21
3.3.2 Napínací buben.....	21
3.4 Napínací zařízení	22
3.4.1 Napínací zařízení kompenzující pouze trvalé prodloužení pásu	22
3.4.2 Napínací zařízení kompenzující trvalé i pružné prodloužení pásu	22
3.5 Válečky.....	22
3.5.1 Válečky s pevnou průběžnou osou.....	23
3.5.2 Válečky bez hřídele	23
3.6 Válečkové stolice.....	23
3.6.1 Rovné válečkové stolice	23
3.6.2 Korýtkové válečkové stolice	23
3.7 Nosná konstrukce	24

3.7.1	Ocelové uzavřené profily (jekly).....	24
3.7.2	Hliníkové konstrukční profily	24
3.8	Odvod materiálu z dopravníku	25
3.9	Doplňkové příslušenství dopravníků	25
4	Návrh dopravníku.....	26
4.1	Úkol dopravníku ve výrobním procesu	26
4.2	Analýza faktorů zohledněných při návrhu dopravníku, výpočet a výběr jednotlivých komponent.....	26
4.2.1	Dopravní výkon.....	27
4.2.2	Dopravní výška	27
4.2.3	Dopravní vzdálenost.....	27
4.2.4	Doprovázaný materiál	27
4.2.5	Dopravní rychlosti.....	28
4.2.6	Šířka pásu	28
4.3	Výběr dopravního pásu.....	29
4.3.1	Délka pásu	31
4.4	Volba válečků a jejich osových vzdáleností.....	31
4.5	Výpočet potřebné obvodové síly na hnacím bubnu.....	33
4.5.1	Obvodová hnací síla F_U'	33
4.5.2	Hlavní odpory F_H	33
4.5.2.1	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve dopravníku q_{RO}	34
4.5.2.2	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dopravníku q_{RU}	34
4.5.2.3	Hmotnost 1m dopravního pásu q_B	34
4.5.2.4	Hmotnost nákladu na 1m délky pásu q_G	34
4.5.3	Vedlejší odpory F_N	35
4.5.3.1	Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování F_{bA}	35
4.5.3.2	Odpory tření mezi doprav. hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování.....	35
4.5.3.3	Urychlovací délka l_b	35
4.5.3.4	Odpor ohybu pásu na bubnech F_1	36
4.5.3.5	Odpor v ložiskách bubnu F_t	36
4.5.4	Přídavné odpory F_S	36
4.5.4.1	Hlavní přídavné odpory F_{S1}	36
4.5.4.2	Vedlejší přídavné odpory F_{S2}	36
4.5.4.3	Odpor k překonání dopravní výšky F_{St}	37
4.5.5	Korigovaná obvodová hnací síla F_U	37

4.6	Výpočet potřebného provozního výkonu hnacího motoru P_M	37
4.6.1	Provozní výkon na poháněcím bubnu P_A	37
4.6.2	Otáčky hřídele hnacího bubnu n_p	37
4.7	Výběr hnacího motoru.....	38
4.8	Výběr napínacího (vratného) bubnu.....	39
4.9	Výpočet sil v pásu.....	40
4.9.1	Přenos obvodové síly na hnacím bubnu.....	40
4.9.2	Maximální obvodová hnací síla.....	41
4.9.3	Omezení podle průvěsu pásu.....	41
4.9.4	Největší tahová síla v pásu F_{max}	42
4.9.5	Kontrola pevnosti pásu v tahu.....	43
4.10	Výpočet ložisek bubnu.....	43
4.10.1	Celková síla působící na buben F_{celk}	43
4.10.2	Reakce v uložení bubnu.....	43
4.10.3	Životnost ložisek L_h	44
4.11	Návrh napínacího zařízení pásu.....	45
4.11.1	Napínací síla F_{nap}	45
4.11.2	Minimální průměr napínacího šroubu (namáhání prostým tlakem).....	45
4.11.3	Minimální průměr napínacího šroubu (namáhání na vzpěr).....	46
4.11.4	Volba napínacího šroubu.....	46
4.11.5	Napínací délka L_{nap}	46
4.12	Rám dopravníku.....	47
4.13	Ergonomie.....	48
4.14	Hmotnost dopravníku m_{celk}	48
4.15	Pojezdová kola.....	49
4.15.1	Nosnost pojezdových kol n_{celk}	49
5	Závěr.....	50
6	Použité zdroje:.....	51

Přehled použitých zkratk a symbolů

3D	3 prostorové dimenze
CAD	Computer aided design
ČSN	Česká technická norma
FST	Fakulta strojní
hod	Hodina
ISO	Mezinárodní technická norma
KKS	Katedra konstruování strojů
kg	Kilogram
m	Metr
min	Minuta
MPa	Megapascal
N	Newton
PA	Polyamid
PE	Polyethylen
PP	Polypropylen
PVC	Polyvinylchlorid
rad	Radián
s	Sekunda
W	Watt
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni
°C	Stupeň Celsia
∅	Průměr

Seznam obrázků

Obr. 1 - Důlní pásové dopravníky	14
Obr. 2 - Dopravník pro technologickou dopravu	15
Obr. 3 - Mobilní dopravník	15
Obr. 4 - Řez pásy s textilní a ocelovou kostrou	17
Obr. 5 – Varianty uspořádání bubnů	21
Obr. 6 - Chladnutí svaru zachycené termokamerou	29
Obr. 7 - Konstrukční schéma válečku	32
Obr. 8 - Konstrukční schéma hnacího bubnu	38
Obr. 9 - CAD model hnacího bubnu	38
Obr. 10 - CAD model napínacího bubnu	39
Obr. 11 - Síly v pásu.....	40
Obr. 12 - Průvės pásu mezi válečky	42
Obr. 13 - CAD model napínacího zařízení.....	45
Obr. 14 - Rozměry hliníkových konstrukčních profilů 40x80 a 40x40	47
Obr. 15 - CAD model sestavy dopravníku	50

Seznam tabulek

Tab. 1 – Hodnoty součinitele tření	41
Tab. 2 – Technické parametry profilu 104080	47
Tab. 3 – Technické parametry profilu 104040	47

Seznam grafů

Graf 1 - Chladnutí svaru v průběhu času.....	30
--	----

Seznam příloh

Příloha 1	i
Příloha 2	ii
Příloha 3	iv
Příloha 4	v

1 Úvod

Tato práce se zabývá řešením konkrétního pásového dopravníku se specifickými požadavky zadavatele (firmy Shape corp.). Uvedena bude obecná problematika pásových dopravníků, jejich komponent a oblastí využití. Dále pak bude proveden výběr jednotlivých konstrukčních prvků dopravníku založený na požadavcích zadavatele, podmínkách provozu a konstrukčních výpočtech vycházejících ze stanovených požadavků a parametrů. Na závěr bude zhotoven CAD model sestavy dopravníku, výkresová dokumentace sestavy a vybraných vyráběných součástí.

2 Uvedení do problematiky pásových dopravníků

Pásový dopravník je kontinuální dopravníkový systém tvořený unášecím prostředkem (uzavřeným pásem) pohybujícím se mezi dvěma bubny (hnacím a vratným) a dalšími konstrukčními prvky zajišťujícími jeho provoz. Může být použit pro přepravu rozmanitých druhů materiálů, od těžkých kusových až po sypké nebo tekuté, na teoreticky libovolné vzdálenosti. Dopravník může být také nakloněn pod různými úhly, které se mohou průběžně měnit i v rámci jednoho dopravníku. Sypké materiály lze přepravovat do sklonu $+18^{\circ}/-12^{\circ}$. Materiál je přepravován po vrchní části pásu z jednoho konce dopravníku na druhý, popř. na určitém úseku dopravníku. [1] [2]

Hlavními výhodami pásových dopravníků jsou zejména plynulost dopravy při přepravě i velkého množství přepravovaného materiálu, velký dopravní výkon, tichý chod, bezpečný a spolehlivý provoz při zachování celkové jednoduchosti konstrukce a montáže a možnost přepravy většiny sypkých a řady kusových materiálů. Za nevýhodu může být považováno velké množství pohybujících se částí dopravníku a možné větší opotřebení pásu abrazivními částicemi přepravovaného materiálu. [1]

Pásové dopravníky můžeme nalézt i mimo průmyslová odvětví např. ve formě pohyblivých chodníků na letištích a v obchodních centrech nebo jako pohyblivé pásy u pokladen ve většině obchodů.

2.1 Základní dělení pásových dopravníků

2.1.1 Dle způsobu využití

Pásové dopravníky pro dálkovou dopravu

Hlavní charakteristikou pásových dopravníků pro dálkovou dopravu je velký dopravní výkon, velká dopravní rychlost a větší rozměry pásu. Jsou umístěny na volném terénu a zpravidla mají výrazně větší dopravní délku než dopravníky pro technologickou dopravu. [1]



Obr. 1 - Důlní pásové dopravníky [3]

Pásové dopravníky pro technologickou dopravu

Pásové dopravníky pro technologickou dopravu jsou používány zejména pro přepravu nákladů mezi jednotlivými stanovišti výrobního procesu (výrobní pracoviště, skladovací a nakládací prostory, ...) [1]



Obr. 2 - Dopravník pro technologickou dopravu [4]

2.1.2 Dle typu nosné konstrukce

Stabilní nosná konstrukce

Pásové dopravníky se stabilní nosnou konstrukcí jsou charakterizovány pevným ustavením dopravníku v daném prostoru, přičemž jeho přemístění je z hlediska konstrukce buď nemožné, popř. možné po částečné nebo kompletní demontáži sestavy dopravníku. Typickými zástupci pásových dopravníků se stabilní konstrukcí jsou důlní pásové dopravníky s dlouhou přepravní délkou viz obr.1 (strana 2).

Mobilní nosná konstrukce

Pásové dopravníky s mobilní konstrukcí jsou v místě kontaktu rámu dopravníku se zemí vybaveny pojezdovým ústrojím (zejména využívajícím kola různých velikostí, popř. pásů). Jejich výhodou je možnost přesunu z jednoho pracovního místa na jiné bez nutnosti demontáže části nebo celého dopravníku. Omezením je ovšem jejich malá dopravní délka a malé dopravní množství, které je omezeno kvůli zajištění mobility dopravníku.



Obr. 3 - Mobilní dopravník [5]

2.1.3 Dle unášecího prostředku

- a) dopravník s gumovým pásem
- b) dopravník s ocelovým pásem
- c) dopravník s pásem z drátěného pletiva
- d) dopravník s modulárním pásem
- e) dopravník s magnetickým pásem

2.1.4 Dle přepravovaného materiálu

- a) dopravník pro přepravu sypkých materiálů (hlína, písek, suť, krmné směsi, ...)
- b) dopravník pro přepravu kusových materiálů (obrobky, polotovary, skleněné nádoby, ...)

3 Hlavní části pásového dopravníku

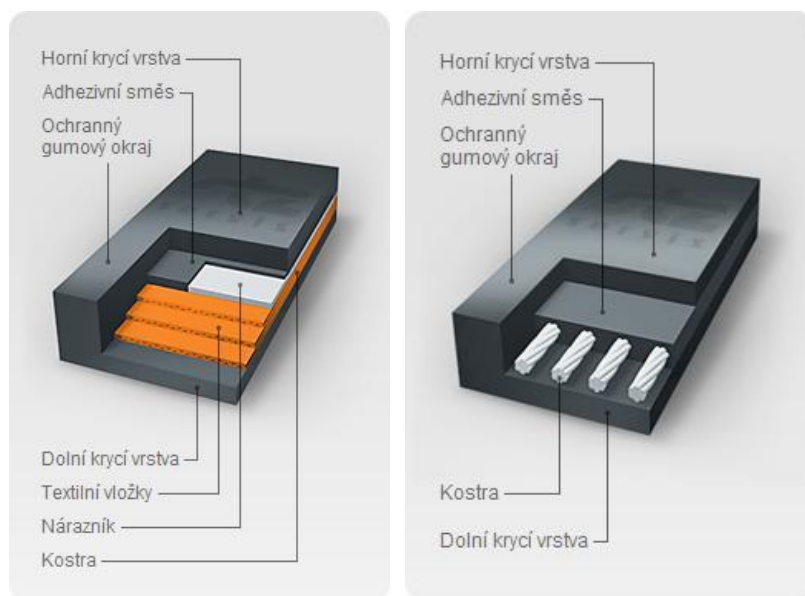
3.1 Dopravní pás

Dopravní pás tvoří uzavřený „nekonečný“ prvek sestavy dopravníku, který obíhá okolo hnacího a vratného bubnu, přičemž na jeho horní straně přenáší přepravovaný materiál, produkty nebo osoby z jednoho konce na druhý, popř. na určitém úseku. Současně plní funkci tažného prvku, který přenáší odpory, které vznikají při jeho chodu.

Gumové pásy

Hlavní konstrukční částí gumového pásu je nosná kostra, která přenáší všechny složky tahového namáhání působícího na pás a je nejvíce namáhána. Dalšími částmi pásu jsou vrchní (nosné) a spodní (oběžné) krycí vrstvy pásu, které chrání nosnou kostru před vnějšími vlivy prostředí (otěr, atmosférické vlivy, ...) a tvoří kontaktní vrstvu mezi kostrou pásu a přepravovaným materiálem, popř. bubny.

Nosná kostra je nejčastěji tvořena z polyamidových, polyesterových nebo textilních vláken nebo ji tvoří ocelová lana (tzv. ocelokordové pásy). Kostra z polyamidových vláken je vysoce elastická a velmi odolná proti průrazu. Ocelokordové kostry jsou oproti tomu vysoce pevné a výborně odolávají tahovým deformacím. [1]



Obr. 4 - Řez pásy s textilní a ocelovou kostrou [7]

Ocelové pásy

Ocelové pásy jsou převážně tvořeny jednou vrstvou tenkého plechu (0,4-1,6mm). Jejich výhodou je nízký koeficient tření, který napomáhá snadnému odvodu materiálu z pásu, vyšší teplotní a chemická odolnost pásu. Nevýhodou je ovšem nutnost nižších dopravních rychlostí, malá odolnost vůči oxidaci oproti gumovým pásům, schopnost dopravy pouze na kratší dopravní vzdálenosti, velmi omezené možnosti sklonu a nutnost použití většího průměru bubnu kvůli nižšímu koeficientu tření. Spojování ocelových pásů se uskutečňuje nýtováním za studena nýty se zapuštěnou hlavou, popř. při větší tloušťce pásů je možné použít bodové svařování. [6][8]

Pásy z drátěného pletiva

Gumový oběžný pás je v tomto případě nahrazen ocelovými články pospojovanými do uzavřeného pásu drátěného pletiva. Používají se převážně pro přepravu kusového materiálu, u kterého je potřeba, aby při přepravě chladl, popř. schnul. Bubny je v tomto případě možné nahradit hřídelemi s řetězovými koly uloženými v ložiskách. Je ovšem nutno podotknout, že v tomto případě působí tahové napětí na jednotlivé články řetězu nerovnoměrně a články, které přímo zabírají s řetězovými koly je nutno častěji měnit. [6]

Modulární pásy

Modulární pásy jsou používány v situacích/provozech, kde je nutná variabilita konstrukce pásu. Jejich hlavní výhodou je možnost snadného prodloužení/zkrácení délky pásu popř. jednoduchá výměna poškozeného článku modulárního pásu. Jednotlivé články jsou propojeny pevným drátem nebo osičkou a zajištěny na jejím konci proti uvolnění.

Nejčastěji používaným materiálem článků je PVC, PE, PA, PP a další materiály, které jsou chemicky inertní s přepravovanými produkty. Primární využití nachází v potravinářském průmyslu a automobilových linkách zejména pro přepravu kusových výrobků (sypké materiály není možno přepravovat kvůli mezičládkovým prostorům, kterými by materiál propadl). Dopravníky s modulárními pásy je možno také využít pro ochlazování přepravovaných výrobků (vstupní teplota je omezena teplotní odolností článků), jelikož tyto pásy jsou charakteristické výbornou prodyšností a dobrou teplotní odolností článků. [6]

Magnetický pás s kluzným plechem

Tento typ dopravníku je specifický tím, že přepravovaný materiál nepřijde do přímého kontaktu s pohyblivou částí dopravníku. Jeho konstrukce je tvořena pevným kluzným plechem, u kterého je snaha dosáhnout co nejmenšího koeficientu tření a oběžným pásem s magnetickými články, které zajišťují posuv materiálu po kluzném plechu z jednoho konce na druhý.

Jeho hlavní výhodou je téměř neomezený úhel stoupání, který je zajištěn dostatečnou silou magnetických článků, které jsou v případě potřeby vyměnitelné. Nevýhodou je omezení přepravy pouze na feromagnetické materiály.

3.1.1 Spojování pásů

Mechanické spoje

Mechanické spojování je realizováno pomocí různých druhů spon a spojek. Hlavní výhodou tohoto druhu spojení je jeho rozebíratelnost. Toto je výhodné zejména v situacích, kdy je nutná častější údržba a nastavování pásu a také je snadná jeho výměna při poškození. Nevýhodou je ovšem výraznější narušení hladkosti povrchu pásu, čímž může pás poškozovat bubny při vzájemném kontaktu. Proto je snaha co nejvíce zapouštět spojovací elementy do pásu, aby přicházely co nejméně do kontaktu s bubny, čističi či válečky, které se tímto kontaktem mohou opotřebovávat. Mechanické spoje sponami či spojkami se používají především u méně namáhaných dopravních pásů. Tento spoj je schopen přenést maximálně 70% nejvyššího přípustného napětí pásu).

Hlavními zástupci tohoto druhu spojení jsou kloubové spojky a pevné spony.

Kloubové spojky jsou velmi snadno a rychle rozebíratelné. Pro kloubové spojky se používají buď háčkové, nebo destičkové spony. Destičkové spony přenesou oproti háčkovým až 3x vyšší hodnoty tahového napětí (háčkové max. 400N/mm, destičkové max. 1250N/mm).

Pevné spojky (také nazývané bezjehlové spoje) se skládají ze dvou přímých destiček umístěných na horní a spodní vrstvě pásu spojených skrz díry v pásu. Pevné spojky jsou

schopny přenést vyšší tahové napětí než spojky kloubové (až 1600 N/mm). Kvůli absenci rotačního elementu mezi články spojů je nutné použití většího průměru bubnů, než u spojek kloubových. Pevné spojky je také možné použít pro opravy průrazů a trhlin v pásu. [9]

Spoje vulkanizací pásu

Spoje vulkanizací jsou oproti spojům mechanickým nerozebíratelné trvalé. Časem však podléhají únavě a je potřeba pás zkrátit a znovu spojit (pokud to konstrukce dopravníku dovoluje). Spojy vulkanizací jsou schopny dosáhnout až srovnatelné pevnosti v tahu jako dopravní pás samotný. Toto je ovšem ovlivněno kvalitou spojení a též použitou vulkanizační metodou.

Vulkanizace za tepla je technologický proces spojování pásů za současného působení tlaku a teploty na vulkanizačních lisech. Jedná se o asi nejpoužívanější metodu spojování dopravních pásů díky dosažení pevnosti shodné s pevností v tahu pásu. Zároveň je proces vulkanizace za tepla značně komplikovaný oproti ostatním metodám spojování ať už z hlediska nároků na čistotu prostředí, nebo na okolní teplotu. Tato metoda se používá pro spojování pásů pryžo-textilních a ocelokordových.

Vulkanizace za studena (lepení) probíhá za pomoci chemických reakcí ve spoji. U této metody není za potřebí použití vulkanizačního lisu, což značně zvyšuje její ekonomičnost. Je doporučena pro použití u dopravních pásů namáhaných maximálním tahovým napětím 2000N/mm a při teplotě do 80°C. Značnou výhodou této metody je také možnost zhotovení spoje i na těžko přístupných místech. Využívá se zejména jednosložkových či dvousložkových lepidel. Materiál lepidel ovlivňuje rychlost tuhnutí spoje a také jeho konečnou pevnost. Používá se zejména při spojování pryžo-textilních pásů. [9]

3.1.2 Typy spojů při použití vulkanizačních metod

Před samotnou vulkanizací je třeba konce pásu upravit do požadovaného tvaru, velikosti a čistoty, aby byla zajištěna dostatečná kvalita a výsledná pevnost spoje. Typ spoje je ovlivněn zejména druhem kostry použitého dopravního pásu a počtem jeho vrstev.

Spoj překrytím je nejčastěji používaný zejména u jednovložkových pásů do maximální pevnosti v tahu 500 N/mm. Principem tohoto spoje je odstranění horní vrstvy na jednom konci pásu a spodní vrstvy na konci druhém. Následně se konce pásů vzájemně překryjí a vložky pásu na sebe dosednou. To způsobí mírné zvýšení tloušťky dopravního pásu.

Prstový spoj se používá pro spojování jednovložkových i vícevložkových pásů. Na koncích pásů jsou pomocí šablony vyříznuty „prsty“, které do sebe vzájemně zapadají. Pevnost spoje je kromě dalších vlivů ovlivněna právě délkou vyříznutých „prstů“.

Stupňovaný spoj je používán u vícevložkových pásů. Princip tohoto spoje spočívá v úpravě konců jednotlivých vložek pásu na různé délky a jim odpovídajícím proti-koncům na druhém konci pásu tak, aby do sebe výsledné tvary konců dokonale zapadaly.

Spoj ocelokordových pásů je oproti předchozím typům podstatně složitější. Nejprve se po celé délce spoje odstraní krycí vrstvy a rovněž mezivrstva mezi jednotlivými lany. Následně se lana stříhají a střídavě přikládají dlouhé konce ke krátkým. Poté je na odhalené konce lan nanášena spojovací fólie a krycí vrstvy. Na závěr jsou konce pásů za pomoci vulkanizačního zařízení při vulkanizační teplotě spojeny. [9]

3.1.3 Čističe pásu

V případě, kdy je dopravník používán pro přepravu vlhkého nebo lepkavého materiálu, může docházet k jeho ulpívání na pásu při přechodu pásu do spodní vratné větve. Tento problém částečně řeší použití např. pásů z ocelového plechu. Ocelové pásy ovšem nejsou vhodné při použití u dopravníků, jejichž dráha není zcela horizontální nebo je nutné využít jiných než rovných válečkových stolic.

Aby se zamezilo přístupu materiálu do spodní větve pásu, kde by docházelo ke styku materiálu s válečky, který by zapříčiňoval zvyšování odporů a opotřebením pásu a bubnů, je třeba do sestavy dopravníku připojit tzv. čističe pásů.

Čističe se umísťují na začátek vratné větve těsně za místo, kde materiál opouští dopravní pás.

Prvním a nejjednodušším typem čističů jsou **čističe z měkkého gumového pásu**, který je mírným konstantním tlakem závaží popř. pružiny přitlačován k dopravnímu pásu, kde stírá nežádoucí materiál. Druhým typem jsou **rotační čističe**, které jsou sice konstrukčně složitější, ovšem dosahují lepších čistících účinků. Jako čistící nástroj jsou využívány válcové kartáče nebo ocelové šroubovice s velkým stoupáním a připevněnými gumovými pásy. Pohon rotačního čističe je zajištěn pohonem hnacího bubnu přenášený pomocí klínového řemene, popř. má čistič svůj samostatný motor.

Dosahované obvodové rychlosti jsou 4 až 5 m/s při přepravě suchého materiálu a 6 až 7 m/s při přepravě materiálu vlhkého. [8]

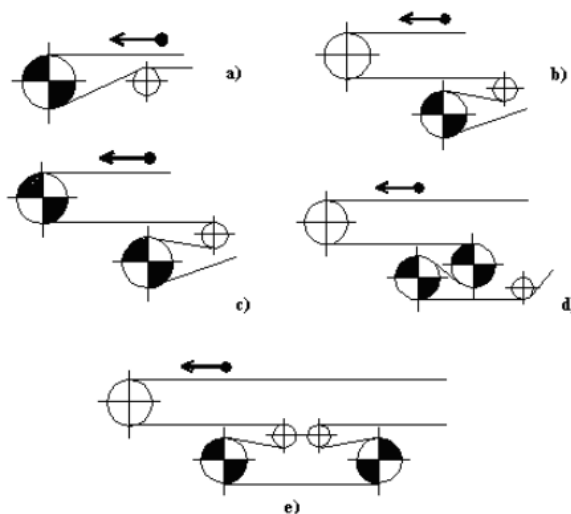
3.2 Pohon

Pohon resp. poháněcí stanice pásového dopravníku slouží ke generování otáčivého pohybu a následné přenášení přes hnací buben na funkční posuvný pohyb nosného pásu. Také by se funkce poháněcí stanice dala popsat jako přeměna točivého momentu na tažnou sílu v dopravním pásu.

Přenos pohybu přes buben je realizován pomocí třecí síly a částečně tvarovým stykem. V případě, že součinitel tření bubnu není dostatečný, je jednobubnový pohon nahrazen pohonem vícebubnovým. U jednobubnových pohonů je úhel opásání v rozmezí **180 až 250°**. U pohonů vícebubnových dosahuje úhel opásání hodnoty až **n x 220°**. [1]

Uspořádání bubnů poháněcí stanice může být provedeno v několika variantách:

- a) Jednobubnová stanice bez výložníku
- b) Jednobubnová stanice s výložníkem
- c) Dvoububnová stanice bez výložníku
- d) Dvoububnová stanice s výložníkem (tzv. S pohon)
- e) Dvoububnová stanice s dvěma převáděcími bubny a s výložníkem (tzv. Omega pohon)



Obr. 5 – Varianty uspořádání bubnů[1]

Pro pohon hnacího bubnu je nejčastěji používán čtyřpólový asynchronní motor s kotvou nakrátko, který dále přes pružnou spojku, mechanickou převodovku a nepružnou spojku přenáší točivý moment na hnací buben. Na vstupní stranu převodovky je také možno umístit brzdu, pokud to daný dopravníkový systém vyžaduje. [1]

3.3 Bubny

3.3.1 Hnací buben

Hnací buben pásového dopravníku plní funkci přeměny otáčivého pohybu generovaného hnacím motorem na posuvný respektive oběžný pohyb pásu. Točivý moment je přenášen přes hřídelové spojky (mezi hnacím členem a bubnem) a následně třecími silami popřípadě tvarovým stykem a napínací silou (mezi bubnem a pásem). Buben je na obou koncích mírně kuželovitý, což zajišťuje dobré vedení pásu. Hnací buben se umísťuje na konec dráhy dopravníku tak, aby tažena byla vrchní nosná část pásu s přepravovaným materiálem.

3.3.2 Napínací buben

Napínací buben bývá nejčastěji součástí napínacího zařízení dopravníku a slouží k zajištění požadovaného napnutí dopravního pásu.

Bubny jsou vyráběny buď svařováním, nebo odléváním, přičemž svařované bubny mají zpravidla nižší hmotnost.

Pro zajištění vyšší hodnoty součinitele tření bývá povrch bubnů pogumován nebo opatřen tvarovými úpravami povrchu (zdrsnění povrchu, tvarové drážky, nanášená keramika, kombinace uvedených). [6] [8]

U dopravníků, kde přenášené síly dosahují malých hodnot, je možné použití hnacích bubnů s vnitřním pohonem. Tím se sníží prostorové nároky na motor dopravníku, je zajištěna lepší ochrana motoru proti nečistotám a zpravidla se i sníží celková hmotnost dopravníku. [6]

3.4 Napínací zařízení

Napínací zařízení slouží pro vyvolání dostatečného předpětí, které je nutné k zajištění požadovaných hodnot třecích sil. Další požadovanou funkcí napínacího zařízení je zajištění dostatečného napnutí pásu tak, aby nevznikaly v meziválečkových prostorech dopravníku průhyby pásu. [1]

Napínací zařízení lze rozdělit do dvou skupin podle jeho funkce:

3.4.1 Napínací zařízení kompenzující pouze trvalé prodloužení pásu

Také nazývané jako napínací zařízení s pevným napínacím bubnem je používáno u kratších pásových dopravníků (zpravidla do délky 100m). Napínací síla je vyvozena pohybem vratného bubnu pomocí šroubu ručního kladkostroje. Napínací síla musí dostačovat nejen při kontinuálnímu chodu dopravníku, ale také při rozběhu, kdy proti pohybu působí největší setrvačné síly. Na rozdíl od druhé skupiny napínacích zařízení je zde po předepnutí pásu vratný buben již v pevné poloze a při chodu dopravníku ji již nemění. Při rozběhu je vlivem dynamických sil pás prodloužen, tažné síly se mění a při nedostatečném předepnutí může dojít k prokluzu pásu. [1]

3.4.2 Napínací zařízení kompenzující trvalé i pružné prodloužení pásu

Jinak nazývané také napínací zařízení s posuvným napínacím bubnem je oproti předchozímu typu schopno udržovat konstantní napětí v pásu nejen v klidu nebo rovnoměrném pohybu, ale také při rozběhu díky pohybu napínacího bubnu a tím kompenzuje změnu jeho délky. Nejjednodušším způsobem zajištění konstantních napínacích sil je použití napínání samotíhou napínacího závaží a to nejlépe v místě nejmenšího tahu, aby závaží mohlo být co nejmenší. Další možností je použít pneumatického napínacího zařízení nebo napínání pomocí elektrického vrátku. Zde je konstantní napětí v pásu kontrolováno a nastavováno za pomoci dynamometru. Obě tyto varianty se nejčastěji používají např. u důlních dopravníkových systémů, kde je dosahováno velkých dopravních délek. [1]

3.5 Válečky

Smyslem použití válečků v pásových dopravnících je podpora a vedení dopravního pásu v nosné i vratné větvi. Společně se stolicí vytváří tzv. ložný průřez dopravníku. Válečky jsou nejčastěji uloženy ve valivých ložiskách a jejich valivé elementy se volí podle míry zatížení od přepravovaného materiálu. U lehkých přenosných dopravníků je možné použít i kluzná ložiska. Důležité parametry při výběru popř. konstrukci a výrobě válečků jsou váha, statická a dynamická vyváženost, malý odpor při otáčení, životnost, malé nároky na údržbu a jednoduchost výroby. Rozměry válečků jsou stanoveny normou, přičemž určující hodnotou jsou primárně rozměry pásu.

Nejčastěji se válečky vyrábí z bezešvých trubek, jejichž okraje jsou mírně kónické podobně jako u bubnů dopravníku. Další možnou variantou výroby válečků je svaření zkrouceného plechu popř. odlití z plastu. Životnost válečků je možné zvýšit například jejich pogumováním. [8]

Typy konstrukce válečků

3.5.1 Válečky s pevnou průběžnou osou

Válečky s pevnou průběžnou osou se vyznačují velmi nízkými odpory proti valení a jednoduchostí jejich případné výměny. Jsou ovšem výrobně dražší a také jejich hmotnost je oproti válečkům bez hřídele vyšší. [8]

3.5.2 Válečky bez hřídele

Válečky bez hřídele jsou lehčí a díky tomu, že je výroba jednodušší a je při ní použito méně materiálu jsou i levnější. Nutností je ovšem přesné uložení víček do válečků a tím i komplikovanější montáž a vyšší nároky na přesnost uložení víček při výrobě válečků. Z těchto důvodů jsou většinou preferovány válečky s pevnou osou oproti válečkům bez hřídele. Válečky je možné také vyrábět z plastu a tím ještě dále snížit jejich hmotnost.

Těsnění ložisek je řešeno gumovými těsnícími kroužky případně labyrintovým těsním. Těsnící kroužky jsou levnější a mají nižší hmotnost. Kladou ovšem větší odpor proti valení a proto se využívají zejména u válečků menších průměrů. Oproti tomu labyrintové těsnění neklade téměř žádný odpor proti valení, je ovšem nákladnější na výrobu, jelikož se lisuje z plechu nebo soustruží. [8]

3.6 Válečkové stolice

Válečkové stolice slouží k uložení válečků. Tím je zajištěno podepření horní a spodní větve pásu.

Existuje několik typů uspořádání válečků do válečkových stolic:

3.6.1 Rovné válečkové stolice

Rovné válečkové stolice jsou zejména používány pro dolní větev pásu, případně pro přepravu kusového materiálu, u kterého díky jeho tvaru nehrozí jeho pád z pásu.

3.6.2 Korýtkové válečkové stolice

Korýtkové válečkové stolice se skládají ze dvou a více jednotlivých válečků, které jsou poskládány do profilu tvaru žlabu/ korýtka. Jsou používány pro přepravu sypkého materiálu, nebo materiálů, jejichž tvar nebo velikost by mohly zapříčinit jeho nežádoucí pohyb na dopravním pásu. Úhel a rychlost změny náklonu sousedních válečků ovlivňuje z dlouhodobého hlediska živostnost pásu, jelikož je pás v průběhu jednoho oběhu dráhy dopravníku cyklicky zatěžován změnou svého profilu.

Z důvodu zamezení průhybu pásu se dle normy ČSN 26 3102 musí dodržet maximální rozteč stolic, která je různá v horní a spodní větvi pásu. V horní (zatížené) větvi se rozteč pohybuje mezi 0,75 až 1,8m. Ve spodní je tato hodnota 3 až 5m. Důležitým úsekem na horní větvi pásu je místo přívodu materiálu na pás, kde se rozteč pohybuje v hodnotách mezi 0,45 až 0,6m. Rozteč stolic je dále ovlivněna typem profilu válečkové stolice, přičemž u korýtkových stolic je hodnota rozteče oproti rovným stolicím poloviční.

Příliš velká rozteč pásu může být příčinou boční nestability pásu a poškozením pásu. Maximální průhyb pásu mezi stolicemi je doporučen 2% hodnoty délky rozteče stolic. [6][8]

3.7 Nosná konstrukce

Hlavní funkcí nosné konstrukce je především podepření a vedení horní i spodní větve dopravního pásu, vymezení jejich přesné pozice a zajištění jejich stabilní pozice. Je tvořena nosnými profily, podélnými nosníky, stojany a podpěrami. Nejčastěji jsou jednotlivé články nosné konstrukce spojeny šrouby. Typicky je nosná konstrukce konstruována z profilů normalizovaných rozměrů. Nejpoužívanějším materiálem využívaným pro nosné konstrukce je standartní konstrukční ocel (např. S235JR). V případě nutnosti odlehčení nosné konstrukce dopravníku jsou ocelové profily nahrazeny konstrukčními profily z hliníkových slitin (Bosch profily,...), které zároveň umožňují připojit k nosné konstrukci doplňkové příslušenství bez nutnosti vrtání dalších děr pro šrouby pro jejich připojení. [1]

3.7.1 Ocelové uzavřené profily (jekly)

Ocelové uzavřené profily neboli jekly jsou jedny z nejpoužívanějších a nejuniverzálnějších konstrukčních ocelových profilů s nespočtem použití. Vyrábějí se v tenkostěnném i silnostěnném provedení a mnoha různých tvarech profilů (čtvercové, obdélníkové, oválné, tvar L,U,T a speciální tvary).

Dle výroby se rozdělují na 2 druhy a to svařované a bezešvé. Svařované jekly jsou vyráběny na válcovacích tratích, kde jsou ocelové plechy postupně ohýbány do požadovaného tvaru profilu tzv. kalibrovacími válci a na konci válcovací tratě jsou konce plechu svařeny do uzavřeného profilu. Bezešvé profily jsou pak nejčastěji vyráběny ve tvaru trubek, ale je možné je tvarovat i do jiných jednoduchých tvarů profilů jako jsou čtverce a obdélníky. Vyrábějí se kosým válcováním, při kterém vzniká ve středu vývalku díra, která je dále tvarovaná kalibrovacím trnem a následně je profil upravován do požadovaného tvaru dalším válcováním.

Výhodou použití ocelových uzavřených profilů je jejich vysoká pevnost a snadná dostupnost. Nevýhodou je naopak větší hmotnost a nutnost strojního opracování dílů pro jejich spojování konstrukčními prvky (šrouby, matice, svary,...)

3.7.2 Hliníkové konstrukční profily

Hliníkové konstrukční profily jsou oproti jeklům vyráběny extruzí (vytlačováním) zahřátého hliníku přes matici ve tvaru požadovaného profilu. Díky tomu je možné relativně jednoduchým procesem vyrábět i tvarově složité profily.

Výhodou hliníkových konstrukčních profilů je jejich relativně nízká hmotnost a hlavně tvar profilu uzpůsobený pro snadné spojování s ostatními profily nosné konstrukce a dalšími připojenými prvky pomocí dodávaných spojovacích prvků (šrouby, matice s pružinou, fixační úhelníky, upínací příruby, ...). Navíc jsou k těmto profilům dodávány i další kompatibilní konstrukční prvky jako pojezdová kola, madla, záslepky, těsnění a další.

3.8 Odvod materiálu z dopravníku

Nejčastější a nejjednodušší odvod materiálu z dopravníku je prostý přepad materiálu na konci dráhy dopravníku (přes koncový buben). V případech, kdy je potřeba odvádět materiál z dopravníku na místě, které není konečným bodem dráhy dopravníku, je vhodné použití jednostranných nebo šípových shrnovačů. Při použití jednostranných shrnovačů vznikají mezi dopravním pásem a přepravovaným materiálem třecí síly, které působí šikmo na směr posuvu pásu a tím zapříčiňuje jeho vybočování. Aby se tomuto zamezilo, používají se tzv. strážné válečky. Použití shrnovačů je možné i u korýtkových dopravníků. Je ovšem zapotřebí v místě shrnovače korýtkový průřez nahradit průřezem rovným (tzn. nahradit korýtkové válcové stolice rovnými). Shrnovače mohou být také ovládané a to ručně nebo automaticky. U dlouhých pásových dopravníků může nastat situace, kdy je potřeba v různých časových úsecích odvádět materiál z pásu na různých místech (např. u důlních dopravníků dlouhých stovky metrů). V takových případech se používají tzv. shazovací vozíky. Jejich dráha je upevněna k rámu dopravníku a je možné jej posouvat pomocí samostatné pohonné jednotky. Dopravní pás je veden přes dva bubny, které jsou uloženy v rámu shazovacího vozíku. Z vrchního bubnu materiál následně přepadává do výsypky a je veden z dopravníku pryč. [1]

3.9 Doplnkové příslušenství dopravníků

Mezi doplňkové příslušenství pásových dopravníků řadíme například násypky, výsypky, různé druhy ochranných krytů, senzorů a také např. pásové váhy, pomocí kterých je možné měřit průtok přepravovaného materiálu. [1]

4 Návrh dopravníku

4.1 Úkol dopravníku ve výrobním procesu

Úkolem dopravníku ve výrobním procesu je přeprava svařovaných dílů mezi dvěma svařovacími pracovišti. Na každém z těchto pracovišť jsou svařovány odlišné části sestavy výrobku, určené výrobním postupem. Dopravník přepravuje svařenou podsestavu výrobku od prvního ze dvou pracovišť k pracovišti druhému, čímž nahrazuje manuální přepravu podsestavy operátorem. Tímto dopravník snižuje čas výroby jednotlivých podsestav na obou pracovištích, zvyšuje množství vyrobených dílů a snižuje fyzickou zátěž vynakládanou operátorem.

Zároveň je tímto sníženo riziko fyzického poranění operátora, jelikož svařená podsestava má vysokou teplotu a může tak způsobit operátorovi popáleniny. Také je tímto sníženo riziko možných řezných poranění operátora způsobených neodjehlenými hranami dílů podsestavy při neopatrné manipulaci se svařencem mezi pracovišti.

Vysoká teplota svařence a neodjehlené hrany jednotlivých dílů jsou příčinou vyšších nároků kladených na materiál a konstrukci pásu dopravníku, potažmo i na další konstrukční prvky dopravníku. Materiál pásu musí být odolný vůči poškrábání nebo protržení ostrou hranou dílu. Zároveň musí pás odolávat vysokým teplotám svařenců a musí být vykompenzována jeho teplotní roztažnost vhodně navrženým napínacím zařízením dopravníku popř. materiálem pásu.

4.2 Analýza faktorů zohledněných při návrhu dopravníku, výpočet a výběr jednotlivých komponent.

Výpočet pásových dopravníků se provádí dle normy ČSN ISO 5048.

Výpočet vychází především z výpočtu potřebné obvodové síly na poháněcím bubnu, ze kterého se následně určí tahové namáhání pásu dopravníku. Tyto vypočtené hodnoty mají následně největší vliv na volbu pohonu dopravníku.

Norma ČSN ISO 5048 uvádí jednoduchý způsob výpočtu při návrhu dopravníku zohledňující vliv hlavních činitelů. Protože na velikost potřebného výkonu pohonu dopravníku má vliv řada činitelů, je přesnost výpočtu omezena, ovšem vyhovuje většině případů použití. [10]

Zadané a odvozené parametry:

Dopravní výkon - Q [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]

Dopravní výška - H [m]

Dopravní vzdálenost - L [m]

Parametry přepravovaných komponent

4.2.1 Dopravní výkon

Dopravní výkon udává hmotnost materiálu přepravenou dopravníkem za jednotku času. Jelikož přepravovaný materiál jsou kusové svařované komponenty, získáme hodnotu dopravního výkonu z času nejkratšího výrobního cyklu svaření jednoho komponentu poníženého o hodnotu přepravní rezervy, která kompenzuje neplánované prodloužení doby pracovního cyklu (hodnota rezervy byla při návrhu toku materiálu stanovena na 5s) a z hmotnosti samotných komponent. Hodnoty byly vybrány z extrémů jednotlivých parametrů (hmotnost nejtěžšího přepravovaného komponentu, nejkratší čas výrobního cyklu). [10] [12]

$$T_{min} = 63s$$

$$m_{max} = 1,1kg$$

$$Q = \frac{m_{max}}{T_{min} - 5} = \frac{1,1}{63 - 5} = 0,019 [kg \cdot s^{-1}]$$

4.2.2 Dopravní výška

Dopravní výškou rozumíme rozdíl mezi vstupní a výstupní výškou komponentu položeného na dopravník. Jelikož svářecí stanoviště, mezi kterými bude dopravník umístěn, jsou v jedné vodorovné rovině a měl by být pro obě stanoviště stejně ergonomicky dostupný, bude rozdíl mezi vstupní a výstupní výškou roven nule.

$$H = 0 [m]$$

4.2.3 Dopravní vzdálenost

Dopravní vzdálenost je odvozena od délky dopravníku v zadání bakalářské práce, která je stanovena na 4-5m. Aby dopravník nepřesáhl maximální délku, ale zároveň nezměňoval vzdálenost, kterou musí obsluha svářecí stanice urazit při přesunu komponentu na dopravník, byla dopravní délka stanovena jako střední hodnota dovolené celkové délky dopravníku.

$$L = 4,5 [m]$$

4.2.4 Dopravovaný materiál

Dopravovaným materiálem jsou svařované komponenty z ocelového plechu.

$$m = 0,3 - 1,1 [kg]$$

$$\rho = 7850 [kg \cdot m^{-3}]$$

Rozměry komponentu – 50x40x154 až 160x110x185 [mm]

4.2.5 Dopravní rychlosti

Dopravní rychlost je v případě řešeného dopravníku určena časem nejkratšího výrobního cyklu svaření jednoho komponentu poníženým o hodnotu přepravní rezervy a dopravní vzdáleností.

$$v = \frac{L}{T_{min} - 5} = \frac{4,5}{63 - 5} = 0,08 [m \cdot s^{-1}]$$

Po konzultaci se zadavatelem práce byla požadovaná hodnota dopravní rychlosti navýšena na hodnotu $0,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Bylo tak učiněno z důvodu možného použití dopravníku ve výrobě komponent s kratší dobou výrobního cyklu, popř. pro použití dopravníku pro jiné účely za předpokladu nepřekročení hmotnosti a rozměrů přepravovaných dílů uvažovaných při návrhu dopravníku.

$$v = 0,22 [m \cdot s^{-1}]$$

4.2.6 Šířka pásu

V případě řešeného dopravníku bude šířka pásu odvozena od největšího rozměru největší varianty přepravovaného komponentu. Zároveň je šířka pásu také omezena požadavky na dopravník kladenými zadávající firmou resp. zadáním bakalářské práce.

Největší rozměr komponentu – 185mm

Šířka pásu požadovaná zadávající firmou – 350-500mm

Jelikož největší rozměr komponentu je téměř dvojnásobně menší, než spodní hranice šířky pásu požadovaná zadávající firmou, bude v dalších krocích výběru šířky pásu zanedbán.

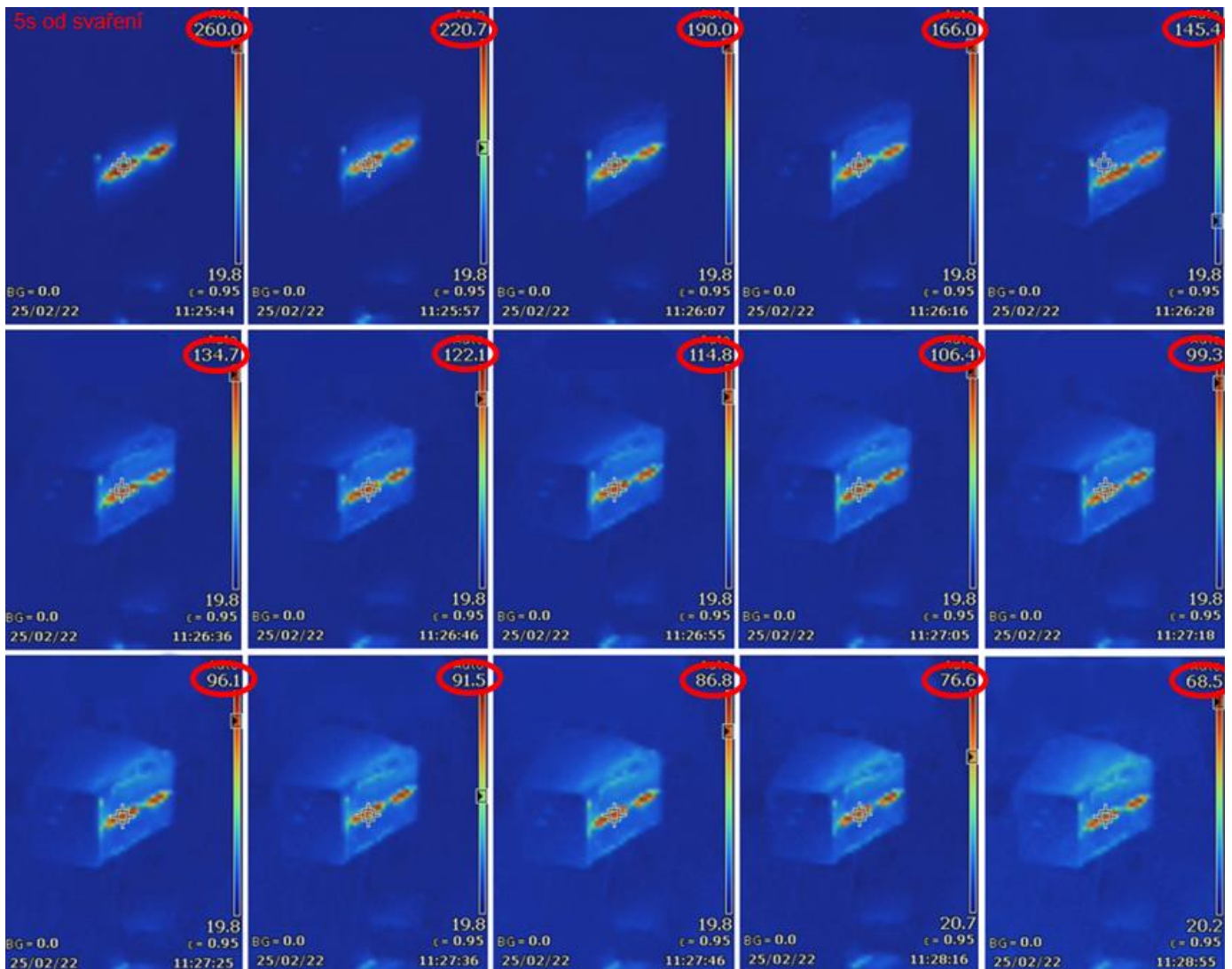
Volba šířky pásu je ovšem částečně limitována šířkou bubnů, které budou dopravní pás pohánět a napínat. Většina bubnů se vyrábí pro šířky pásů od 400mm do 2000mm. Šířka pásu je tedy volena z rozmezí 400-500mm. Z důvodu snadné manipulace a snížení celkové hmotnosti dopravníku (od šířky pásu se odvíjí i délka většiny příčných komponent dopravníku a tím i celková hmotnost dopravníku) byla konečná šířka dopravního pásu stanovena na 400mm. Tato hodnota nejen splňuje požadavek na šířku pásu od 350mm do 500mm, ale zároveň minimalizací celkové hmotnosti dopravníku vyhovuje splnění požadavku na nenáročnou mobilitu celé konstrukce.

$$B_p = 400 [mm]$$

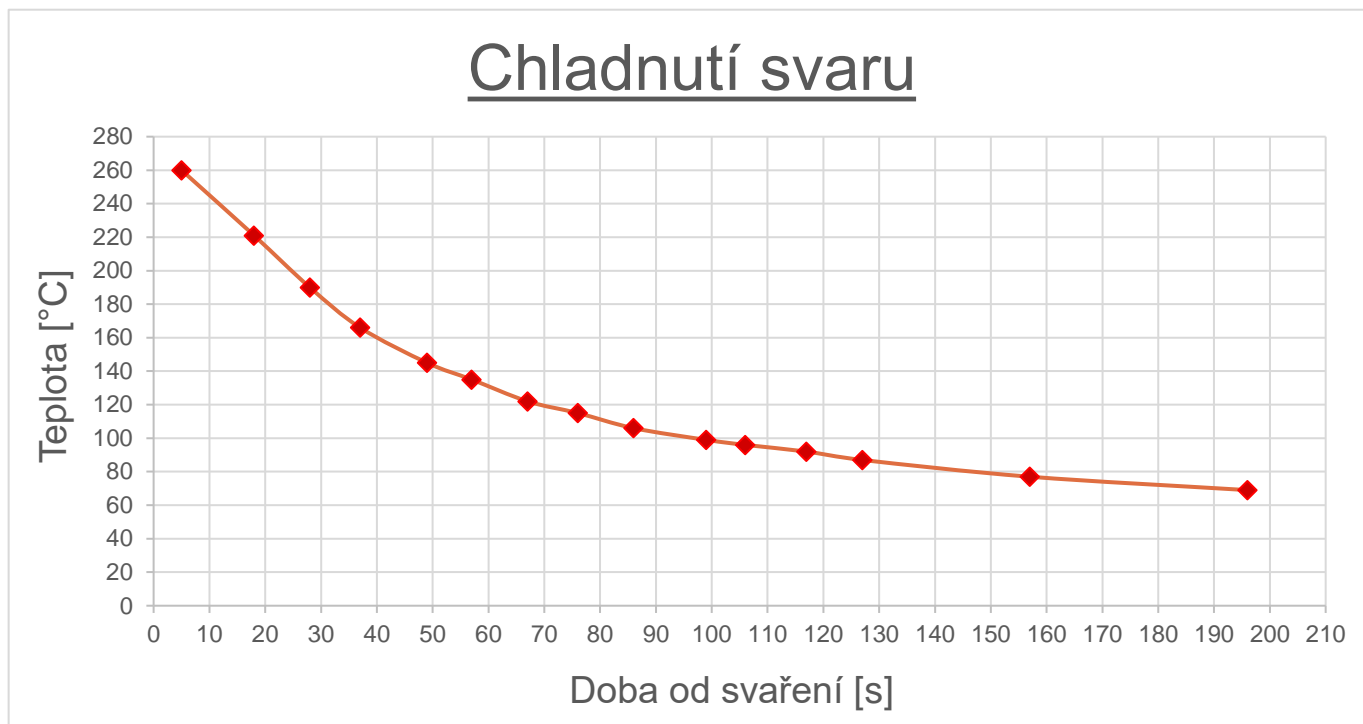
4.3 Výběr dopravního pásu

Přepřavované komponenty jsou svařence z ocelového plechu o hmotnosti v rozmezí 0,3 až 1,1 kg. Svařence jsou při svařovací operaci ohřáty na poměrně vysokou teplotu, která negativně ovlivňuje mechanické vlastnosti komponent dopravníku, a to hlavně pásu dopravníku. Tento faktor je třeba zohlednit při výběru materiálu a konstrukce pásu.

Teplota svařenců po svaření (cca 5 sekund) přesahuje 260°C (vyšší teplotu nebylo možné naměřit kvůli omezenému teplotnímu rozsahu termokamery) v místě svaru a se vzdáleností od svaru rapidně klesá. Podrobnější rozložení teplotních zón je zobrazeno na snímcích svařence po dokončení svařecí operace zachycených pomocí termokamery.



Obr. 6 - Chladnutí svaru zachycené termokamerou



Graf 1 - Chladnutí svaru v průběhu času

Proces zakládání dílu obvykle trvá v rozmezí 63÷81 sekund a vzhledem k chladnutí dílu byl přizpůsoben tak, aby odložení dílu na dopravník bylo až poslední operací v procesu. Díky tomuto je možné snížit nároky na teplotní odolnost pásu dopravníku a tím usnadnit jeho výběr. Budeme-li vycházet z nejkratší doby zakládání dílu, která byla stanovena po všech optimalizacích výrobního času na 63 sekund, bude mít nejteplejší místo dílu (svar samotný) podle křivky chladnutí (Graf 1) v době pokládání na dopravní pás teplotu cca 130°C. Tomuto požadavku na teplotní odolnost nejvíce vyhovuje dopravní pás AmWrap H300 od firmy Ammeraal Beltech s.r.o. Pás je vyroben z aramidové textilie a díky tloušťce 7 mm je značně sníženo nebezpečí jeho protržení zapříčiněné například kontaktem neodjehlené hrany svařence s povrchem pásu. Další technické informace jsou uvedeny v technickém listu v příloze. [16]

Gumotextilní typ pásu byl upřednostněn před pásem modulárním s kovovými destičkami z důvodu nižší hmotnosti pásu a jednodušší konstrukci sestavy dopravníku s větším množstvím nakupovaných komponent. Díky tomuto se sníží počet vyráběných komponent dopravníku a jeho celková cena. Další výhodou řešení se snahou implementovat co nejvíce nakupovaných komponent je snadnější výměna při případné technické závadě s nutností nákupu nového komponentu.

4.3.1 Délka pásu

Z konstrukčního uspořádání bubnů a válečků byl sestaven 3D model v CAD softwaru, dle něhož byla následně určena délka pásu:

$$L_p = 9535[mm]$$

Pásy typu AmWrap z aramidové textilie jsou vyráběny jako tzv. nekonečné pásy, jejichž délka je vyráběna přesně na míru požadavkům zákazníka. Proto není nutné řešit spojování konců dopravního pásu, jen je potřeba dbát na správné pořadí montáže komponent při sestavování dopravníku.

4.4 Volba válečků a jejich osových vzdáleností

Aby se pás neprohýbal, musí se podle normy ČSN 26 3102 dodržet maximální rozteč stolic. V zatížené větvi je to mezi 0,75 až 1,8 m, v nezatížené větvi 3 až 5 m. V místech přivádění materiálu se rozteč volí 0,45 až 0,6 m. [8]

Jelikož délka dopravníku resp. osová vzdálenost hnacího a napínacího bubnu byla stanovena na 4,5 m, budeme při volbě počtu válečků vycházet z této vzdálenosti a doporučených roztečí válečkových stolic uvedených výše (zvolené osové vzdálenosti válečků jsou pouze přibližné a jejich konkrétní hodnoty budou stanoveny v dalším kroku).

Rozteč válečků horní (zatížené) větve – 0,875[m]

Rozteč mezi krajními válečky a bubny – 0,500 [m]

Rozteč válečků spodní větve – 0,875 [m]

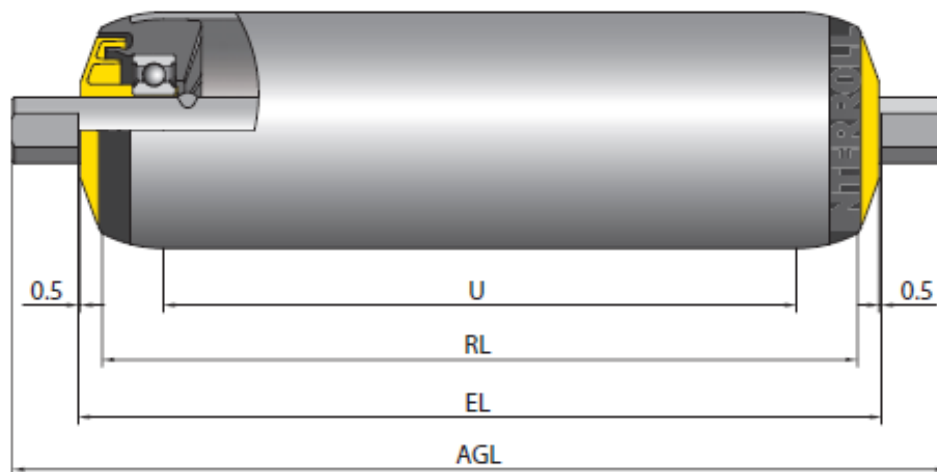
Rozteč válečků ve spodní větvi dopravníku byla vůči doporučené rozteči udané normou snížena z důvodu relativně malé celkové délky dopravníku a snížení minimální potřebné síly F_{2min} ovlivněné průvěsem dopravního pásu.

Ze zvolených hodnot vyplývá, že v horní i dolní větvi dopravníku se bude nacházet 5 podpěrných válečků.

Na základě dříve stanovených parametrů byly vybrány podpěrné válečky:

Series 1700 – 60x1,5x450mm s ložisky 6002 2RZ od firmy Interroll CZ, s.r.o. [11]

$\varnothing d$	$\varnothing D$	RL	EL	U	AGL	Materiál	Hmotnost ¹
12 mm	60 mm	450 mm	460 mm	424 mm	520 mm	Ocel	3,350 kg



Obr. 7 - Konstrukční schéma válečku [11]

¹ Přesná hmotnost není výrobcem udána. Odvíjí se od požadované délky a konstrukčního řešení všech částí válečku. Přibližná hmotnost byla odhadnuta na základě rozměrové a konstrukční podobnosti s válečky GUMEX 60x440mm.

4.5 Výpočet potřebné obvodové síly na hnacím bubnu

Dopravní pás:

- hmotnost $1\text{m}^2 - m_B = 4,3 \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-2}]$
- pevnost v tahu – $\sigma_B = 140\,000 \text{ [N}\cdot\text{m}^{-2}]$

Nosné válečky:

- hmotnost rotujících částí válečků v horní větvi dopravníku – $m_{RO} = 3,35 \text{ [kg]}$
- hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi dopravníku – $m_{RU} = 3,35 \text{ [kg]}$

4.5.1 Obvodová hnací síla $F_{U'}$

$$F_{U'} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \text{ [N]}$$
$$F_{U'} = 36,8 + 22,9 + 0 + 0 + 0 = \mathbf{59,7 \text{ [N]}}$$

F_H – hlavní odpory [N]

F_N – vedlejší odpory [N]

F_{S1} – přídatné hlavní odpory [N]

F_{S2} – přídatné vedlejší odpory [N]

F_{St} – odpor k překonání dopravní výšky [N]

4.5.2 Hlavní odpory F_H

Hlavní odpory působí po celé délce dopravníku. Pro řešený dopravník vycházíme z výpočtu pro dopravník s dopravní délkou menší než 80m. [10] [12]

$$F_H = f * L * g * [q_{RO} + q_{RU} + (2 * q_B + g_G) * \cos\delta] \text{ [N]}$$
$$F_H = 0,02 * 4,5 * 9,81 * [19,1 + 19,1 + (2 * 1,7 + 0,1) * 1] = \mathbf{36,8 \text{ [N]}}$$

f – globální součinitel tření (pro pásové dopravníky hodnota stanovena na 0,02)[-]

g – tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

q_{RO} – hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve dopravníku [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]

q_{RU} – hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dopravníku [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]

q_B – hmotnost 1m dopravního pásu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]

g_G – hmotnost nákladu na 1m délky pásu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]

δ – úhel sklonu dopravníku (při $\delta \leq 18^\circ$ lze úhel zanedbat) [$^\circ$]

4.5.2.1 Hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve dopravníku q_{RO}

$$q_{RO} = \frac{n_O * m_{RO}}{a_O} = \frac{5 * 3,35}{0,875} = 19,1 \text{ [kg * m}^{-1}\text{]}$$

n_O – počet válečků ve válečkové stolici horní větve dopravníku [-]

m_{RO} – hmotnost rotujících částí válečků horní větve dopravníku [kg]

a_O – rozteč válečků horní větve dopravníku [m]

4.5.2.2 Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dopravníku q_{RU}

$$q_{RU} = \frac{n_U * m_{RU}}{a_U} = \frac{5 * 3,35}{0,875} = 19,1 \text{ [kg * m}^{-1}\text{]}$$

n_U – počet válečků ve válečkové stolici dolní větve dopravníku [-]

m_{RU} – hmotnost rotujících částí válečků dolní větve dopravníku [kg]

a_U – rozteč válečků dolní větve dopravníku [m]

4.5.2.3 Hmotnost 1m dopravního pásu q_B

$$q_B = m_B * B = 4,3 * 0,4 = 1,7 \text{ [kg * m}^{-1}\text{]}$$

m_B – hmotnost 1m² pásu [kg*m⁻²]

B – šířka pásu [m]

4.5.2.4 Hmotnost nákladu na 1m délky pásu q_G

$$q_G = \frac{Q}{v} = \frac{0,019}{0,22} = 0,1 \text{ [kg * m}^{-1}\text{]}$$

Q – dopravní výkon [kg*s⁻¹]

v – dopravní rychlost [m*s⁻¹]

4.5.3 Vedlejší odpory F_N

Vedlejší odpory působí u všech dopravníků, ale pouze v některých místech, nikoli po celé délce. [10]

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \text{ [N]}$$

$$F_N = 0 + 0 + 22,5 + 0,4 = \mathbf{22,9 \text{ [N]}}$$

F_{bA} – odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování [N]

F_f – odpory tření mezi doprav. hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování [N]

F_l – odpor ohybu pásu na bubnech [N]

F_t – odpor v ložiskách bubnu [N]

4.5.3.1 Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování F_{bA}

$$F_{bA} = Q * (v - v_0) = 0,019 * (0,22 - 0) = 0,0042 \doteq \mathbf{0 \text{ [N]}}$$

Q – dopravní výkon [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

v – dopravní rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

v_0 – složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

4.5.3.2 Odpory tření mezi doprav. hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování

$$F_f = \frac{\mu_2 * Q_v^2 * \rho * g * l_b}{\left(\frac{v - v_0}{2}\right)^2 * b_1^2} \doteq \mathbf{0 \text{ [N]}}$$

μ_2 – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi (mezi 0,5 až 0,7) [-]

Q_v – objemový dopravní výkon [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

ρ – objemová hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

l_b – urychlovací délka (vypočítaná hodnota je téměř nulová) [m]

v – dopravní rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

v_0 – složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

b_1 – světlá šířka bočního vedení (na řešeném dopravníku se nevyskytuje) [m]

4.5.3.3 Urychlovací délka l_b

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 * g * \mu_1} = \frac{0,22^2 - 0^2}{2 * 9,81 * 0,6} \doteq \mathbf{0,004 \doteq 0 \text{ [m]}}$$

μ_1 – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem (mezi 0,5 až 0,7) [-]

4.5.3.4 Odpor ohybu pásu na bubnech F_l

$$F_l = 9 * B * \left(140 + 0,01 * \frac{F}{B} \right) * \frac{t}{D_v} \text{ [N]}$$
$$F_l = 9 * 0,4 * \left(140 + 0,01 * \frac{250}{0,4} \right) * \frac{0,007}{0,164} = 22,5 \text{ [N]}$$

B – šířka pásu [m]

F – průměrný tah pásu v bubnu (odhadnut na základě hodnot $F_{1\min}$ a $F_{2\min}$) [N]

t – tloušťka pásu [m]

D_v – průměr vratného bubnu [m]

4.5.3.5 Odpor v ložiskách bubnu F_t

$$F_t = 0,005 * \frac{d_0}{D_v} * F_T = 0,005 * \frac{0,030}{0,164} * 450 = 0,4 \text{ [N]}$$

d_0 – průměr hřídele v ložisku [m]

D_v – průměr vratného bubnu [m]

F_T – vektorový součet tahů v pásu a tíhových sil otáčejících se částí bubnu (odhadnut na základě hodnot $F_{1\min}$ a $F_{2\min}$ a konstrukce bubnu) [N]

4.5.4 Přídavné odpory F_s

Přídavné odpory vznikají při použití přídavných zařízení, vyskytují se tedy pouze u některých dopravníků.

4.5.4.1 Hlavní přídavné odpory F_{S1}

Hlavní přídavné odpory jsou způsobené středěním pásu u víceválečkových stolic a bočním vedením pásu. Vzhledem k tomu, že u řešeného dopravníku není nutné použití víceválečkových stolic a dopravní pás nebude mít boční vedení, bude hodnota hlavních přídavných odporů rovna nule.

$$F_{S1} = 0 \text{ [N]}$$

4.5.4.2 Vedlejší přídavné odpory F_{S2}

Vedlejší přídavné odpory jsou způsobené stěrači a shrnovači pásu. Vzhledem k tomu, že u řešeného dopravníku není nutné použití ani jedné z těchto přídavných komponent, budou vedlejší přídavné odpory taktéž rovny nule.

$$F_{S2} = 0 \text{ [N]}$$

4.5.4.3 Odpor k překonání dopravní výšky F_{St}

Řešený dopravník je lineární rovinný se vstupní výškou shodnou s výstupní. Není tedy třeba překonávat žádné odpory způsobené dopravní výškou.

$$F_{St} = 0 \text{ [N]}$$

4.5.5 Korigovaná obvodová hnací síla F_U

S přihlédnutím na možné nepřesnosti při výpočtu a při zohlednění nepředpokládaných přetížení pásu byla předběžně vypočítaná hodnota obvodové hnací síly navýšena o 10%.

$$F_U = F_{U'} * 1,1 = 59,7 * 1,1 \doteq 66 \text{ [N]}$$

4.6 Výpočet potřebného provozního výkonu hnacího motoru P_M

Hodnota provozního výkonu je potřebná ke zvolení vhodného pohonu dopravníku (v řešeném případě vhodného asynchronního motoru s převodovkou).

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} = \frac{14,5}{0,9} = 16,1 \text{ [W]}$$

P_A – provozní výkon na poháněcím bubnu [W]

η_1 – účinnost pro hnané dopravníky (dle [12] 0,85 až 0,95) [-]

4.6.1 Provozní výkon na poháněcím bubnu P_A

$$P_A = F_U * v = 66 * 0,22 = 14,5 \text{ [W]}$$

F_U – obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu [N]

v – dopravní rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

4.6.2 Otáčky hřídele hnacího bubnu n_p

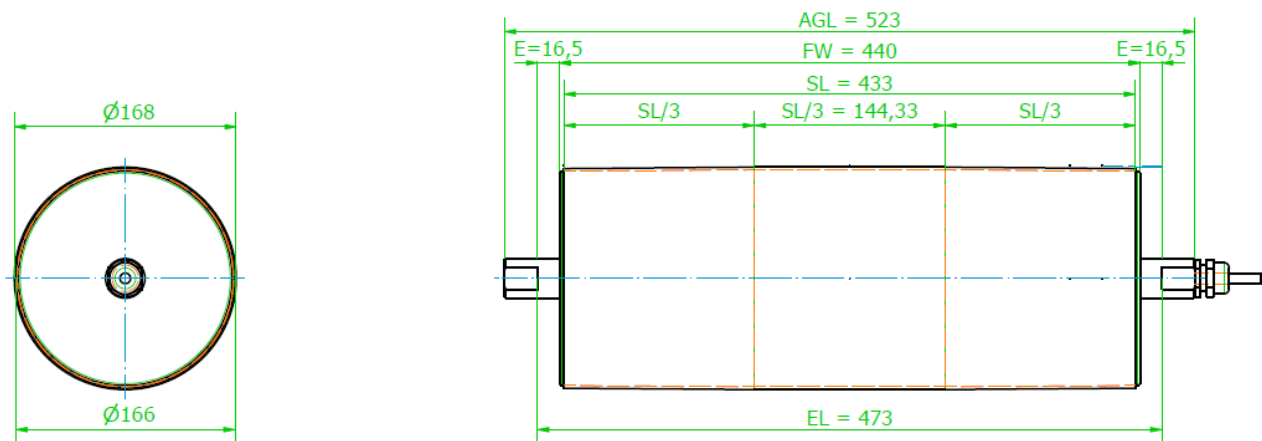
$$n_p = \frac{v}{\pi * D_p} = \frac{0,22}{\pi * 0,168} = 0,42 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

D_p – průměr hnacího bubnu [m]

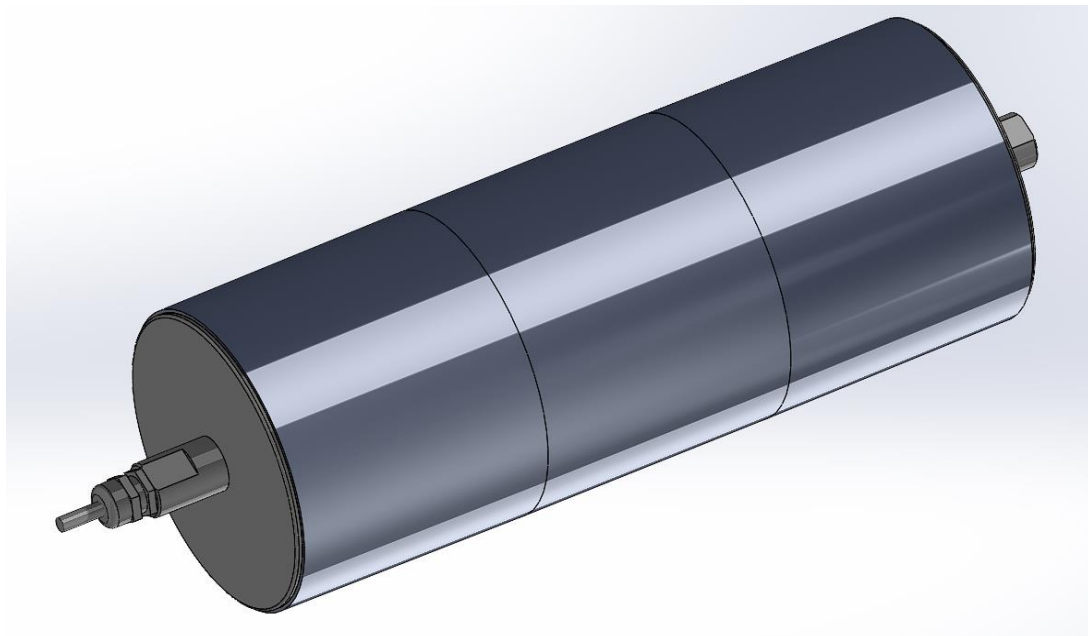
v – dopravní rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

4.7 Výběr hnacího motoru

Na základě vypočteného hmotnostního toku, rychlosti pásu, hlavních a vedlejších odporů byl stanoven potřebný provozní výkon hnacího motoru. Ten je jedním z hlavních parametrů určujících výběr vhodného motoru. Na základě jeho hodnoty a dalších parametrů stanovených zadavatelem nebo vypočítaných na základě těchto parametrů byl vybrán jako nejvhodnější hnací buben s integrovaným asynchronním motorem řady **DM 0165 – 440mm – 370W** od firmy Interroll CZ, s.r.o. Motor hnacího bubnu je vybaven převodovkou, která umožňuje dosáhnout rozsah přepravní rychlosti mezi $0,08 \div 0,24 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Buben je opatřen 2mm gumovým obložením pro zlepšení tření mezi ním a dopravním pásem. Průměr bubnu je díky tomuto navýšen na 168mm. Další technické informace jsou uvedeny v technickém listu v příloze. [11]



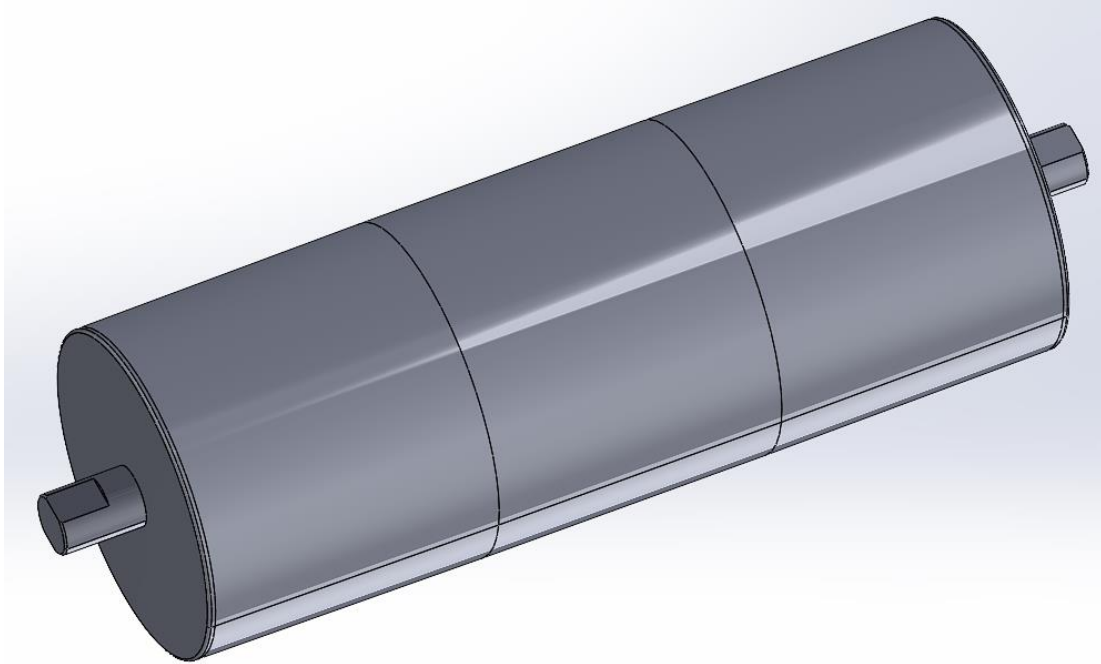
Obr. 8 - Konstrukční schéma hnacího bubnu [11]



Obr. 9 - CAD model hnacího bubnu [11]

4.8 Výběr napínacího (vratného) bubnu

Napínací buben je vybírán na základě zvoleného hnacího bubnu. Z tohoto důvodu byl vybrán napínací buben **IM 0165 crowned standard – 440mm** od firmy Interroll CZ, s.r.o. Fyzické rozměry jsou téměř totožné s rozměry hnacího bubnu. Rozdíl je pouze v průměru samotného bubnu, který je díky absenci gumového obložení o 4mm menší ($\varnothing 164\text{mm}$). [11]



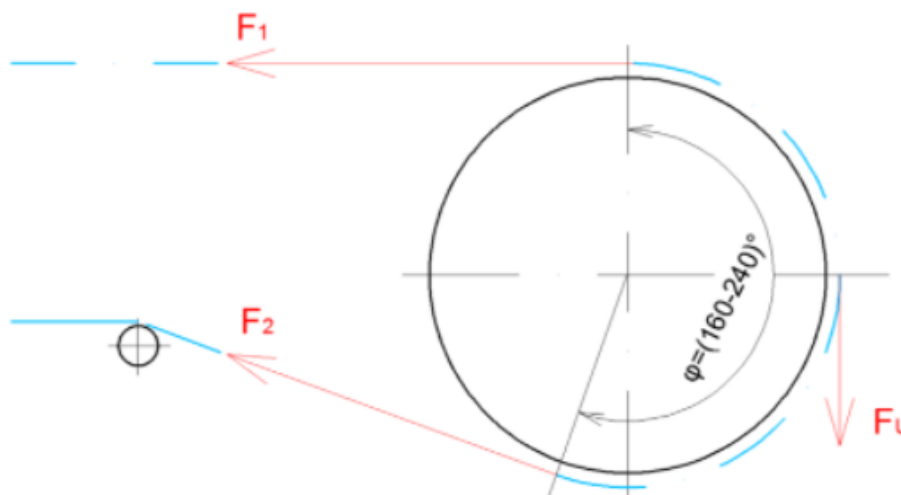
Obr. 10 - CAD model napínacího bubnu [11]

4.9 Výpočet sil v pásu

Tahové síly nejsou v celé délce pásu konstantní. Jejich velikost je přímo závislá na délce pásového dopravníku, počtu a uspořádání poháněcích bubnů, charakteristikách hnacích a brzdných systémů, druhu a uspořádání napínacích zařízení pásu, momentálním stavu provozu dopravníku (rozběh, ustálený provoz, brždění, zastavení) a stavu jeho zatížení. [12]

Pro správný provoz dopravníku musí tahy v pásu splňovat tyto podmínky:

- tahy v pásu musí být takové, aby obvodové hnací síly na poháněcích bubnech byly v každém momentu přenášeny na pás třením bez prokluzu;
- tah v pásu musí být dostatečný, aby nedocházelo k příliš velkému průvěsu mezi dvěma válečkovými stolicemi. [12]



Obr. 11 - Síly v pásu [10]

4.9.1 Přenos obvodové síly na hnacím bubnu

Dalším krokem je vypočítat nejmenší přípustnou tahovou sílu F_2 ve spodní části dopravníku, která je dostatečná pro přenos obvodové síly F_U z hnacího bubnu na dopravní pás.

$$F_{2min} = F_U * \frac{1}{e^{\mu * \varphi} - 1} = 66 * \frac{1}{e^{0,43 * 3,25} - 1} = 21,7 [N]$$

F_U – obvodová hnací síla [N]

μ – součinitel smykového tření mezi poháněcím bubnem a pásem (dle Tab.1 mezi 0,4 až 0,45) [-]

φ – úhel opásání hnacího bubnu (dle [12] 2,8 až 4,2) [rad]

Stav stykových ploch	Součinitel tření: μ [-]			
	hladký ocelový buben	pryžově obložený - šípové drážky	polyuretanové obložení - šípové drážky	keramické obložení - šípové drážky
suché	0,35 - 0,4	0,4 - 0,45	0,35 - 0,4	0,4 - 0,45
čisté a mokré - voda	0,1	0,35	0,35	0,35 - 0,4
mokré a znečištěné - jíl, hlína	0,05 - 0,1	0,25 - 0,3	0,2	0,35

Tab. 1 - Hodnoty součinitele tření [12]

4.9.2 Maximální obvodová hnací síla

Nejčastěji při rozběhu nebo brždění plně zatíženého dopravníku

$$F_{Umax} = F_U * \xi = 66 * 1,5 = 99 [N]$$

ξ – součinitel rozběhu (dle [12] mezi 1,3 až 2) [-]

4.9.3 Omezení podle průvěsu pásu

- Pro horní větev

$$F_{1minp} \geq \frac{a_o * (q_B + q_G) * g}{8 * \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} = \frac{0,875 * (1,72 + 0,086) * 9,81}{8 * 0,015} = 129,2 [N]$$

- Pro dolní větev

$$F_{2minp} \geq \frac{a_u * q_B * g}{8 * \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} = \frac{0,875 * 1,72 * 9,81}{8 * 0,015} = 123,0 [N]$$

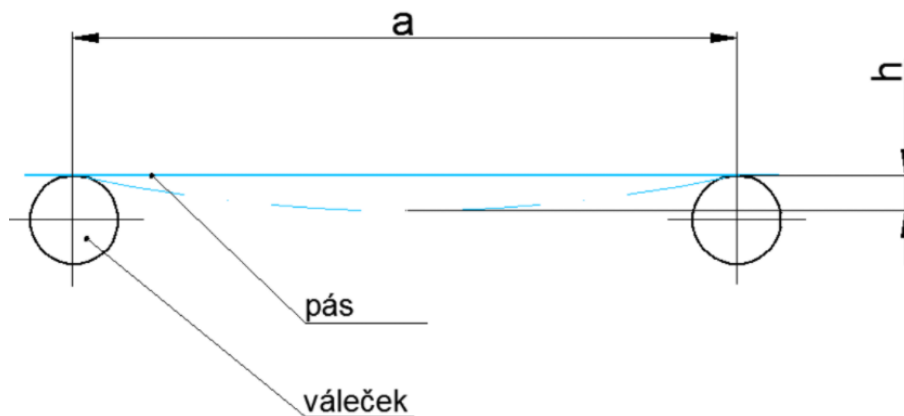
a_o – rozteč válečků horní větve dopravníku [m]

a_u – rozteč válečků dolní větve dopravníku [m]

q_B – hmotnost 1m dopravního pásu [$kg \cdot m^{-1}$]

q_G – hmotnost nákladu na 1m délky dopravníku [$kg \cdot m^{-1}$]

$(h/a)_{adm}$ – dovolený relativní průvěs pásu mezi válečky (dle [12] 0,005 až 0,02) [-]



Obr. 12 - Průvės pásu mezi válečky [10]

4.9.4 Největší tahová síla v pásu F_{max}

Slouží pro volbu, dimenzování a pevnostní kontrolu dopravního pásu.

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U * \xi * \left(\frac{1}{e^{\mu * \varphi} - 1} + 1 \right) = 66 * 1,5 * \left(\frac{1}{e^{0,43 * 3,25} - 1} + 1 \right) = 131,5 [N]$$

F_U – obvodová hnací síla [N]

μ – součinitel smykového tření mezi poháněcím bubnem a pásem (dle tab.1 mezi 0,4 až 0,45) [-]

φ – úhel opásání hnacího bubnu (dle [12] 2,8 až 4,2) [rad]

ξ – součinitel rozběhu (dle [12] mezi 1,3 až 2) [-]

Jelikož největší tahová síla vyvozená zatížením dopravníku je menší, než minimální hodnoty síly F_{2min} podle omezení průvės pásu, bude pro následné výpočty použita hodnota síly F_2 odvozená od této hodnoty.

Pro další výpočty jsou z hlediska bezpečnosti a dimenzování voleny tyto hodnoty sil:

$$F_1 = 150 [N]$$

$$F_2 = 135 [N]$$

4.9.5 Kontrola pevnosti pásu v tahu

$$R_{mp} * B \geq F_{max} [N]$$
$$140000 * 0,4 \geq 150 [N]$$
$$56000 > 150 [N]$$

Zvolený pás AmWrap H300 vyhovuje namáhání na tah. Z tohoto hlediska pás odpovídá požadavkům.

4.10 Výpočet ložisek bubnu

4.10.1 Celková síla působící na bubnu F_{celk}

Celková síla působící na bubnu pásového dopravníku se vypočítá jako vektorový součet sil v pásu (viz Obr. 8 – Síly v pásu).

$$F_{Xcelk} = F_1 + F_2 * \cos(\varphi - \pi) \doteq F_1 + F_2 = 150 + 135 = 285 [N]$$

φ – úhel opásání hnacího bubnu ($\cos(\varphi - \pi) \doteq 1$ pro malé hodnoty $(\varphi - \pi)$) [rad]

Účinky sil ve směru normálovém vůči ose bubnu jsou zanedbatelné, jelikož $\sin(\varphi - \pi) \doteq 0$ pro malé hodnoty $(\varphi - \pi)$.

$$F_{Ycelk} \doteq 0 [N]$$

4.10.2 Reakce v uložení bubnu

Vzhledem k vystředění dopravního pásu na bubnu bude vztah pro reakce v ložiskách v ose \underline{x} :

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{F_{Xcelk}}{2} = \frac{285}{2} = 142,5 [N]$$

R_{Ax} – reakce v ose x v ložiskách hnacího bubnu [N]

R_{Bx} – reakce v ose x v ložiskách napínacího bubnu [N]

Reakce v ložiskách v ose y bude vyvozena ze zatížení ložisek tíhou samotného bubnu.

$$R_{Ay} = \frac{m_A * g}{2} = \frac{20 * 9,81}{2} = 98,1 [N]$$

$$R_{By} = \frac{m_B * g}{2} = \frac{15 * 9,81}{2} = 73,6 [N]$$

g – tíhové zrychlení [$m*s^{-2}$]

m_A – hmotnost hnacího bubnu (výrobce neuvádí; odhadnuto a částečně vypočítáno dle konstrukčního schématu bubnu) [kg]

m_B – hmotnost napínacího bubnu (výrobce neuvádí; odhadnuto a částečně vypočítáno dle konstrukčního schématu bubnu) [kg]

4.10.3 Životnost ložisek L_h

$$F_{Ax} = R_{Ax} = 142,5 \text{ [N]}$$

$$F_{Ay} = R_{Ay} = 98,1 \text{ [N]}$$

$$F_{Bx} = R_{Bx} = 142,5 \text{ [N]}$$

$$F_{By} = R_{By} = 73,6 \text{ [N]}$$

$$F_{Ar} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{142,5^2 + 98,1^2} = 173 \text{ [N]}$$

$$F_{Br} = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{142,5^2 + 73,6^2} = 160,4 \text{ [N]}$$

F_{Ar} – síla zatěžující ložiska hnacího bubnu v radiálním směru [N]

F_{Br} – síla zatěžující ložiska napínacího bubnu v radiálním směru [N]

$$P_r = X * F_r + Y * F_a = 1 * 173 + 0 * 0 = 173 \text{ [N]}$$

P_r – radiální dynamické ekvivalentní zatížení [N]

X, Y – koeficienty pro radiální kuličková ložiska [-]

Ložiska v hnacím i napínacím bubnu jsou typu **6205**.

$$L_h = \left(\frac{C}{P_r}\right)^m * \frac{10^6}{3600 * n_p} = \left(\frac{10800}{173}\right)^3 * \frac{10^6}{3600 * 0,42} = 160909308 \text{ [hod]}$$

C – základní dynamická únosnost ložisek [N]

P_r – radiální dynamické ekvivalentní zatížení [N]

n_p – otáčky hřídele hnacího bubnu [s^{-1}]

Životnost ložisek použitých výrobcem bubnů je zcela dostatečná.

4.11 Návrh napínacího zařízení pásu

Jelikož změna zatěžujících sil při přepravě svařovaných komponent je z pohledu sil potřebných k požadovanému napnutí dopravního pásu zanedbatelná (odpory setrvačných sil v místě nakládání $F_{bA} \approx 0$), není třeba použití sekundárního napínacího zařízení. Z tohoto důvodu bude navrhováno pouze primární napínací zařízení.

Primární napínací zařízení bude navrženo na principu 2 závitových tyčí na obou stranách dopravníku připojených k uložení napínacího bubnu. Uložení napínacího bubnu bude umístěno ve vedení, ve kterém se bude při napínání posouvat. Závitové tyče budou při napínání pásu utahovány v matici a utahováním budou posouvat ložiskové domečky o vzdálenost potřebnou k vyvození potřebného napětí v pásu dopravníku.

4.11.1 Napínací síla F_{nap}

$$F_{nap} = \frac{k_{sb} * F_{xcelk}}{n_s} = \frac{2 * 285}{2} = 285 [N]$$

F_{xcelk} – celková síla působící v ose x [N]

k_{sb} – koeficient bezpečnosti (zvoleno $k_{sb}=2$) [-]

n_s – počet napínacích šroubů [-]

4.11.2 Minimální průměr napínacího šroubu (namáhání prostým tlakem)

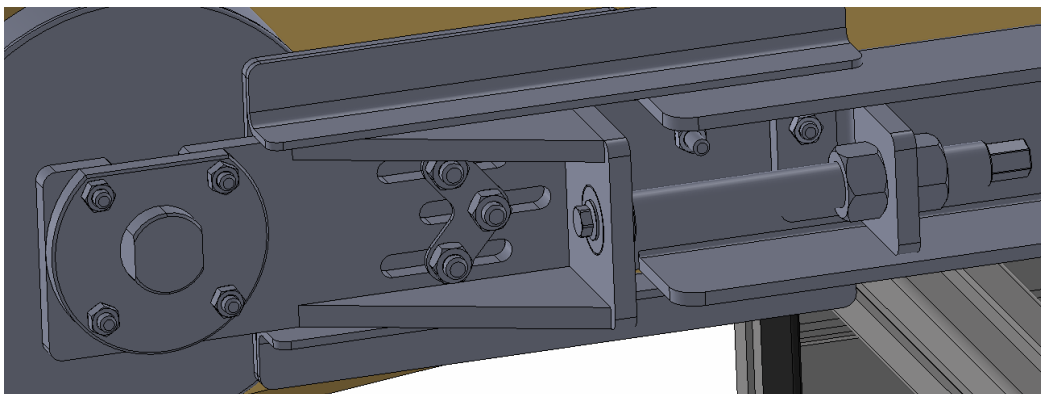
$$\sigma_{dov} \geq \frac{F_{nap}}{S_s} = \frac{F_{nap} * 4}{\pi * d_{3s}^2} \Rightarrow d_{3s} \geq \sqrt{\frac{F_{nap} * 4}{\pi * \sigma_{dov}}}$$

$$d_{3s} \geq \sqrt{\frac{F_{nap} * 4}{\pi * \sigma_{dov}}} = \sqrt{\frac{285 * 4}{\pi * 800}} = 0,68mm$$

d_{3s} – malý průměr závitu šroubu [mm]

S_s – plocha průřezu malého průměru závitu [mm²]

σ_{dov} – dovolené napětí v tlaku materiálu šroubu [MPa]



Obr. 13 - CAD model napínacího zařízení

4.11.3 Minimální průměr napínacího šroubu (namáhání na vzpěr)

- Pracovní délka šroubu (dle konstrukce pásového dopravníku) $l_{sp}=80\text{mm}$
- Redukovaná délka prutu $l_0=2 \cdot l_{sp}=2 \cdot 80=160\text{mm}$ [15]

$$F_{nap} = \frac{\pi^2 * E_m * I_x}{l_0^2}, \quad I_x = \frac{\pi * d_{3s}^4}{64} \quad \Rightarrow \quad d_{3s} \geq \sqrt[4]{\frac{64 * F_{nap} * l_0^2}{\pi^3 * E_m}}$$
$$d_{3s} \geq \sqrt[4]{\frac{64 * F_{nap} * l_0^2}{\pi^3 * E_m}} = \sqrt[4]{\frac{64 * 285 * 160^2}{\pi^3 * 2,1 * 10^5}} = \mathbf{2,91\text{mm}}$$

E_m – modul pružnosti materiálu napínacího šroubu [MPa]

I_x – kvadratický modul průřezu šroubu [mm^4]

d_{3s} – malý průměr závitu šroubu [mm]

4.11.4 Volba napínacího šroubu

S ohledem na minimální průměru napínacího šroubu při namáhání na vzpěr a rozměry ostatních částí napínacího zařízení byl zvolen napínací šroub se závitem **M16x0,5** vyrobený z materiálu **S355JR**.

4.11.5 Napínací délka L_{nap}

Síla při maximálním napnutí pásu

$$F_{nap_{max}} = \sigma_B * B_p = 140000 * 0,4 = \mathbf{56000[N]}$$

Prodloužení pásu při maximálním napnutí

$$L_{nap_{max}} = L_p * k_{el} = 9,535 * 0,01 = \mathbf{0,0954[m]}$$

Potřebná napínací délka (posunutí nap. bubnu napínacími šrouby)

$$L_{nap} = \frac{F_{nap}}{F_{nap_{max}}} * L_{nap_{max}} = \frac{285}{56000} * 0,0954 = \mathbf{0,00024[m]}$$

L_p – délka pásu [m]

B_p – délka pásu [m]

σ_B – pevnost v tahu zvoleného pásu konstantní tloušťky 7mm [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]

k_{el} – koeficient prodloužení pásu při maximálním napnutí [-]

F_{nap} – napínací síla [N]

Vzhledem k pevnosti pásu v tahu a s ní spojenou potřebnou napínací délkou, bude první napínání pásu uskutečněno pomocí tlačítkových snímačů síly (např. od firmy Zemic Europe B.V.) umístěných mezi napínací šroub a uložení napínacího bubnu. Napínacím šroubem bude vyvozena potřebná napínací síla a následně změřen úhel, o který bude napínací šroub pootočen. Snímač síly bude následně odebrán a napínací šroub napne dopravní pás o požadovaný napínací úhel. Je dobré zmínit, že díky vysoké pevnosti pásu v tahu a dimenzování použitých ložisek

bubně je přípustné mírné překročení napínacího úhlu při manuálním napínání. Překročení napínacího úhlu může zároveň kompenzovat elastické deformace materiálu napínacího zařízení a možnou nelinearitu mezi napínací silou a prodloužením pásu (progresivita/degresivita tuhosti dopravního pásu při napínání není bohužel výrobcem udána). Správné napnutí pásu bude následně ještě ověřeno kontrolou dovoleného relativního průvěsu pásu mezi válečky.

4.12 Rám dopravníku

Dalším faktorem, který je třeba brát v úvahu při konstrukci dopravníku je jeho celková hmotnost, která má značný vliv na jednoduchost manipulace s dopravníkem. Od hmotnosti dopravníku se následně odvíjí i volba pojezdových kol dopravníku. Z hlediska jednotlivých konstrukčních částí dopravníku má rám dopravníku významný vliv na celkovou hmotnost a zároveň musí mít dostatečnou únosnost, aby odolal namáhání tíhových sil pracovní větve dopravníku. Rám je nejčastěji konstruován z kovových normalizovaných profilů. Vzhledem k tomu, že není v plánu sériová výroba dopravníků a vyrábět se bude jen jeden kus, je konstrukce z kovových normalizovaných profilů výrobně nejjednodušší, cenově nejdostupnější a ani z hlediska namáhání nebude vystavena velkému zatížení vnějšími vlivy, které by vyžadovaly nestandardní konstrukční řešení rámu.

S přihlédnutím na požadovanou nízkou hmotnost a snadnou manipulaci s dopravníkem byly pro konstrukci rámu zvoleny **hliníkové konstrukční profily** firmy **Alutec KK s.r.o.** [14].

Profil 40x80 – 104080

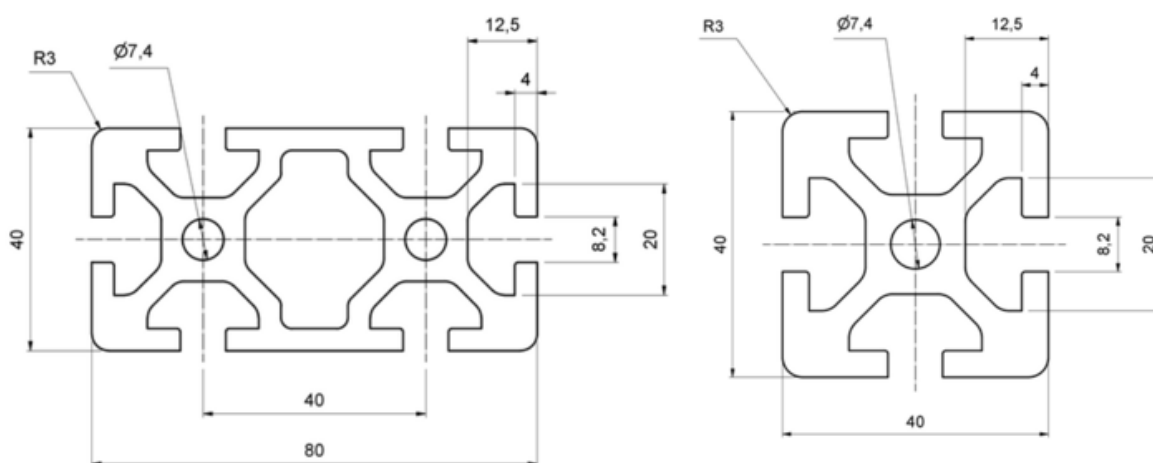
Ix [cm ⁴]	Iy [cm ⁴]	Wx [cm ³]	Wy [cm ³]	Q [kg/m]
24,65	95,04	12,325	23,76	3,969

Tab. 2 – Technické parametry profilu 104080 [14]

Profil 40x40 – 104040

Ix [cm ⁴]	Iy [cm ⁴]	Wx [cm ³]	Wy [cm ³]	Q [kg/m]
13,65	13,65	6,825	6,825	2,293

Tab. 3 – Technické parametry profilu 104040 [14]



Obr. 14 - Rozměry hliníkových konstrukčních profilů 40x80 a 40x40 [14]

4.13 Ergonomie

Pro co nejlepší dostupnost dopravníku obsluhou svařovacího pracoviště je celá konstrukce dopravníku navržena tak, že pracovní plocha pásu se nachází ve výšce cca 900mm od podlahy výrobní haly. Tato výška zhruba odpovídá výšce mezi boky a pasem člověka standartního vzrůstu a obsluha díky tomu nemusí vynakládat nadbytečnou práci podkládáním komponentu do nadměrné výšky, ani zatěžovat pohybový aparát při sklánění se k dopravnímu pásu, který by byl mimo dosah obsluhy ve vzpřímené pozici.

4.14 Hmotnost dopravníku m_{celk}

Dopravní pás: $m_p = m_{p1} * L_p = 1,7 * 9,535 = 6,5 [kg]$

Hnací buben: $m_A = 20 [kg]$

Napínací buben: $m_B = 15 [kg]$

Podpěrné válečky: $m_v = (n_o + n_u) * m_{o/u} = (5 + 5) * 3,35 = 33,5 [kg]$

Nosné profily: $m_n = 2 * S_n * L_n * \rho_n = 2 * 0,00078 * 4,35 * 7850 = 53,3 [kg]$

Ostatní součásti pracovní větve dopravníku:

Odhadnuto na cca 10% celkové hmotnosti hlavních prvků pracovní větve dopravníku.

$$m_{o1} = 0,1 * (m_p + m_A + m_B + m_v + m_n) = 0,1 * (6,5 + 20 + 15 + 33,5 + 53,3)$$
$$m_{o1} \doteq 12,8 [kg]$$

Profily 40x80: $m_{4080} = L_{4080} * Q_{4080} = (4 * 3,77 + 8 * 0,579) * 3,969 = 78,2 [kg]$

Profily 40x40: $m_{4040} = L_{4040} * Q_{4040} = (8 * 0,483) * 2,293 = 8,9 [kg]$

Pojezdová kola: $m_k = 4 * m_{517} + 4 * m_{507} = 4 * 0,35 + 4 * 0,175 = 2,1 [kg]$

Ostatní součásti nosné větve dopravníku:

Odhadnuto na cca 2,5% celkové hmotnosti nosných profilů.

$$m_{o2} = 0,025 * (m_{4080} + m_{4040}) = 0,025 * (78,2 + 8,9) \doteq 2,2 [kg]$$

Celková přibližná hmotnost dopravníku:

$$m_{celk} = m_p + m_A + m_B + m_v + m_n + m_{o1} + m_{4080} + m_{4040} + m_k + m_{o2}$$
$$= 6,5 + 20 + 15 + 33,5 + 53,3 + 12,8 + 78,2 + 8,9 + 2,1 + 2,2 = 233 [kg]$$

m_{p1} – hmotnost pásu na 1m délky [$kg \cdot m^{-1}$]

L_p – délka dopravního pásu [m]

m_A – hmotnost hnacího bubnu (výrobce neuvádí; odhadnuto a částečně vypočítáno dle konstrukčního schématu bubnu) [kg]

m_B – hmotnost napínacího bubnu (výrobce neuvádí; odhadnuto a částečně vypočítáno dle konstrukčního schématu bubnu) [kg]

n_o – počet válečků ve válečkové stolici horní větve dopravníku [-]

n_U – počet válečků ve válečkové stoličce dolní větve dopravníku [-]

$m_{O/U}$ – hmotnost jednoho podpěrného válečku dopravníku [kg]

S_n – obsah průřezu nosného profilu [m²]

L_n – délka nosného profilu [m]

P_n – hustota materiálu nosného profilu [kg*m⁻³]

Q_{4080} – hmotnost 1m profilu 4080 [kg*m⁻¹]

Q_{4040} – hmotnost 1m profilu 4040 [kg*m⁻¹]

L_{4080} – celková délka profilů 4080 [m]

L_{4040} – celková délka profilů 4040 [m]

m_{517} – hmotnost kola 517508 [kg]

m_{507} – hmotnost kola 507508 [kg]

4.15 Pojezdová kola

Pojezdová kola byla zvolena vzhledem k použitým nosným profilům rámu dopravníku a celkové hmotnosti dopravníku. Vybrána byla pojezdová kola značky Alutec KK s.r.o. typu **507508** a **517508**. [14]

4.15.1 Nosnost pojezdových kol n_{celk}

Nosnost jednoho kola 507508 – 75kg

Nosnost jednoho kola 517508 – 75kg

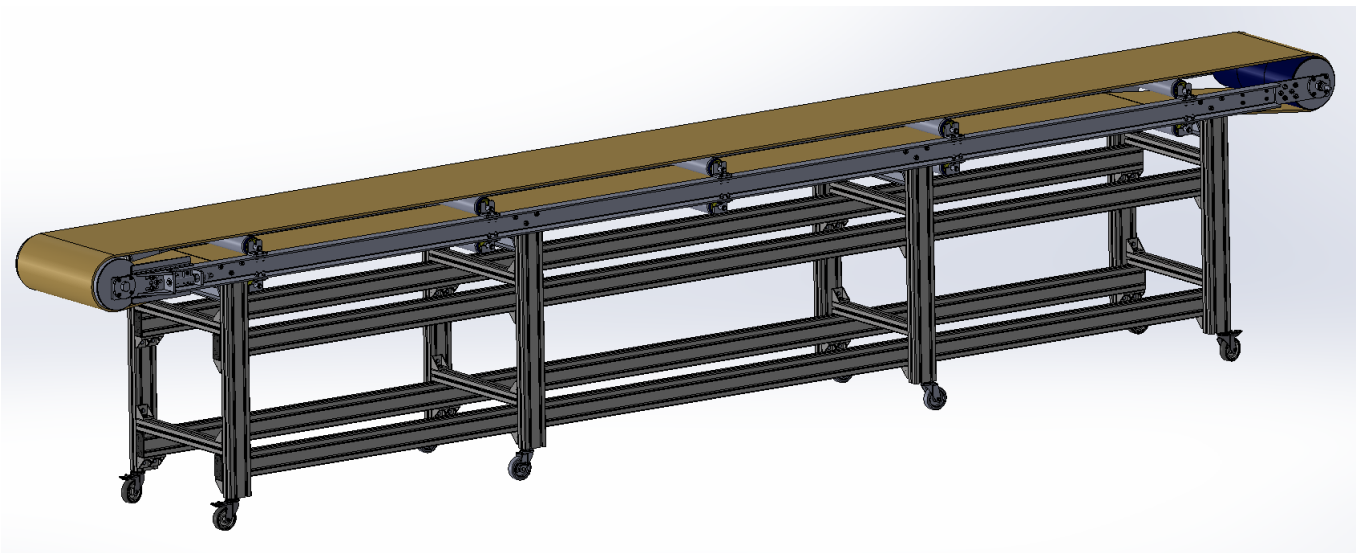
$$n_{celk} = 8 * 75 = 600 [kg]$$

$$n_{celk} > m_{celk}$$

Nosnost použitých kol vyhovuje celkové hmotnosti dopravníku. (Hmotnost přepravovaných komponent je vůči celkové hmotnosti dopravníku i rozdílu celkové hmotnosti a nosnosti kol zanedbatelná).

5 Závěr

Tato práce se zabývala konstrukčním řešením pásového dopravníku dle specifikací stanovených zadávající firmou Shape corp. V teoretické části byly stručně popsány jednotlivé funkční prvky pásových dopravníků, jejich druhy a vliv na celkovou funkci systému. Následně byly stanoveny základní parametry ovlivňující konstrukci dopravníku a výběr jednotlivých komponent. Byla provedena teplotní analýza chlazení přepravovaných komponent a stanovena jejich přibližná teplota v čase přepravy. Tato hodnota byla kritická pro výběr vhodného dopravního pásu. Následně byly postupně vybrány ostatní komponenty pracovní větve dopravníku a ověřena správnost jejich výběru pomocí potřebných výpočtů. Nosná konstrukce dopravníku byla následně zvolena tak, aby vyhovovala zadanému požadavku na snadnou manipulaci a mobilitu celého dopravníku a byly stanoveny přibližné hodnoty hmotností jednotlivých komponent dopravníku a celková hmotnost. V závěru práce byl zhotoven CAD model konstrukce pásového dopravníku v softwaru Dassault Systemes Solidworks 2022, výkresová dokumentace sestavy dopravníku a vybraných vyráběných komponent. Pro získání detailnějších informací o namáhání nosného rámu dopravníku by bylo zapotřebí využití výpočtové kontroly například pomocí metody konečných prvků. Tento výpočet nebyl při návrhu použit z důvodu relativně malých zatěžujících sil a nízké hmotnosti pracovní větve dopravníku vzhledem k použitým nosným profilům rámu dopravníku.



Obr. 15 - CAD model sestavy dopravníku

6 Použité zdroje:

- [1] POLÁK, Jaromír. Dopravní a manipulační zařízení II. [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003 [cit. 2021-03-17]. ISBN 80-248-0493-X. Dostupné z: http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_2_NP.pdf
- [2] LÓPEZ GARCÍA, Pelayo. Design of a Belt Conveyor for iron ore [online]. Ljubljana, 2016 [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://digibuo.uniovi.es/dspace/bitstream/handle/10651/38442/TFMPelayoLopezGRUO.pdf;jsessionid=46447966FD499E5DF713EABFE6AE01AC?sequence=3>. Diplomová práce. University of Ljubljana. Vedoucí práce Dr. Boris Jerman.
- [3] Důlní pásové dopravníky. In: *OKS montáže* [online]. Teplice: OKS montáže [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <http://www.oksmontaze.cz/galerie/montaz-pasovych-dopravniku.html>
- [4] Pásový dopravník ve výrobním provozu. In: LOGSYS [online]. Břeclav: LOGSYS [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://www.logsys.cz/cs/pasove-dopravniky>
- [5] Mobilní pásový dopravník. In: *GreenMech* [online]. Bořetice: GreenMech [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.greenmech.cz/stroje/stipace/prislusenstvi-ke-stipacum/samostatny-pasovy-dopravnik/>
- [6] MALÝ, Vratislav. *Konstrukce pásového dopravníku pro dopravu polotovarů* [online]. Liberec, 2016 [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/149868/V_12716_Sb.pdf?sequence=-1&isAllowed=y. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Ing. Martin Konečný, Ph.D.
- [7] Řez pásy s textilní a ocelovou kostrou. In: *STZ servis* [online]. Zlín: STZ-servis [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <http://www.stzservis.cz/dopravni-pasy-ocelokordove.aspx>
- [8] ŠULÁK, Jakub. *Kategorizace pásových dopravníků*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
- [9] BOBOK, Ing. Jiří. *KONSTRUKCE A SPOJOVÁNÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ*. Ostrava: Technická univerzita Ostrava, 2015. Fakulta strojní, Institut dopravy.
- [10] ŽÁČEK, Petr. *PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY - TEORIE A KONSTRUKCE* [online]. Brno, 2014 [cit. 2022-04-07]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=85829. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Jiří Malášek Ph.D.
- [11] *Interroll* [online]. Břeclav: Interroll CZ, 2022 [cit. 2022-04-17]. Dostupné z: <https://www.interroll.com/>
- [12] ČSN ISO 5048. Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [13] KVITA, Josef. *PÁSOVÝ DOPRAVNÍK*. Brno, 2013. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Martin Jonák.
- [14] *Alutec KK* [online]. Čelákovice: Alutec KK, 2022 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/>
- [15] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1996. ISBN 9788071830085.
- [16] *Ammeraal Beltech* [Online] Jihlava: Ammeraal Beltech, 2022 [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.ammeraalbeltech.com/cs-cz/produkty/nekonecne-tkane-pasy/>.

Příloha 1

Innovation & Service in Belting

Technology

In the metal industry, wrapping machines are used to coil sheet material of variable thickness of steel, aluminium, copper, etc. At the start of the coiling operation, one or two wrapper belts are positioned around the mandrel of a coiling machine. The flat sheet is fed between the belts and coiling mandrel, and the belt forces the sheet to coil up. After a number of turns of the coiling mandrel, the need to guide the sheet material ceases, the wrapper belts move away and the coiling operation continues at high speed. Once the correct length of material has been coiled, the sheet is cut off and the next coiling operation starts.

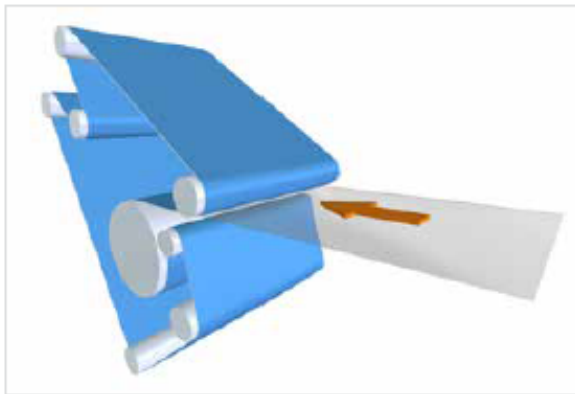


Diagram of the wrapping process

Features

- Seamless covers and fabrics:
 - Constant thickness
 - Flexibility in flexing and back flexing
 - No splice failure
 - Overall belt strength
 - Covers and fabrics can be selected depending on application demands
- Excellent FE properties
- Close tolerances in thickness/weight
- Wide range of profiles available

A questionnaire for belt selection is available

General Technical Data (examples)			
Belt type	AmWrap C (Cold)	AmWrap T (Temperature)	AmWrap H (Hot)
Article code	GK1752	GK1752	AmWrap H300
Weave	broken twill weave	broken twill weave	broken twill weave
Fabric	polyester	polyester	aramide
Top cover	2 mm PUR Ropan 80 white ground*	3 mm TPU Ropanyl D60*	Aramide Needlefelt**
Bottom cover	1 mm PVC Nonex 65	1 mm TPU Ropanyl 93	bare fabric
Total belt thickness	6.5 mm	7 mm	7 mm
Max. belt tension	175 N/mm at 2% elongation	175 N/mm at 2% elongation	140 N/mm at 1% elongation
Belt weight	approx. 9 kg/m ²	approx. 9 kg/m ²	approx. 4.3 kg/m ²
Min. pulley diameters	140 mm flexing 200 mm back flexing	140 mm flexing 250 mm back flexing	70 mm flexing 70 mm back flexing
Temperature resistance	-10 to +80 °C	-10 to +130 °C	350 °C
Belt length	up to 108 m	up to 108 m	min. 6000 mm
Belt width	up to 1900 mm	up to 1600 mm	up to 3400 mm
Finish	non-fraying slit edges	non-fraying slit edges	selvedges

* Top cover thickness depending on coil type/thickness

** AmWrap H300: aluminium up to 8 mm / AmWrap H700 up to 12 mm



Expert advice and quality solutions
for all your belting needs.
ammeraalbeltech.com

Ammeraal Beltech
P.O. Box 38
1700 AA Heerhugowaard
The Netherlands

T +31 (0)72 575 1212
info@ammeraalbeltech.com

ammega.com

This information is subject to alteration due to continuous development. Ammeraal Beltech will not be held liable for the incorrect use of the above stated information. This information replaces previous information. All activities performed and services rendered by Ammeraal Beltech are subject to general terms and conditions of sale and delivery, as applied by its operating companies.

Member of Ammega Group.

Příloha 2

16.04.2022
Bakalářská práce



Belt Drive Matchmaker



DM 0165, asynchronous

Details

Power Reserve	>100 %
Belt speed at 50 Hz	0,20 m/s
Power	370 W
Number of Poles	4

Frequency Inverter

Type	V/f Controlled
Speed range	0,08 m/s at 20 Hz 0,24 m/s at 60 Hz
Speed control	Please contact Interroll

Drum motor specifications

Motor Type	Standard	Number of Poles	4
Rated Power	370 W	Gear Ratio	62,37
Rated Belt Speed	0,19 m/s	Rated Motor Current	1,25 A
Rated Motor Torque	150,3 Nm	Max. Allowed Belt Tension	21429 N

Application specification

Outer Diameter	168,00 mm	Application Torque	5,0 Nm
Power supply voltage	230 V	Belt pull	57 N
Belt tension	11200 N	Load Capacity	179 kg/h
Number of Cycles Per Minute	-		

Application

Environmental conditions	Dry	Application Case	Dry logistic conveyor applications
Ambient temperature	20 °C	Altitude above sea	310 m

Customer

First name		Name	
Country	Czech Republic	Company	
Email		System of units	Metric

16.04.2022
Bakalářská práce



Conveyor

Type of Conveyor	Straight horizontal conveyor	Direction of travel (D.O.T)	-
Shock load on the conveyor belt	No	Shell Length	440 mm
Speed of conveyor	0,22 m/s	Angle of inclination	-
Length of conveyor	4,5 m	Length of inclination	-
Length of lower horizontal part	-	Length of upper horizontal part	-
Additional Forces	No	Weight of accumulated load	-
Sum of all additional friction forces	50 N	Friction factor (between load & belt surface)	-
Bending point	-	Total load	1,1 kg

Belt

Type of Belt	Friction driven conveyor belt	Support	Roller bed
Thickness of the belt	7 mm	Thickness of the rubber shell coating (R)	2 mm
Width of Belt	400 mm	Weight of the belt	4,3 kg/m ²
Friction factor	0.02 μ	Angle of belt wrap	180°
Tensile Force	140 N/mm	Belt elongation	0,1 %
Material of return roller	Steel / Stainless steel	Quantity of return rollers	3
Inner diameter of return roller	57 mm	Outer diameter of return roller	60 mm

Carrying Rollers

Material of carrying roller	Steel / Stainless steel	Quantity of carrying rollers	5
Inner diameter of carrying roller	57 mm	Outer diameter of carrying roller	60 mm

Operation

Acceleration ramp	-	Deceleration ramp	-
Continuous running period	-	No running period	-
Type	Continuous running operation		

Power Supply

Local Net Voltage	1x 208V - 240V	Power supply frequency	50Hz
Supply source	Variable frequency drive	Accuracy of speed	$\pm 10\%$

Příloha 3

CAD model navrženého pásového dopravníku

Příloha 4

Výkresová dokumentace sestavy dopravníku a vybraných výrobních součástí