



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Úprava poháněné válečkové dráhy pro
nakladač portálového lisu P35**

**Modification of the Driven Roller Conveyor
for the Loader of the P35 Gantry Press**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Antonín KANAVAL

Studijní program:

Studijní obor:

Vedoucí práce:

B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

2301R000 Studijní program je bezoborový

Ing. Martin Dub, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kanaval** Jméno: **Antonín** Osobní číslo: **483386**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Úprava poháněné válečkové dráhy pro nakladač portálového lisu P35

Název bakalářské práce anglicky:

Modification of the Driven Roller Conveyor for the Loader of the P35 Gantry Press

Pokyny pro vypracování:

V rámci bakalářské práce navrhnete konstrukci univerzální válečkové dráhy s možností libovolné stranové orientace.

Osnova:

- Rešerše problematiky válečkových dopravníků
- Konceptní návrhy
- 3D CAD model vybraného řešení
- Analýza vybraných konstrukčních uzlů (návrhové a kontrolní výpočty)
- Vybraná technická dokumentace
- Vyhodnocení, závěry

Zadavatel tématu: STR Praha s.r.o.

Seznam doporučené literatury:

POLÁK, J.; PAVLISKA, J.; SLÍVA, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2001.

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol.: Technický průvodce, Části strojů, Praha. SNTL, Nakladatelství technické literatury, 1989.

Katalogy výrobců, internetové zdroje

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Martin Dub, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Martin Dub, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Úprava poháněné válečkové dráhy pro nakladač portálového lisu P35“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Duba, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Antonín Kanaval

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Martinu Dubovi, Ph.D. za veškeré konzultace, odborné rady a cenné připomínky. Děkuji také technikům inženýrům společnosti STR Praha s.r.o. za technickou podporu a cenné praktické rady. V neposlední řadě chci také poděkovat rodičům a přátelům za podporu při studiu a vypracování této bakalářské práce.

Anotační list

Jméno autora:	Antonín Kanaval
Název BP:	Úprava poháněné válečkové dráhy pro nakladač portálového lisu P35
Anglický název:	Modification of the Driven Roller Conveyor for the Loader of the P35 Gantry Press
Rok:	2021
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Martin Dub, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 113 počet obrázků 85 počet tabulek 14 počet příloh 8
Klíčová slova:	válečkový dopravník, váleček, řetězový převod
Keywords:	roller conveyor, roller, chain drive
Anotace:	Obsahem práce je konstrukční návrh upravené poháněné válečkové dráhy pro nakladač portálového lisu P35 a návrh dodatečně montovaného nástavce. V úvodu práce je vypracována komplexní rešerše používaných dopravníků. Konstrukční návrh je podložen potřebnými návrhovými a kontrolními výpočty. Návrh byl vypracován formou 3D CAD modelu a 2D sestavného výkresu.
Abstract:	The content of this bachelor's thesis is the design of the modified driven roller conveyor for the loader of the P35 gantry press and the design of additionally assembled roller conveyor extension. There is a comprehensive search of used conveyors in the introduction. The necessary design and control calculations were carried out. The design was developed in the form of the 3D CAD model and the 2D assembly drawing.

OBSAH

1. Úvod	4
2. Cíle bakalářské práce	6
3. Dopravované materiály	7
4. Přehled používaných dopravníků	8
4.1. Pásové dopravníky	9
4.2. Článekové dopravníky	11
4.3. Vozíkové okružní dopravníky	13
4.4. Závěsové dopravníky, podvěsné dopravníky	15
4.5. Korečkové dopravníky - elevátory	18
4.6. Pohyblivé schodiště	20
4.7. Hřeblové dopravníky, redlery	21
4.8. Šnekové dopravníky	25
4.9. Válečkové dopravníky - tratě	28
4.9.1. Prvky válečkových dopravníků a tratí	29
4.9.1.1. Rámy, nosná konstrukce	29
4.9.1.2. Válečky	31
4.9.1.3. Oblouky (zatáčky)	32
4.9.1.4. Zarážky	34
4.9.1.5. Střídače	35
4.9.1.6. Točny	35
4.9.1.7. Přejezdy	36
4.9.1.8. Výtahy	37
4.9.1.9. Poziční jednotky	37
4.9.2. Údržba válečkových dopravníků a tratí	38
5. Pohony dopravníků	39
5.1. VYBO Electric s.r.o.	39
5.1. Elektropřevodovky, TOS Znojmo, a.s.	39
5.2. MTM Electric Motors, s.r.o.	40
5.3. SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.	41
5.4. NORD – Poháněcí technika, s.r.o.	41
5.5. SIEMENS	42
5.6. Lenze, s.r.o.	43
5.7. Pohony válečků válečkových dopravníků	44
5.7.1. Tečný pohon válečků	44
5.7.2. Pohon z válečku na váleček	45
5.7.3. Pohon transmisní hřídelí	45
5.7.4. Pohon transmisní hřídelí s tvarovým stykem	46
5.7.5. Válečky s integrovaným pohonem	46
6. Praktická část	48
6.1. Výběr vhodné konstrukční varianty pohonu válečků	48
6.2. Navržené konstrukční řešení včetně stručného popisu montáže	51
6.3. Návrhové výpočty	56

6.3.1.	Výpočty základních charakteristik dopravníku.....	56
6.3.2.	Předběžná volba pohonu dopravníku.....	58
6.3.3.	Výpočet ztrát a výkonová kontrola zvolené elektropřevodovky	59
6.3.4.	Rozbor rozjezdu a brždění palety	63
6.3.5.	Návrhový výpočet řetězových kol	64
6.4.	Kontrolní výpočty	67
6.4.1.	Kontrola řetězového převodu	67
6.4.2.	Pevnostní výpočet levého hnacího válečku	72
6.4.3.	Kontrola ložisek levého hnacího válečku	88
6.4.4.	Šroubový spoj osa válečku - rám	89
6.4.5.	Kontrola tuhosti rámu	92
6.4.1.	Pevnostní výpočet kombinovaného svaru	94
6.5.	Ekonomické zhodnocení.....	98
7.	Rekapitulace a shrnutí cílů	99
8.	Závěr.....	105
	SEZNAM ZKRATEK.....	107
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	107
	SEZNAM OBRÁZKŮ	111
	SEZNAM TABULEK.....	113
	SEZNAM PŘÍLOH	113

Seznam použitých symbolů

Veličina	Jednotka	Popis veličiny
$a_{\dot{R}}$	[mm]	osová vzdálenost řetězového převodu
a_K	[mm]	velikost koutového svaru
a_W	[mm]	skutečná osová vzdálenost řetěz. převodu
a	[m/s ²]	zrychlení
A	[mm ²]	plocha kloubu řetězu
A, B, R	[N]	reakční síla
b_{1min}	[mm]	minimální vnitřní šířka řetězu
b_a	[mm]	hodnota zaoblení zubu řetězového kola
b_{f1min}	[mm]	minimální šířka zubu řetězového kola
B	[m]	šířka
c_1	[N/mm]	výsledná tuhost součástí přitěžovaných (šroubu)
c_2	[N/mm]	výsledná tuhost součástí odlehčovaných
c_v	[1]	součinitel závislosti rychlostí vrstev pro hřeblové dopravníky
C	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
d, D	[mm]	průměr
dk_i	[1]	důležitost kritéria
E	[N/mm ²]	Youngův modul (modul pružnosti v tahu)
f_L	[1]	součinitel tření v radiálním kuličkovém ložisku
$F_{o'}$	[N]	provozní předpětí šroubového spoje
$F_{o'max}$	[N]	maximální provozní předpětí šroubového spoje
$F_{o'min}$	[N]	potřebné montážní předpětí šroubového spoje
$F_{omin'}, F_{omax}$	[N]	montážní předpětí šroubového spoje
F_r	[N]	maximální přenášená příčná síla
$f_{\dot{R}}$	[mm]	rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce řetěz. kola
F_S	[N]	setrvačná síla způsobená zrychlením palety
f	[Hz]	frekvence
F	[N]	vnější zatěžující síla
g	[m/s ²]	gravitační tíhové zrychlení
G	[N/mm ²]	modul pružnosti ve smyku
G	[N]	tíhová síla
h, H	[m]	výška
i	[1]	převodový poměr
J, J_x, I_x	[mm ⁴]	kvadratický moment (moment setrv.) průřezu
k	[1]	součinitel bezpečnosti
K_i	[1]	označení kritéria

$k_{V_{MIN}}$	[1]	minimální počet válečků pod paletou na hnané části dopravníku
l, L	[m]	délka
l_k	[m]	délka krouceného úseku
l_{AB}	[mm]	vzdálenost mezi ložisky (podporami A a B) hnacího válečku
L_{10h}	[h]	základní trvanlivost ložiska v hodinách
L_{10N}	[10^6 cyklů]	základní trvanlivost ložiska v provozních cyklech
m	[kg]	hmotnost, zatížení
M, M_{min}, M_{max}	[N·m]	moment utahovací
M_V	[N·m]	moment valivého odporu
M_L	[N·m]	moment odporu ložiska
$M_O, M_{O_{RED}}$	[N·m]	ohybový moment (redukovaný)
M_k	[N·m]	kroucí (točivý) moment
m_L	[1]	souč. pro výpočet konstanty rad. kul. ložiska
m_n	[mm]	normální modul porovnávacího ozubeného kola
n	[1/s]	otáčky
p	[MPa]	kontaktní tlak
P	[W, kW]	výkon
po_i	[1]	pořadí kritéria
po_{iO}	[1]	opačné pořadí kritéria
P_r, \bar{P}_r	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
$p_{\check{R}}$	[mm]	rozteč řetězu
q	[kg/m]	hmotnost 1 metru řetězu
q_r	[1]	bezpečnost proti bočnímu posunutí šroub. spoj.
r	[mm]	poloměr
R_i	[N]	reakce v ose válečku
$Re, R_{p0,2}$	[N/mm ²]	výrazná mez kluzu materiálu šroubu (smluvní)
$S_{ZR/ZP}, S_{DOPR}, S_{PRAC}$	[m]	dráha
S, S_T, S_K	[mm ²]	plocha průřezu svaru
s, t_p	[mm]	tloušťka tupého svaru, tloušťka plechu
t	[s]	čas
T_C	[N]	adhezní síla
v	[m/s]	rychlost
var_{ij}	[1]	konstrukční varianta
vh_{Ki}	[1]	výsledné hodnocení kritéria
W_O, S_{x+}, S_{x-}	[mm ³]	modul odporu průřezu v ohybu
W	[J]	deformační (přetvárná) práce
x	[1]	počet článků řetězu

y	[mm]	průhyb
Y	[1]	činitel rázů řetězového převodu
z	[1]	počet zubů řetězového kola
α	[°]	úhel otevření - geometrie řetězového převodu
α_{\perp}	[1]	součinitel anizotropie svarového spoje pro tupé svary (kolmý směr)
α_A	[1]	montážní faktor (součinitel utahování)
α_{τ}	[1]	součinitel anizotropie svarového spoje pro tupé svary (smyk)
γ	[1]	souč. vyjadřující podíl plochy koutového svaru
δ	[°]	úhel vedení řetězu
ΔF_{oL}	[N]	ztráta předpětí trvalou deformací šroub. spoje
ΔL	[mm]	dovolené prodloužení řetězu
ΔL	[mm]	hodnota sednutí šroubového spoje
ϑ	[°]	naklopení průřezu
η	[1]	účinnost
κ	[1]	činitel výkonu řetězového převodu
λ	[1]	činitel tření pro řetěz
μ	[1]	činitel mazání řetězového převodu
μ_0	[1]	součinitel adheze
μ_c	[1]	souč. tření v dosedací ploše pod hlavou šroubu
μ_q	[1]	součinitel tření mezi spojovaným plochami
μ_t	[1]	součinitel tření v závitě
ξ	[1]	součinitel valivého odporu
σ	[N/mm ²]	napětí v tahu/tlaku
σ_D	[N/mm ²]	dovolené napětí
σ_O	[N/mm ²]	ohybové napětí
σ_{red}	[N/mm ²]	redukované napětí
τ, τ_{max}	[N/mm ²]	napětí v krutu
τ_s	[N/mm ²]	napětí ve smyku
φ	[rad, °]	celkové nakroucení průřezu
$\varphi_{\check{r}}$	[1]	činitel provedení řetězového převodu
ψ	[1]	součinitel plnění šnekového dopravníku

Pozn.: všechny uvedené veličiny v seznamu použitých symbolů a jejich další modifikace jsou popsány také v textu příslušných kapitol.

1. Úvod

Válečkové dopravníky jsou zařízení používaná v průmyslových výrobcích pro přepravu kusového materiálu. Mezi hlavní důvody pro jejich začlenění do technologických procesů výrobních, montážních a expedičních linek patří jednak odstranění náročné fyzické práce pro obsluhu a současně i podstatné urychlení technologického procesu samotného. Válečkové dopravníky se obvykle vyznačují značnou únosností, a proto jsou často upřednostněny před dopravníky pásovými. Přepravovaný kusový materiál je obvykle uložen na paletách. Palety mohou být buď normalizované, tzv. europalety, nebo vyráběné dodavatelem přepravovaného materiálu. S paletami vyráběnými dodavatelem se lze nejčastěji setkat například u velkých ocelových profilů a plechů, kde rozměry a nosnost europalet již nejsou vyhovující. Dle stupně automatizace provozu mohou být palety opatřeny RFID identifikačním systémem. Tento systém poskytuje informace o pohybu materiálu v procesu. Hlavním kritériem pro použití palet je tvar stykové plochy přepravovaného materiálu, nebo přesné polohování při dopravě ve výrobním procesu.

Tato bakalářská práce byla zadána společností „STR Praha s.r.o.“, která se zabývá především návrhem a výrobou dopravníků podle speciálních požadavků tuzemských i zahraničních zákazníků. U jednoho z prestižních zákazníků jsou v současnosti k dopravě palet s balením tenkého pocínovaného plechu (max. hmotnost 3 t) do automatického nakladače tabulí plechu do lisů P25 a P35 používány jednoúčelově konstruované válečkové dráhy s poháněnými válečky. Tyto válečkové dráhy mají z jedné boční strany vynechané mezi válečky dvě širší mezery, do kterých mohou zajet vidlice hydraulického zvedacího zařízení lisu (viz Obr. 1). Zákazníky je dále často požadováno přemístění zvedacího zařízení lisu z obvyklé pravé strany na stranu opačnou, což vyžaduje ve skladových zásobách udržovat válečkové dráhy pravého i levého provedení. U některých zakázek je dále s ohledem na přání zákazníka dodatečně montováno prodloužení dráhy o 3 nepoháněné válečky. Tato prodloužená dráha zde umožňuje naložit druhou paletu s plechem (příprava balení plechů u lisu). Nevýhodou tohoto řešení je, že těžké palety položené pouze na dvou poháněných válečkách prokluzují, někteří zákazníci proto požadují dodatečné propojení nástavce s hnanou částí dopravníku.



Obr. 1.: Současné konstrukční řešení poháněné válečkové dráhy s paletou naloženou balením pocínovaného plechu před lisem P25 (nahore) a podávací mechanismus lisu P25 (dole).
[STR Praha s.r.o.]

2. Cíle bakalářské práce

S ohledem na časté požadavky zákazníků byly vytyčeny 3 hlavní cíle této bakalářské práce.

- Navrhnout konstrukci válečkové dráhy tak, aby umožnila kdykoliv přestavbu (pohonu, dorazů, vodítek, ...) na požadovanou stranovou orientaci, tj. navrhnout univerzální provedení.
- Navrhnout konstrukci válečkové dráhy a dodatečně montovaného nástavce tak, aby bylo možné případné propojení poháněcího řetězu i na řetězová kola válečků v nástavci.
- Navrhnout jinou vhodnou variantu pohonné jednotky válečkové dráhy tak, aby stranově nevyčnívala z profilu dopravníku.

3. Dopravované materiály

Na základě charakteristických vlastností přepravované hmoty, její kusovitosti, případně její zrnitosti a stejnorodosti, je důležité zvolit správný způsob pro jejich dopravu, tj. vhodný typ transportního zařízení. Doprovované materiály lze třídit dle fáze, v níž se tyto materiály přepravují, na tuhé, kapalné a plynné. Dle snadnosti transportu materiálu a jeho přípravy k transportu lze přepravu rozdělit na přepravu jednotlivých kusů a manipulačních jednotek (kontejnerů, obalů a palet) a na přepravu volně ložených sypkých hmot. [1]

K důležitým fyzikálním znakům dopravovaného materiálu patří: [1]

1. rozměry,
2. hmotnost,
3. tvar (plochý, zakřivený, nepravidelný),
4. nebezpečí poškození (křehký, výbušný, korozivní, ...),
5. stav (horký, znečištěný, mokrý, lepkavý, ...).

Tab.: 1 Možnosti přepravy v závislosti na stavu dopravovaného materiálu. [1]

Stav	Jednotlivé kusy	Manipulační jednotky	Volně ložený
Tuhé	ANO př. kusový materiál (cihly)	ANO př. materiál (cihly) na paletě (v kontejneru)	ANO př. sypký materiál na podložce
Kapalné	NE	ANO př. cisterna (chemikálie)	ANO př. doprava v potrubí
Plynné	NE	ANO př. tlaková láhev s plynem na paletě (v kontejneru)	ANO př. doprava v potrubí

Pozn.:

- 1) ISO kontejner: 2 450 x 2 450 x délka, max. délka 12 190, rozměry uvedeny v [mm], max. nosnost 40 [t],
- 2) Europaleta: 1 200 x 800 x 144, rozměry uvedeny v mm, nosnost (1 až 2) [t] podle charakteru a způsobu rozmístění dopravovaného materiálu.

Podrobnější popis vlastností přepravovaných materiálů, klasifikace sypkých a kusových materiálů dle FEM (Evropská federace pro manipulaci s materiálem), definice jejich jednotlivých mechanických vlastností včetně metodiky jejich určování jsou uvedeny v literatuře [1].

4. Přehled používaných dopravníků

Při těžbě a zpracování nerostných surovin, pěstování a sklizni užitkových plodin a v živočišné výrobě v zemědělství, v mnoha dalších odvětvích zpracovatelského průmyslu i v průmyslových výroбах jsou pro dopravu rozličných materiálů používány různé druhy dopravníků.

Dopravníky používané v průmyslu jsou v literatuře obvykle rozděleny následovně: [2]

- dopravníky s tažným elementem - k nim patří dopravníky pásové, článkové, okružní vozíkové, podvěsné, korečkové, hřeblové, redlery a pohyblivá schodiště,
- dopravníky bez tažného elementu - k nim patří dopravníky šnekové, válečkové a paletovací vozíky.

Samozřejmě existují také další typy dopravníků (magnetické, pneumatické, vakuové, ...), které jsou obvykle použity pro dopravu drobného feromagnetického materiálu v technologických procesech (malé díly, drobný odpad, třísky, ...), potravinářském a chemickém průmyslu. Pneumatické dopravníky v kombinaci s magnetickými prvky jsou zejména vhodné pro dopravu materiálu s nízkou objemovou hmotností v technologických procesech (plechovky, konzervy, ...). Vakuové dopravníky nachází hojné uplatnění také v oblasti farmaceutického průmyslu (doprava suchých práškových hmot - výroba léků). Velmi často jde přitom o dopravníky vyráběné na zakázku, podle specifických požadavků provozu.

V rámci této bakalářské práce jsou popsány v literatuře obvykle uváděné typy používaných dopravníků.

4.1. Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou nejčastěji používány pro dopravu sypkých materiálů a drobných kusových předmětů. Pro větší dopravní vzdálenosti se nabízí možnost sestavení několika dopravníků, čímž vznikne dopravní linka. Je-li potřeba sypký materiál skládat v libovolném místě, používají se dopravníky s rovným profilem pásu a shazovacím vozíkem. Pokud je materiál odváděn až na konci dopravníku, používá se korýtkový pás, u kterého je díky většímu objemu materiálu dosaženo většího přepravního výkonu. [2]

Tažným elementem pásového dopravníku je pás, který běží určitou rychlostí a je zdola mezi hnacím a vratným bubnem podpírán válci, případně tzv. nosnou stolicí. Mezi jejich hlavní výhody patří velká dopravní rychlost, jednoduchá konstrukce, nízká hmotnost a malá spotřeba energie. Na pásový dopravník lze navíc nakládat/vykládat materiál v kterémkoli místě.

Mezi obvyklé parametry pásových dopravníků patří směrná rychlost pásu (viz Tab.: 2). Obvodovou sílu a příkon potřebný pro pohon pásového dopravníku je možné určit podle ČSN 26 3102. [3]

Tab.: 2 Směrné rychlosti pásů pásových dopravníků. [převzato a upraveno 3]

Vlastnosti materiálu	Charakteristický materiál	Rychlosti [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	
		od	do
lehký	obilní zrno, mláto, slad, šrot	2,5	4
neodírající, drobný	zvlhčený popílek se škvárou, drobné uhlí, cukr, cement, písek, rašelina	1,6	3,15
	hlína, jílo-hlinito-štěrková skrývka		5,6
ostrohranný, odírající, drobný a střední	drobný koks, štěrk, kamenivo, rudy, struska, hlušina, škvára	1,25	2,5
neodírající v kusech	uhlí, řepa, škrob, kusová sůl	1,6	2,5
odírající v kusech a kusový nad 100 [mm]	hrubý štěrk, ruda, kámen, struska, vápno, hlušina, uhlí, koks	1,25	2
	těžené uhlí při podzemním dobývání		1,8
ztrácející rozbíjením jakost	tříděné uhlí	0,3	1,6

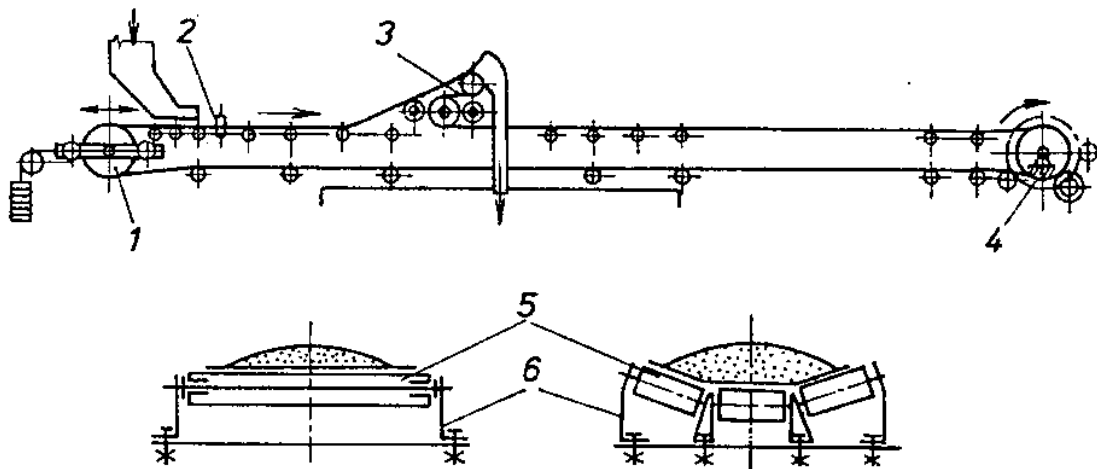
Pozn.: 1. Při převážně kusovitém materiálu je nutno volit rychlost k dolní hranici rozmezí. 2. U dopravníků pro zvláštní účely se užívá obvykle těchto rychlostí $v = (0,25 \div 0,5) \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pro přebírací pásy, $v = (0,4 \div 0,63) \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pro dopravu balíků, $v = (0,8 \div 1,6) \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ při použití shazovacích pluhů a vozíků.

Pásové dopravníky mohou mít rozdílnou nosnou konstrukci:

- stabilní nosná konstrukce - pevné spojení nosné konstrukce se základnou a nepočítá se s jejím přesunem,
- přestavitelný dopravník - nosná konstrukce a dopravník jsou dlouhou dobu na jednom místě, lze je však přesunout (využití např. v povrchových dolech),
- pojízdné nebo přenosné dopravníky - dopravníky malých rozměrů, které jsou na kovovém podvozku (přesun dle potřeby).

Pásové dopravníky lze také rozdělit dle druhu použitého pásu:

- gumový, nebo plastový - dopravní pás se skládá z gumové, nebo plastové obalové vrstvy a z výztuhy, ta může být z ocelových lan, nebo tkaniny,
- ocelový pás - pro přepravu abrazivních a horkých materiálů (např. v hutnictví),
- pás z drátěného pletiva - použití pouze pro dopravu hmot s velkou zrnitostí.



Stabilní pásový dopravník

1 – vozík s napínacím bubnem, 2 – válečky, 3 – shazovací vozík, 4 – hnací buben,
5 – nosné válečky, 6 – rám

Obr. 2.: Stabilní pásový dopravník schéma. [2]



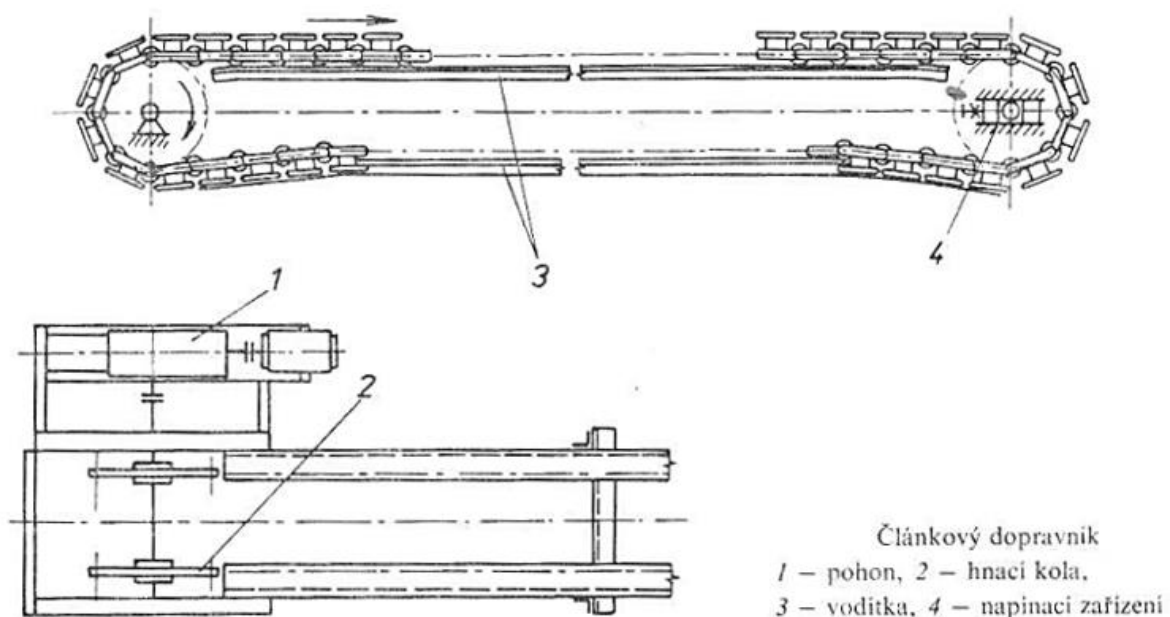
Obr. 3.: Dlouhá stabilní pásová linka. [4]

4.2. Článkové dopravníky

Tažným elementem těchto dopravníků je řetěz složený z jednotlivých článků. Řetěz je buď pouze hnací (tj. tažný element) a existují další unašeče, které slouží k unášení materiálu, nebo je řetěz nejenom tažným elementem, ale také elementem nosným. Jedná se pak o tzv. článkový pás, který může dopravovaný materiál nést, nebo hrnout před sebou (např. ve žlabu).

Článkové dopravníky se používají pro dopravu kusového i sypkého materiálu. Pro sypký materiál se použije článkový dopravník zejména tehdy, když se pásový dopravník nedá použít (horké materiály v hutnictví, nebo příliš velká kusovitost materiálu vedoucí k poškození pásu, resp. k průhybu a pronášení pásu, které jsou způsobené velkou objemovou hmotností materiálu a jeho abrazivním charakterem). Rozlišujeme dopravníky s řetězy dlouhočlánkovými, nebo s řetězy krátkočlánkovými. Články řetězu mohou být ploché, komorové, nebo s postranicemi. Řetězy s plochými články se používají zejména tehdy, nehrozí-li pád přepravovaného materiálu do okolí transportního zařízení, v opačném případě je nutné použít řetěz se články s postranicemi, případně s komorovými články.

Mezi obvyklé parametry článkových dopravníků patří úhel úklonu, rychlost, délka dopravníku na jeden pohon (s délkou dopravníku rostou odpory a tahová síla v řetězu). Možnosti úklonové dopravy se liší dle typu použitých článků, pro ploché články lze realizovat úklonovou dopravu do cca 20 °, pro články komorové pak pro 60 ° a více.

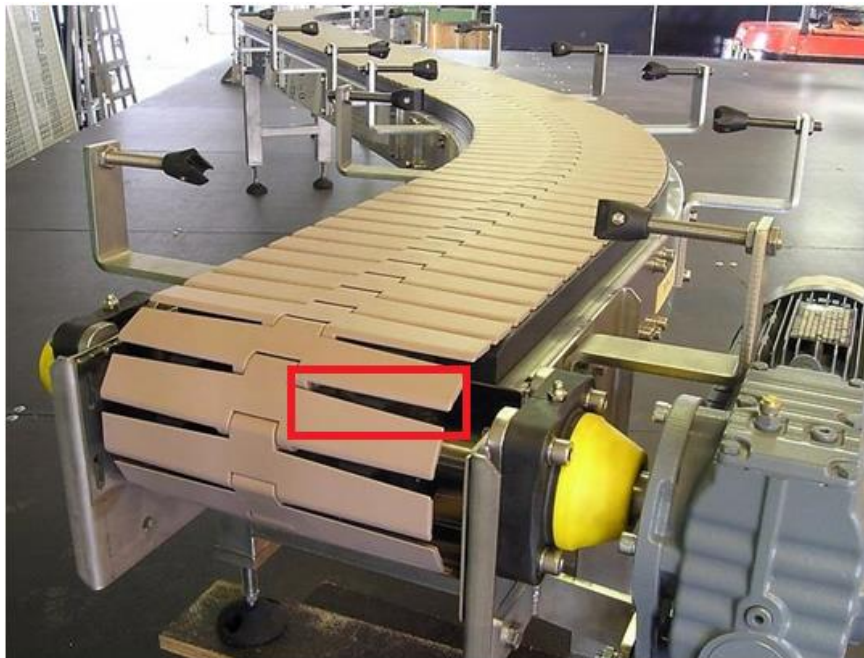


Obr. 4.: Článkový dopravník schéma. [2]

Vedení článkového pásu lze realizovat přes kladky (kladky se mohou pohybovat po základu, nebo být součástí nosné konstrukce), či třecí vedení. Vedení článkového pásu pomocí kladek představuje konstrukčně složitější řešení, jehož výhodou jsou nízké hodnoty valivých odporů v kladkách. Třecí vedení je jednodušším konstrukčním řešením, jehož nevýhodou je relativně velká hodnota třecího odporu – klíčová je správná volba

kluzné dvojice materiálů tak, aby odpor článkového pásu byl co nejmenší (plastové vedení s nízkým součinitelem tření).

Pro oblouky článkových dopravníků, resp. pro ohýbání článkového pásu ve vodorovné rovině, musí být pás uzpůsoben. Z Obr. 5 je zřejmé, že aby mohlo dojít k natočení pásu, resp. k vytvoření oblouku dopravníku, je třeba poměrně velkých vůlí, jelikož musí být zachována mezera a vazba mezi jednotlivými články řetězu. Vznikají poměrně velké mezery a dopravovaný materiál nesmí propadat. Použití článkových dopravníků s oblouky je tedy vhodné pouze pro přepravu manipulačních jednotek. Vůči pásovým dopravníků jsou článkové dopravníky dražší, složitější, mají vyšší hmotnost, umožňují však dopravovat větší množství materiálů.




**Vůle umožňující natočení
článkového pásu v oblouku**

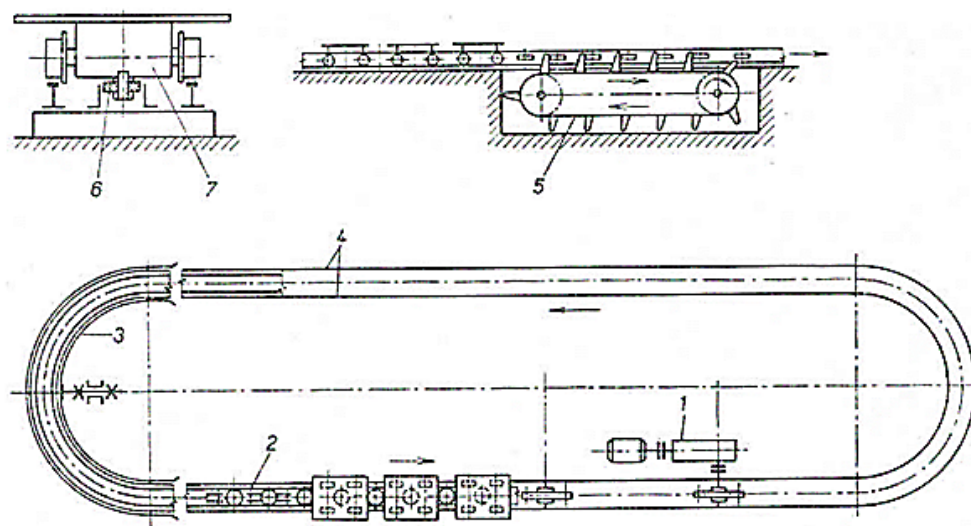
Obr. 5.: Vertikální oblouk článkového dopravníku s destičkovým řetězem. [převzato a upraveno 5]

4.3. Vozíkové okružní dopravníky

Transportní zařízení se skládá ze soustavy vozíků, vzájemně spojených uzavřenou smyčkou kloubového řetězu. Vozíky pojíždějí po kolejkách jízdní dráhy, kde jsou vedeny kladkami tažného řetězu. Kladky se odvalují po nehybném vedení, tj. základu, přičemž jedna část obloukové dráhy s vedením kladek je upevněna na napínacím rámu. Pohon transportního zařízení tvoří motor s převodovkou, hnací a hnaná řetězová kola a řetěz s unašeči, opírajícími se o vodící kladky tažného elementu, tj. řetězu.

Vozíkové dopravníky jsou nenáročné na prostor, údržbu a obsluhu, vyznačují se flexibilitou a nízkou energetickou náročností. Mezi hlavní nevýhody vozíkových dopravníků patří riziko úrazu ve štěrbině v podlaze a možnost úrazu vozíkem, dále znečišťování vodícího kanálu a nutnost provozu celého dopravníku pro dopravu jednotlivých vozíků. [3]

Vozíkové okružní dopravníky se používají pro dopravu těžkých břemen do 10 [t] v technologických procesech s plynulým nebo přerušovaným provozem. Tyto provozy reprezentuje například hromadná výroba výkovků, nebo odlitků, kdy se přímo na vozících zhotovují formy, odlévá se tekutý kov do forem a vyklápí se ztuhlý odlitek. [2]



Vozíkový okružní dopravník

1 – pohon, 2 – tažný řetěz, 3 – napínací rám, 4 – jízdní dráha, 5 – hnací řetěz, 6 – kladky, 7 – vozík

Obr. 6.: Schéma vozíkového okružního dopravníku. [2]



Obr. 7.: Vozíkový okružní dopravník. [6]

4.4. Závěsové dopravníky, podvěsné dopravníky

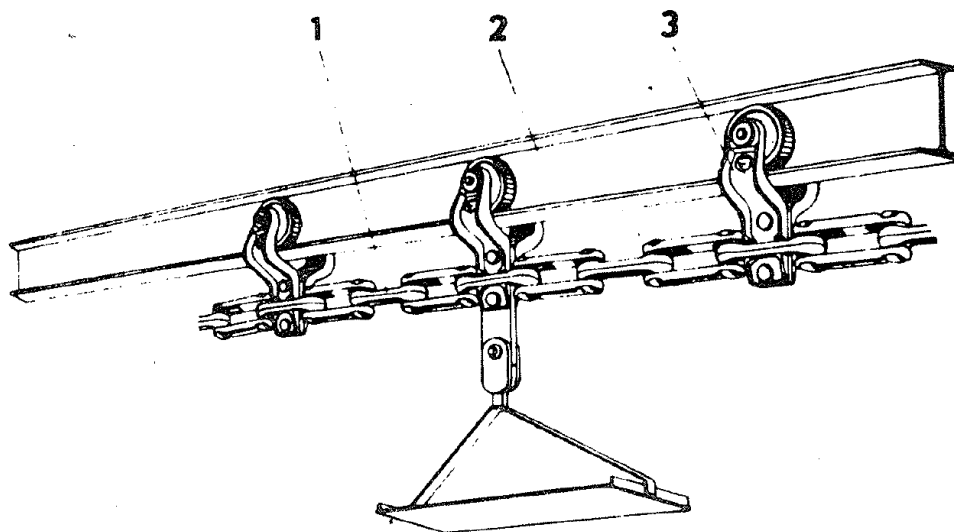
Tažný element závěsového dopravníku je řetěz (kloubový řetěz - ohebný v obou směrech), případně lano (menší únosnost, nemusíme řešit ohýbání tažného elementu, využití pro předměty s nižší hmotností a pro menší dopravní délky na jeden pohon), které je pouze tažným elementem. Transportní zařízení dopravuje v uzavřeném okruhu materiál v závěsu, či vozíku. Závěsové dopravníky se dělí na podvěsné (nejčastější varianta) a podlahové.

Mezi obvyklé parametry závěsových, resp. podvěsných dopravníků, patří úhel úklonu a délka dopravníku na jeden pohon pro jednodráhový podvěsný dopravník, nebo pro dvoudráhový podvěsný dopravník. Hodnota uvedená pro jednodráhový podvěsný dopravník platí pro málo zatížený stav a jednoduchou konstrukci (bez změn směru). Možnosti úklonové dopravy jsou omezené na maximální úhel úklonu 30° s ohledem na skutečnost, že nesmí dojít ke kolizi dopravovaného kusového materiálu.

Hlavní část podvěsného dopravníku tvoří vozíky, které jsou tažené řetězem po nosné dráze uzavřeného okruhu. Tažný element lze pohánět na několika místech. Podvěsné dopravníky jsou nenáročné z hlediska prostoru a lze je snadno přizpůsobit technologickému postupu, resp. je možné sladit jejich chod s technologickým procesem - tzv. taktová doprava (taktový chod s přestávkami). Naložení a vyložení dopravovaného materiálu lze v případě potřeby mechanizovat či automatizovat. [2]

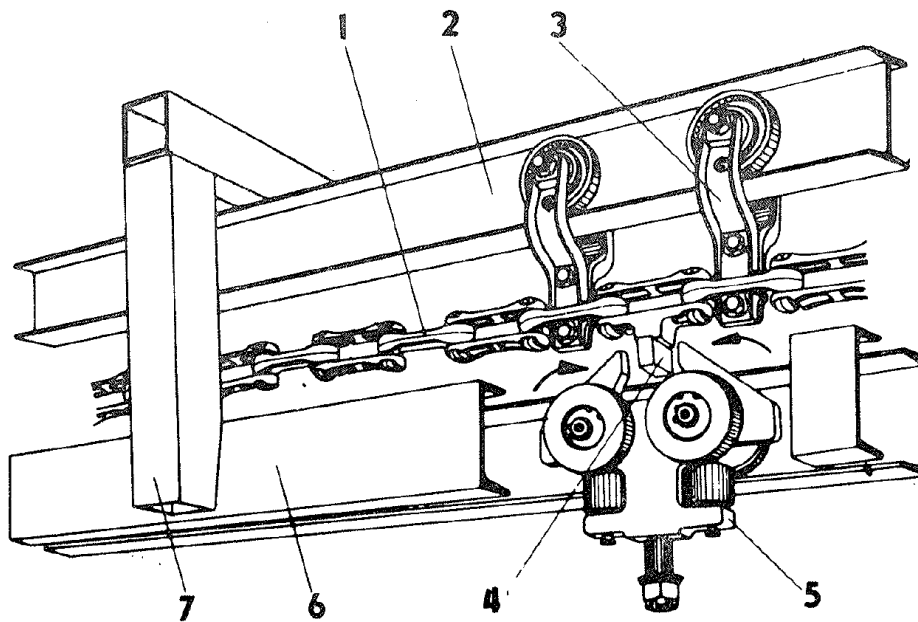
Oblouky lze realizovat přes kola, baterie opěrných kladek pro příliš velké rozměry kol, nebo třecí vedení (kluzná vedení, plasty s nízkým součinitelem tření). Vzdálenost mezi dvěma po sobě jdoucími oblouky pak musí být ve vodorovném směru minimálně vzdálenost dvou sousedních vozíků. Podvěsný dopravník může být jednodráhový (stálé spojení tažného elementu s vozíky, dopravník pouze jede, nebo stojí), případně dvoudráhový (vlastní pohon a vozíky jsou odděleny). Mezi hlavní výhody dvoudráhového podvěsného dopravníku patří variabilita (odbočky, odstavné koleje, ...) a větší dopravní délka na jeden pohon.

Podvěsné dopravníky se používají v technologických procesech povrchových úprav (lakovny, ...), pro hromadnou výrobu v automobilovém průmyslu (montážní linky), nebo pro přepravu osob (lanovky).



Obr. 7-12 Závěsový dopravník jednodráhový
 1 - tažný řetěz, 2 - dráha, 3 - jezdec

Obr. 8.: Závěsový dopravník jednodráhový. [3]



Obr. 7-13 Dvoudráhový závěsový dopravník

1 - tažný řetěz, 2 - řetězová dráha, 3 - jezdec, 4 - unášec,
5 - vozík, 6 - vozíková dráha, 7 - nosná konstrukce

Obr. 9.: Závěsový dopravník dvoudráhový. [3]



Obr. 10.: Závěsový dopravník. [7]



Obr. 11.: Závěsový dopravník pro montáž na lince. [8]

4.5. Korečkové dopravníky - elevátory

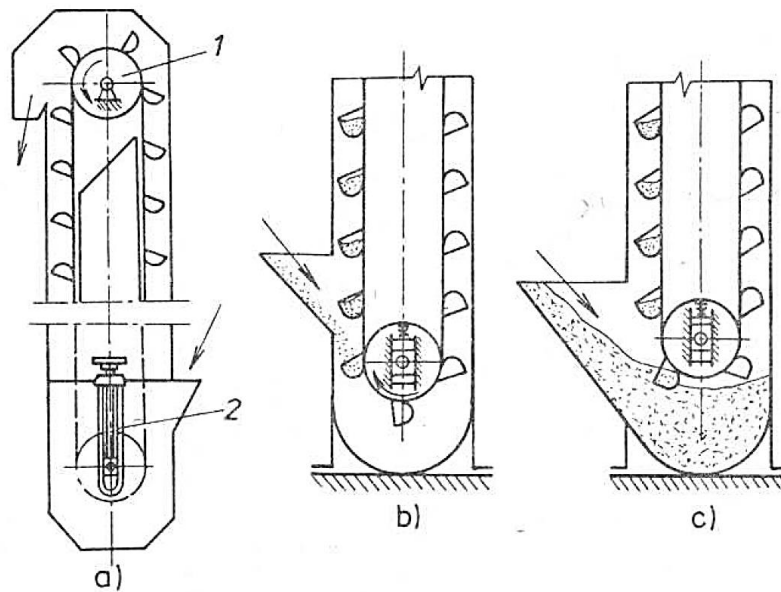
Tažným elementem transportního zařízení je řetěz, případně pás, nebo lano. Korečkový elevátor je transportní zařízení kontinuálně dopravující sypký materiál ve svislém směru v korečkách, které jsou pevně spojeny s tažným elementem. Korečky mohou být také uspořádány v jedné větvi - přetržité uspořádání, resp. přetržitá doprava (méně výhodné). Korečkový dopravník může být také šikmý, kdy pokrývá možnosti úklonové dopravy od 60 ° a více.

Mezi obvyklé parametry korečkových elevátorů patří maximální dopravní rychlost $v_{\max} = 1,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, je-li tažným elementem řetěz, případně $v_{\max} = 3,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, je-li tažným elementem pás, dopravní výška $h_{\max} = 90 \text{ m}$, je-li tažným elementem řetěz, nebo $h_{\max} = 30 \text{ m}$, je-li tažným elementem pás.

Korečkové elevátory lze rozdělit do skupin dle způsobu plnění, resp. vyprazdňování korečků. Korečky mohou být plněny nasypáváním (přednostně užito), nebo hrabáním. Vyprazdňování korečků je realizováno třemi způsoby, a sice gravitačně, odstředivě, smíšeně. Gravitační vyprazdňování může být konstrukčně řešeno vedením přes stěnu předchozího korečku (korečky s trojúhelníkovým profilem a výsypka), odklonem vratné větve (odkláněcí kladka a výsypka), dutým středem hnacího kotouče (hnací kotouč s dutinou ve svém středu a výsypka).

Při gravitačním vyprazdňování korečku materiál přepadává zejména vlastní tíhou přes vnitřní hranu korečku. Při odstředivém vyprazdňování korečku se materiál vyprazdňuje zejména účinky odstředivé síly přes vnější hranu korečku, tento proces vyprazdňování je rychlejší a ekonomičtější, dochází však k rychlejšímu opotřebení korečků. Dopravní výkonnost korečkového elevátoru dosahuje až $280 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. [2]

Korečkové elevátory slouží k přepravě sypkých materiálů do větších výšek. Dpravovaný sypký materiál padá, nebo se nahrnuje do korečku. Korečkový elevátor může sloužit také k dopravě kalů. [2]

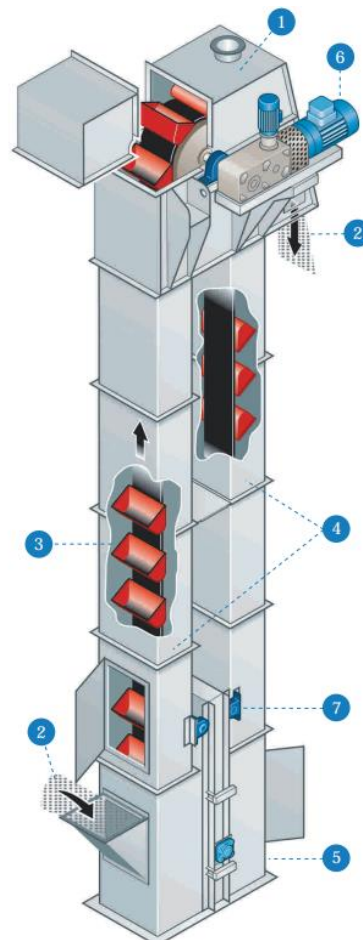


Korečkový dopravník

a) schéma: 1 – hnací buben, 2 – napínací mechanismus, b), c) úpravy násypné stanice

Obr. 12.: Korečkový dopravník (elevátor). [2]

- 1) Hlava elevátoru
- 2) Vstup a výstup materiálu
- 3) Koreček
- 4) Šachy elevátoru
- 5) Pata elevátoru
- 6) Převodový motor
- 7) Napínací mechanismus

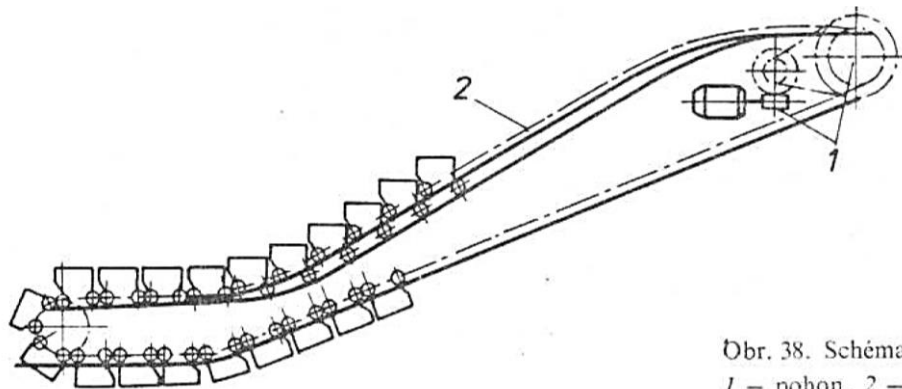


Obr. 13.: Korečkový dopravník (elevátor, tažný element je pás). [převzato a upraveno 9]

Speciálním typem korečkového dopravníku je tzv. konveyor. Jedná se o korečkový dopravník s výkyvnými korečkami. Konveyor se používá pro kombinaci svislé a vodorovné dopravy. Korečky jsou zavěšeny na řetězu nad svým těžištěm, což umožňuje výkyv korečku. Základní poloha korečku je svislá.

4.6. Pohyblivé schodiště

Pohyblivé schodiště vycházejí z principu článkových dopravníků, kdy články mají tvar stupňů. Každý článek je veden 4 kladkami, přičemž přední a zadní kladka se pohybují po samostatném vedení - tím je trvale zajištěna vodorovná poloha stupňů v dopravní větvi a stupně vytvoří schodiště. Pohyblivé schodiště má na obou svých stranách postranice, na jejichž horní straně je zábradlí s pryžovým pásem, který se pohybuje totožnou rychlostí, jako jednotlivé schody. Od elektromotoru se výkon přenáší šnekovým a řetězovým převodem na řetězové kolo a řetězem na články, resp. schody. Na vstupu do a výstupu z dopravní dráhy jsou umístěny vodorovné desky, proto lze na pohyblivé schodiště bez nebezpečí pádu nastupovat a vystupovat při rychlosti $0,75 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Transportní zařízení se využívá k přepravě osob v nákupních centrech, nebo podzemních drahách. [2]



Obr. 38. Schéma pohyblivého schodiště
1 – pohon, 2 – tažný řetěz

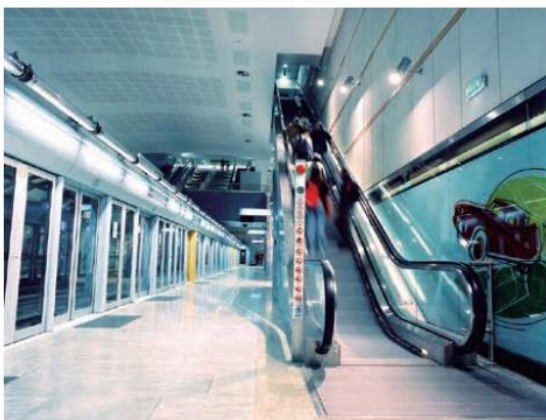
Obr. 14.: Pohyblivé schodiště. [2]



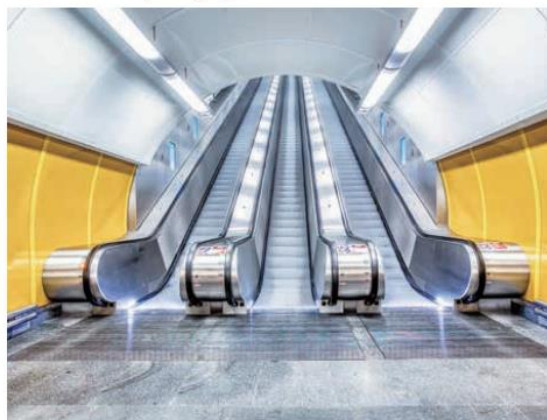
Stanice metra Univerzita v Neapoli, Itálie



Stanice nadzemky v Šanghaji, Čína



Stanice metra v Turíně, Itálie



Stanice metra Národní třída, Praha, Česká republika

Schindler Heavy-Duty Escalators

Obr. 15.: Pohyblivé schodiště (Schindler typ 9700). [převzato a upraveno 6]

4.7. Hřeblové dopravníky, redlery

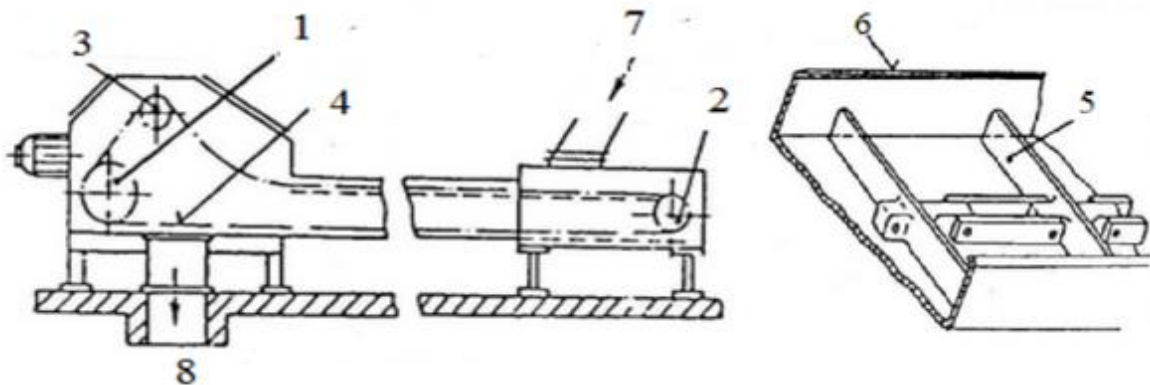
Hřeblový dopravník je typem článkového dopravníku. Dopravovaný materiál je hrnut hřebly v otevřeném žlabu, hřebľa jsou uložena, resp. upevněna, v tažném řetězu po několika roztečích. Tažný element (řetěz) musí být napínán, jelikož nesmí vypadnout ze zubů řetězových kol. Větve (dopravní a vratná větev) mohou být uspořádány svisle, nebo vodorovně. Tažný element může být zanořen v dopravovaném materiálu, takové řešení je velmi jednoduché, může však docházet k opotřebení a poškození tažného elementu dopravovaným materiálem. Tažný element může být umístěn i mimo dopravní žlab. Tažným elementem hřeblového dopravníku může být také více řetězů (2, nebo 3), na které je upevněn unašeč (hřeblo), takové řešení se volí především pro přepravu velkého množství těžkého materiálu.

Mezi obvyklé parametry hřeblových dopravníků patří úhel úklonu, maximální dopravní rychlost na jeden pohon $v_{\max} = 1,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a délka dopravníku na jeden pohon $l_{\max} = 100 \text{ m}$. Možnosti úklonové dopravy jsou s ohledem na konstrukční uspořádání hřeblového dopravníku (unašeč, žlab) poměrně široké. Hřeblový dopravník lze

použit pro úhly úklonu od -40° do $+40^\circ$, tj. nejen pro úklonovou dopravu šikmo nahoru, ale také šikmo dolů. Při úklonové dopravě šikmo dolů nesmí materiál sám padat, ale doprava musí být regulována posunem hřebel, resp. řetězu. Nejčastěji se používá obdélníkový žlab, nebo válcový žlab (úhel úklonu až 60°), vždy s odpovídajícím tvarem hřebel.

Hřeblové dopravníky se používají k dopravě sypkých a nesourodých materiálů (doly, hutnictví, cukrovary), jsou nevhodné pro přepravu abrazivních materiálů.

- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1) Hnací kladka | 5) Unašeč (hřeblo) |
| 2) Vratná kladka | 6) Žlab |
| 3) Napínací kladka | 7) Násypka |
| 4) Řetěz s unašeči | 8) Výsypka |



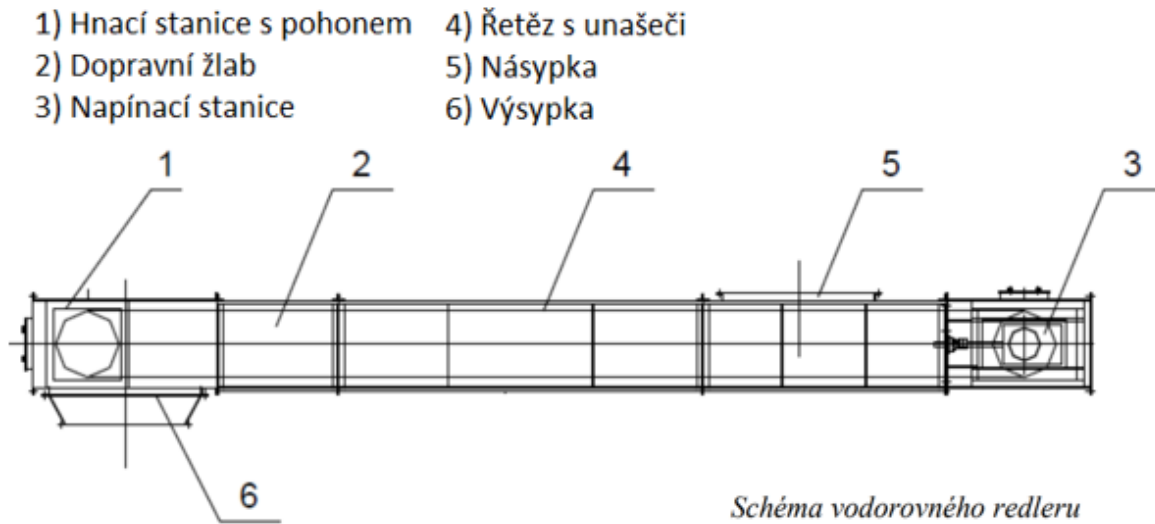
Obr. 16.: Hřeblový dopravník. [12]



Obr. 17.: Hřeblový dopravník. [12]

Speciální variantou hřeblového dopravníku je tzv. redler. Redlery dopravují syký materiál řetězem s unašeči (hřebly) ve žlabu. Dopravovaný materiál má větší průřez, než je čelní plocha unašeče. S dopravníkem s řetězovým pásem se pohybuje pouze dolní vrstva materiálu, která je mezi unašeči, pomocí tření se s unašeči pohybuje navíc vrchní vrstva materiálu (není v přímém kontaktu s unašeči). Vrstvy se pohybují různými rychlostmi, přičemž vrchní vrstva je unášena pouze třením v kontaktní ploše a pohybuje se vždy rychlostí menší, než je rychlost dolní vrstvy (unášena řetězem, rychlost řetězu). V podstatě jde o princip pásového dopravníku, kde pásem je dolní vrstva materiálu, která unáší vrstvu vrchní. Rychlosti vrstev se liší dle materiálu, přičemž ze zkušenosti existuje součinitel c_v popisující závislost mezi rychlostmi vrstev jako podíl rychlosti vrchní vrstvy vůči rychlosti vrstvy spodní. Pro zrnité materiály platí hodnoty (0,8 až 0,9), pro práškovité materiály (0,6 až 0,8). Redlery se používají pro práškové a zrnité materiály do zrnitosti 50 mm, nejsou vhodné pro kohezni (lepkavé) materiály a vnější použití (zamrznutí, ...). Oblast jejich použití je především v potravinářství (doprava zrní), přičemž je nutné zajistit ochranu dopravovaného materiálu a okolního prostředí (prašnost), proto je žlab obvykle uzavřený. Možnost úklonové dopravy je s ohledem na vrchní vrstvu materiálu značně omezena, a sice na sklon do 15°. Redler lze realizovat tzv. strmě šikmý (speciální unašeče vyplňující vnitřní prostor žlabu) - dojde tak k eliminaci vrchní vrstvy, ale unašeč bude na svém obvodu unášet materiál (tření bude působit na vnitřek uzavřeného unašeče, kam

nesahají jeho lišty, čímž opět vzniknou dvě vrstvy materiálu). Mezi obvyklé parametry redleru patří maximální dopravní rychlost na jeden pohon $v_{\max} = 0,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a délka dopravníku na jeden pohon $l_{\max} = 100 \text{ m}$.

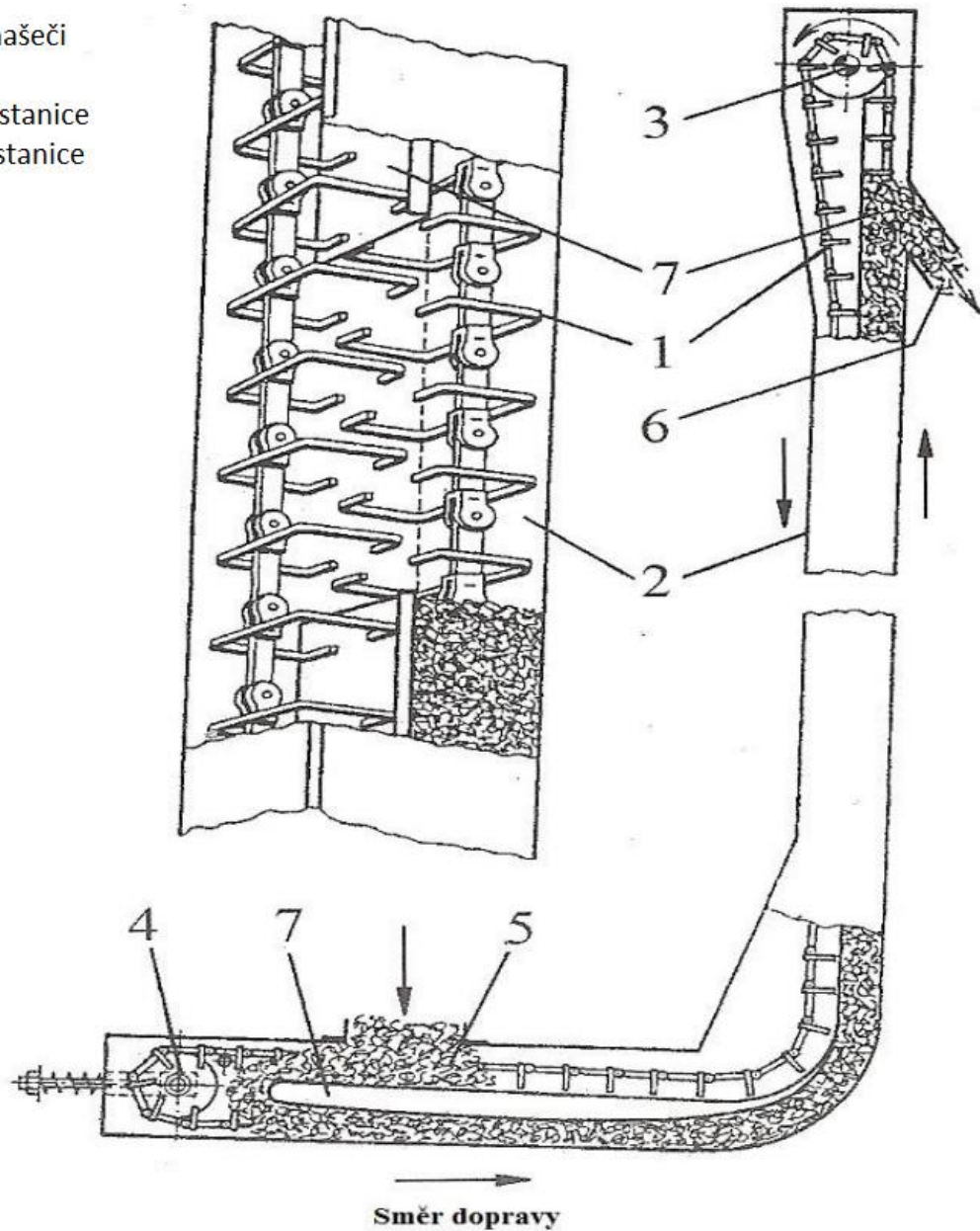


Obr. 18.: Schéma vodorovného redleru. [11]



Obr. 19.: Vodorovný redler. [13]

- 1) Řetěz s unašeči
- 2) Žlab
- 3) Poháněcí stanice
- 4) Napínací stanice
- 5) Násypka
- 6) Výsypka
- 7) Mezidno



Obr. 20.: Schéma svislého redleru. [14]

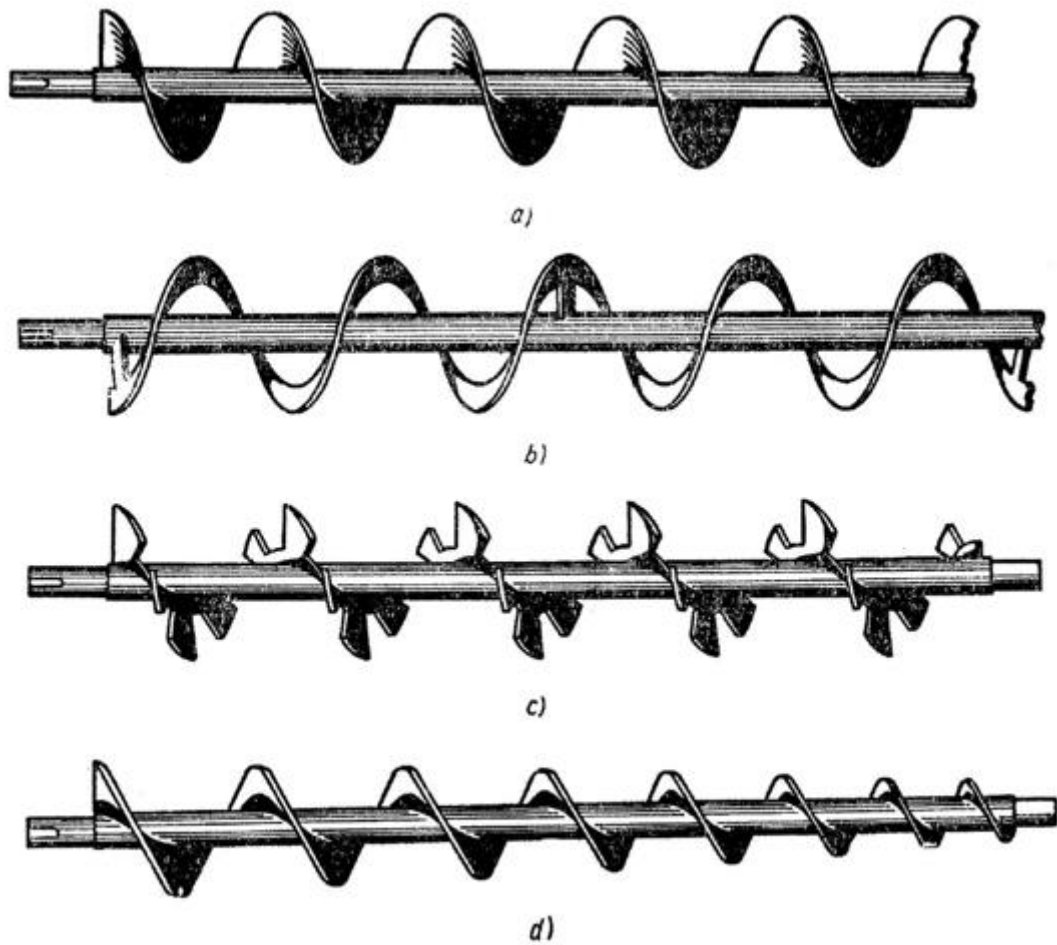
4.8. Šnekové dopravníky

Šnekové dopravníky jsou dopravníky bez tažného elementu. Sypký nebo zrnitý materiál je promícháván šnekem a sunut ve žlabu třením o stěnu žlabu, materiál se nesmí ve žlabu točit - tření materiálu o stěnu musí být vždy větší než tření materiálu o povrch šneku. Šnek je hřídel s plochou navinutou do šroubovice, tzv. šnekovnicí. Stoupání šneku musí přibližně odpovídat jeho průměru. Rozlišujeme šnekovnici plnou, obvodovou (použití pro husté a tekuté materiály - šnek se musí čistit), lopatkovou (použití pro lepší

promíchávání materiálu ve žlabu) a kuželovou (zpracovatelský průmysl - zhutnění, nebo rozvolnění materiálu). Charakteristika dopravované vrstvy materiálu je dána tzv. součinitelem plnění ψ , tj. poměrem průřezu dopravovaného materiálu vůči průřezu šneku, dle dopravovaného materiálu (0 až 45) %. Šnekové dopravníky se používají pro sypké materiály do velikosti 60 mm (jemně kusovité). Dopravník je nutno řídit a plnit dle hodnoty součinitele plnění, resp. dle materiálu, pro lehký a neabrazivní materiál jsou hodnoty součinitele plnění až 45 % a otáčky šneku $n = (2 \text{ až } 4) \text{ s}^{-1}$, pro abrazivní materiál platí hodnoty součinitele plnění kolem 15 % a otáčky šneku přibližně $n = 1 \text{ s}^{-1}$. Pokud je nezbytné použít šnekový dopravník pro kusový a abrazivní materiál, lze přizpůsobit konstrukci dopravníku, a sice tzv. konstrukcí s excentrickým šnekem. Ve zpracovatelském průmyslu a potravinářství se také lze setkat se šnekovými dopravníky s vnitřní šnekovnicí (vnitřní šnekovnice a opěrné válce - fungují jako sušárny, nebo zvlhčovače materiálu, lze použít pro otáčky šneku do $n = 1 \text{ s}^{-1}$), nebo ohebnými šnekovými dopravníky (plastové potrubí a šnek tvořený drátem, který se tlačí na vnitřní plochy potrubí - vysoké otáčky šneku, tj. stovky až tisíce za sekundu - délka dopravníku na jeden pohon $l_{\max} = 15 \text{ m}$). Šneky mohou být také ve svislém provedení, konstrukční řešení je však podmíněno vysokými otáčkami šneku (aby se dopravovaný materiál samovolně nevracel, ale zvolna sunul nahoru, musí být vyvozena potřebná odstředivá síla).

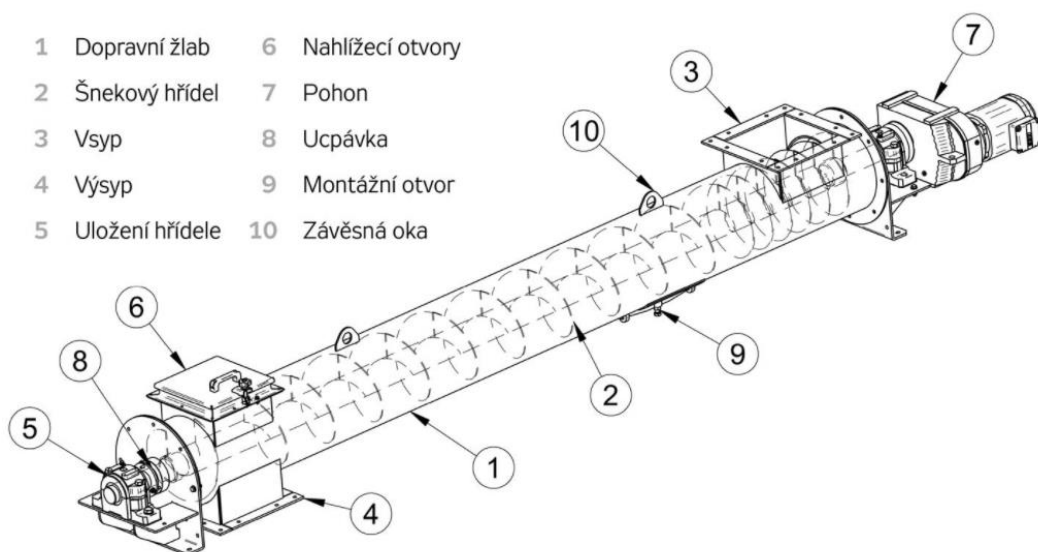
Šnekové dopravníky jsou prachotěsné, a proto jsou vhodné pro dopravu prašných materiálů, snadno však podléhají opotřebení, mají vysokou energetickou náročnost a v některých případech dochází k nežádoucímu znehodnocení materiálu jeho nadrcením.

[2]



Typy šnekovnic: a) plná, b) obvodová, c) lopatková, d) kuželová

Obr. 21.: Typy šnekovnic. [15]



Obr. 22.: Šnekový dopravník schéma. [16]



Obr. 23.: Šnekový dopravník. [17]

4.9. Válečkové dopravníky - tratě

Válečkové dopravníky jsou jednoduchá transportní zařízení, jejichž válečky, případně kuželíky jsou uloženy v pevném rámu. Pohon válečkového dopravníku může být gravitační (sklady), motorový, nebo ruční. V případě motorového pohonu je pohyb od motoru přenášen na válečky hřídelem a kuželovým převodem, případně bezkoncovým řetězem a řetězovým převodem. Válečkové tratě se používají k dopravě kusových předmětů, nebo manipulačních jednotek. [2]

Poháněná válečková trať může být:

- dopravní - doprava materiálu v jednom směru na větší vzdálenost, každý váleček, případně každý druhý váleček je hnáný, pohon je realizován přes motor s řemenicí, nebo řetězovým kolem,
- pracovní - manipulace s materiálem v blízkosti pracovního stroje, nebo zařízení (válnovny, hutě - válcovací stolice a z obou stran pracovní válečková trať), každý váleček má svůj vlastní individuální pohon (trať snese velké zatížení a má vysokou spolehlivost), pohyb je možný v obou směrech.

Konstrukce válečkového dopravníku je dána:

- vzdáleností válečků - rozteč délky dopravovaného předmětu (nesmí propadnout - výjimkou mohou být tratě ve zpracovatelském průmyslu a zemědělství, které slouží ke třídění materiálu, tj. třídění chmele, brambor, ...),
- zatížením válečku - na jeden váleček v krajním případě připadá 70 % hmotnosti předmětu (předmět je pouze na dvou válečcích, z čehož plyne rozdělení zatížení na 50 % pro jeden váleček, k této hodnotě přidáme obvyklou rezervu 20 %),
- oblouky - na různých poloměrech jsou různé obvodové rychlosti, to lze vyřešit dvěma způsoby:
 - dělené válečky v obloucích - každá část se může točit jinou obvodovou rychlostí,

- kuželové válečky - v každém místě má váleček jiný obvod, tj. jinou obvodovou rychlost.

Výhodou válečkových tratí je skutečnost, že přepravovaný předmět leží stále nahoře, což umožňuje variabilitu s ohledem na větvení či případné odbočky válečkové tratě. Směr dopravy materiálu na válečkové trati je potom dán obsluhou, nebo naklápěcími lištami (použití ve skladech). Pro případ křížení válečkových tratí lze použít tzv. stůl s kuličkami, který umožňuje libovolný pohyb přepravovaného předmětu (kuličky jsou uloženy ve vybrání stolu a mohou se otáčet libovolným směrem).

Speciálním typem válečkových tratí je tzv. kladičková trať. Jde o soustavu kladek uložených na hřídeli. Hlavní výhodou kladičkové tratě je možnost libovolné realizace oblouků (např. vozík, který se může natáčet a zakřivovat dle potřeby, přičemž hnací kladičková trať je nahoře, nad vozíkem). Často se lze setkat také s gravitačními kladičkovými tratěmi, nebo tzv. kladičkovými lištami.

4.9.1. Prvky válečkových dopravníků a tratí

V současné době je na trhu k dispozici množství různých válečkových drah. Tyto se liší zejména dle pracovního prostředí a účelu použití. Některé dráhy pracují v těžkých provozních podmínkách, jako jsou například hutní provozy. Jiné naopak pracují v lehkých provozech, tedy v čistém prostředí a s menším provozním zatížením - například logistická centra. Dopravní systém s válečky je obvykle kromě přímých částí vybaven dalšími prvky. Vždy tak, aby doprava materiálu dosáhla nejvyšší možné efektivity. Mezi prvky válečkových dopravníků patří zatáčky, přejezdy mezi dráhami, zarážky, výtahy, nebo poziční jednotky. [18]

4.9.1.1. Rámy, nosná konstrukce

Dnes se pro hlavní tělo dopravníku nejčastěji využívá protlačovaných hliníkových profilů, které lze snadno spojit pomocí spojovacích materiálů. Tímto je zajištěna snadná změna konfigurace dopravníku. Přínosem tažených hliníkových profilů je také nízká hmotnost. Vzhledem k malé pevnosti výchozího materiálu, nejčastěji EN-AW 6063 T5, se však nehodí pro vysoká provozní zatížení - jednotky tun. U velmi jednoduchých dopravníků se nejčastěji osy válečků upevňují s využitím šroubů do profilovaných plechů sešroubovaných, nebo svařených či konstrukcí svařovaných z tzv. C profilů (případně z L profilů) [18]



Obr. 24.: Hliníkový profil (vlevo) a část hliníkové konstrukce válečkové dopravní dráhy. [autor]



Obr. 25.: Rám (nosná konstrukce) válečkového dopravníku svařená z L profilů a točna (uprostřed). [STR Praha s.r.o.]

4.9.1.2. Válečky

Válečky jsou kritickým prvkem celého dopravníku. Jejich rotačním pohybem dochází k odvalu přepravovaného materiálu. Musí být dimenzovány na maximální možnou hmotnost tohoto materiálu. Konstruktivně nejjednodušší a nejvíce používané jsou válečky s průchozí osou. Osa válečku je pevná a je spojena s rámem dopravníku. Na samotné ose je pomocí valivých ložisek rotačně uložen plášť válečku. Plášť má integrované drážky pro řemen, nebo je jeho součástí kuželové ozubení, případně řetězové kolo. Osa válečku je namáhána pouze ohybem od souhrnné hmotnosti nákladu a palety. Osu válečku lze nahradit hřídelí. Hřídel je osazená tělem válečku a na obou koncích jsou nasazena nejčastěji kuličková ložiska. Tato jsou uložena v rámu dopravníku. Hřídel je namáhána ohybem a krutem od pohonu. Samotné pláště válečků jsou vyhotoveny z plastu, hliníku, nebo oceli. Jedná se o trubky, které jsou lisovány na boční mezikruží. Boční mezikruží drží váleček pohromadě s hřídelí nebo osou. Volba vhodného materiálu válečku se odvíjí především od maximálního zatížení v závislosti na provozním prostředí a na součiniteli tření mezi válečkem a paletou. V praxi se pro zajištění optimálního tření mezi oběma prvky používají různé nátěrové systémy, nebo je váleček pogumovaný. [18]



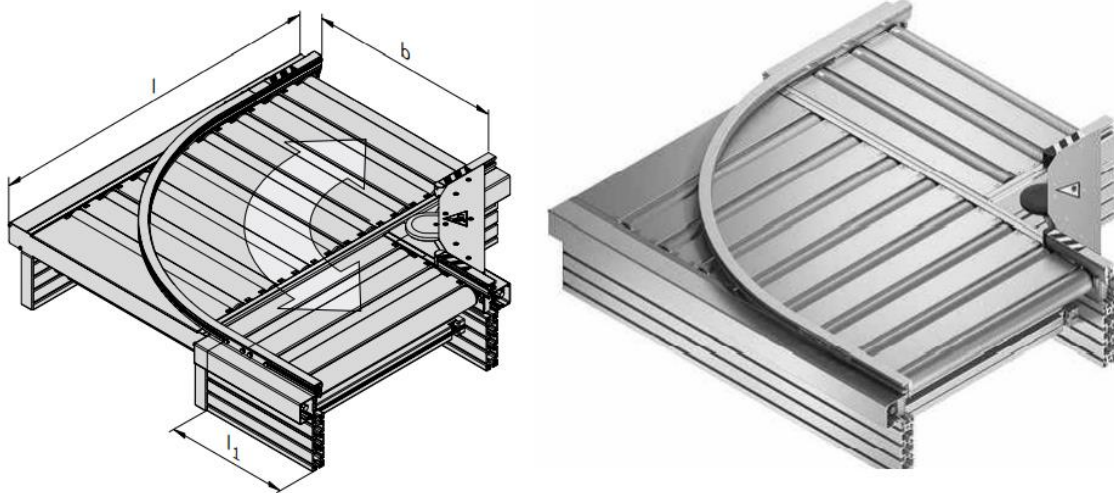
Obr. 26.: Válečky s pevnou osou (Interroll Series 1700). [19]



Obr. 27.: Válečky s poháněnou hřídelí (Interroll Series EC310). [19]

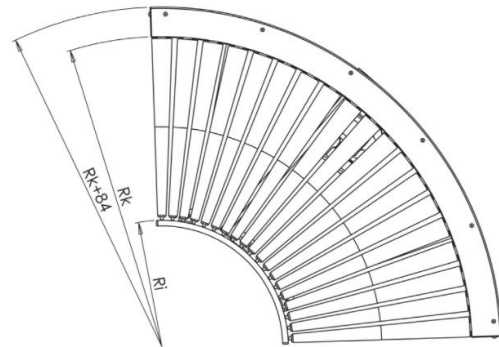
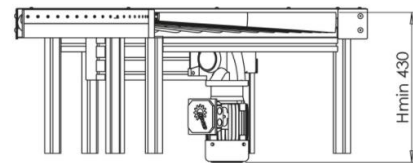
4.9.1.3. Oblouky (zatáčky)

Zatáčky slouží ke změně směru pohybu přepravované manipulační jednotky. Jsou realizovány v úhlu (0 až 90)°. Dle konstrukce se dělí na zatáčky realizované dvěma přímými dopravníky a zatáčky s vlastním rámem. Zatáčky realizované dvěma přímými dopravníky se vyznačují spojením dvou přímých dopravníků kolmo na sebe. Po stranách jsou připevněny vodící lišty, které společně vytvoří zatáčku. Paleta se při průjezdu zatáčkou opře o lišty a její pohyb je dále směřován na druhý dopravník. Přitom dochází na částech válečků k prokluzu. Prokluz vymizí ve chvíli, kdy je celá paleta přemístěna na druhý dopravník. Jde o zatáčky ostré. Jejich poloměr je roven šířce dopravníku. Při průjezdu zatáčky se bod na vnitřní straně zatáčky nepohybuje po kružnici. Z toho vyplývá, že vnitřní poloměr zatáčky nemusí mít kruhový tvar. Boky palet se často mírně prořezávají, aby nepřesahovaly vnitřní stranu zatáčky. Zatáčky s vlastním rámem mají vnější poloměry větší než vlastní šířku dopravníku. Jsou vyráběny s kuželovými válečky. Kuželový váleček má při stálých otáčkách rozdílnou obvodovou rychlost na každém z jeho konců. V zatáčkách má roh palety výrazně větší dráhu pohybu na vnější straně zatáčky oproti rohu na její vnitřní straně. Kuželové válečky jsou dle rozměrů zatáček normalizované tak, aby nedošlo k prokluzu, nebo naopak přetočení palety při velmi vysokých obvodových rychlostech na vnější straně zatáčky. [18]



Obr. 28.: Válečková dopravníková zatáčka s vodící lištou. [20]

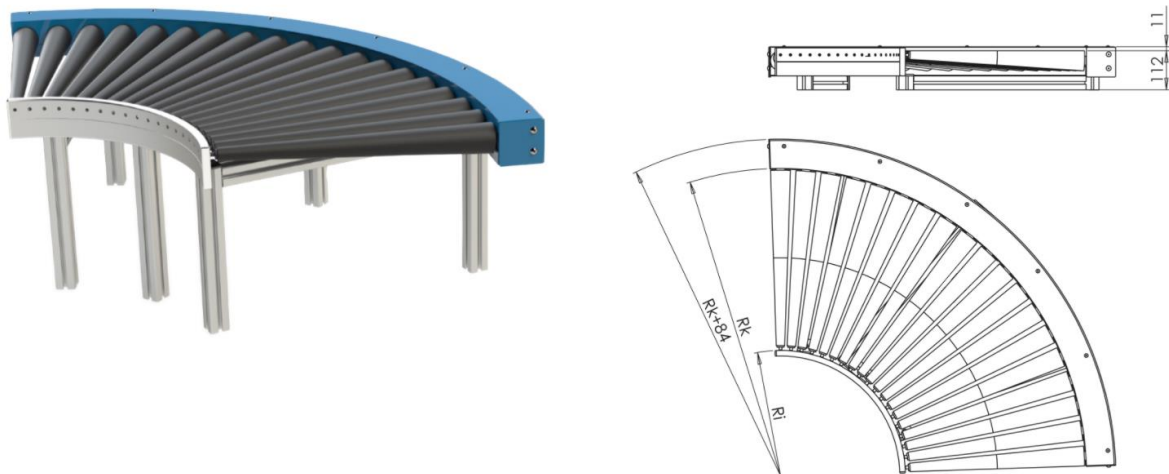
Válečková dopravníková zatáčka poháněná



Ri – Vnitřní dopravní poloměr; **Rk** – Vnější dopravní poloměr
Hmin – Výška podstavy dopravníku

Obr. 29.: Válečková dopravníková zatáčka poháněná s kuželovými válečky. [21]

Válečková dopravníková zatáčka nepoháněná

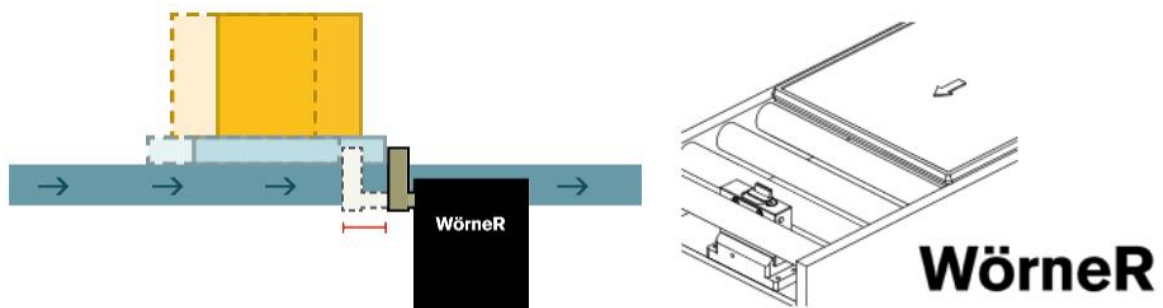


Ri – Vnitřní dopravní poloměr; Rk – Vnější dopravní poloměr

Obr. 30.: Válečková dopravníková zatáčka nepoháněná s kuželovými válečky. [21]

4.9.1.4. Zarážky

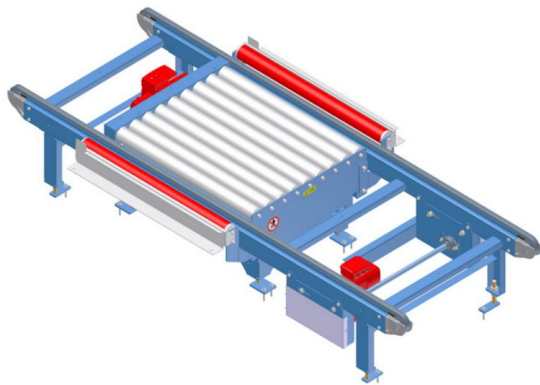
Tzv. stopery jsou prvky sloužící k zastavení palety na určitém místě dráhy. K zastavení dojde vsunutím závory mezi válečky. Zařízení je ovládáno nejčastěji pneumaticky, nebo elektromagnetem. Za účelem eliminace prudkého zastavení, které může vést k poškození přepravovaného materiálu, může být doraz v případě potřeby vybaven tlumením. Zarážky se často používají ve spojení s dalšími prvky, jako jsou například přejezdy či poziční prvky. Stopery se běžně vyrábí pro hmotnosti manipulační jednotky a přepravovaného materiálu od 30 kg až do 900 kg, případně 1000 kg, při dopravní rychlosti $6 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. [18]



Obr. 31.: Zarážka s tlumením, ovládaná pneumaticky (stoper). [22]

4.9.1.5. Střídače

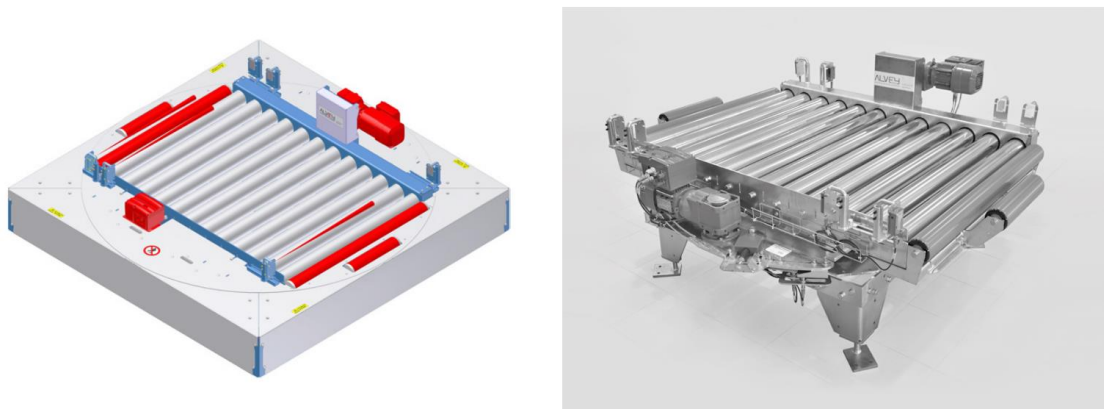
Střídače slouží k zajištění změny směru dopravy při zachování orientace manipulační jednotky. Střídač je složen z válečkové a řetězové sekce. Manipulační jednotka přejíždí z válečkové sekce trati na řetězovou, případně naopak, bez jejího otočení. Střídače mohou být v různých provedeních, např. s pneumatickým nebo elektrickým zvedáním válečkové části střídače. Střídač je určen pro kombinované použití řetězového a válečkového dopravníku. Řetězový dopravník je umístěn přímo přes střídač a prochází mezerami v rámu zdvižné části. Střídač lze umístit na kterékoli místo v rámci řetězové dopravní trati. [23]



Obr. 32.: Střídač umístěný na řetězovém dopravníku (vlevo) a samostatně (vpravo). [23]

4.9.1.6. Točny

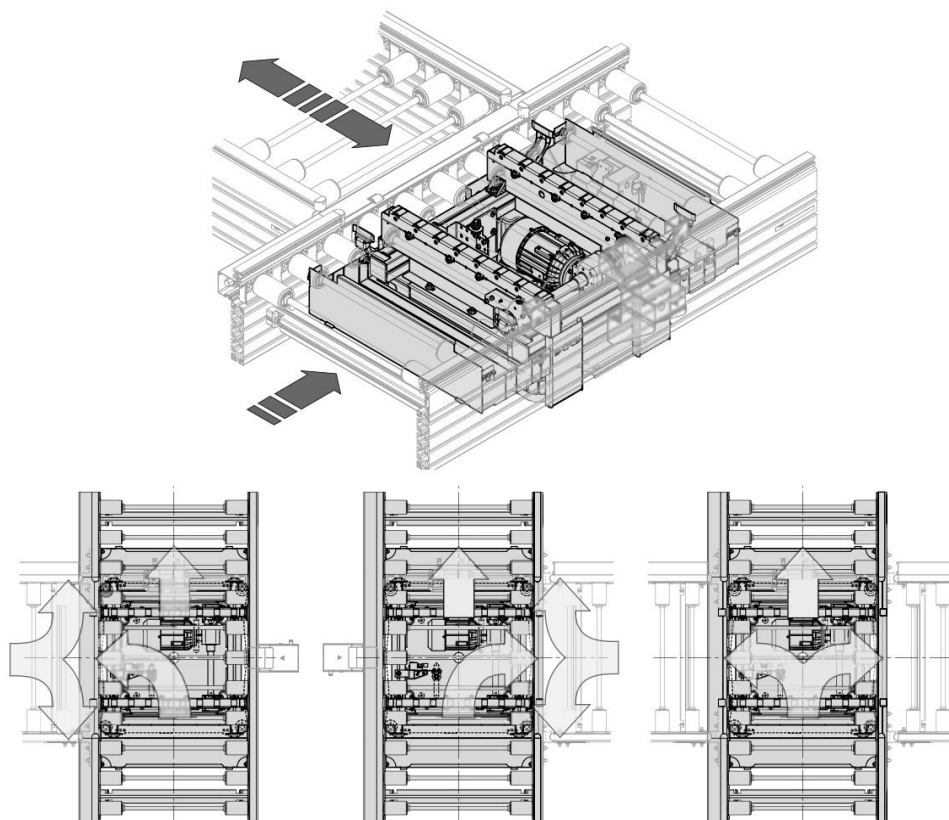
Točny slouží ke změně směru dopravy manipulačních jednotek pomocí otočení, zpravidla o 90°. Točna svojí konstrukcí vychází z klasického modulu válečkového dopravníku. Na horní straně základny je namontován otočný segment s rámem dopravníku manipulační jednotky. Na obou koncích segmentu jsou umístěny nehnané válečky, které zajišťují hladký přejezd palety na navazující část trati. Točny musí být povinně zakrytovány s ohledem na splnění certifikátu CE, jinak je nutné prostor točny oplotit. Kryty jsou vždy upevněny na statickou část dopravníku, přičemž mezi krytem a pohyblivým segmentem točny je pouze velmi malá mezera zabraňující poranění pracovníků. [23]



Obr. 33.: Točna. [23]

4.9.1.7. Přejezdy

Přejezdy slouží k odklonu palety na jinou dráhu, nebo ke změně smyslu pohybu palety. Při použití přejezdu se paleta v následujícím kroku pohybuje vpřed po boku svého předchozího pohybu. Samotný přejezd je realizován pomocí pásů. Pásy jsou umístěny mezi válečky. Při zastavení palety zarážkou dojde k vyjetí pásu a zvednutí palety. Jakmile je paleta nadzvednuta nad válečky, pásy se dají do pohybu a přemístí paletu na jinou dráhu a přejezd se vrátí zpět do počáteční polohy. [18]



Obr. 34.: Zdvihový přejezd. [20]

4.9.1.8. Výtahy

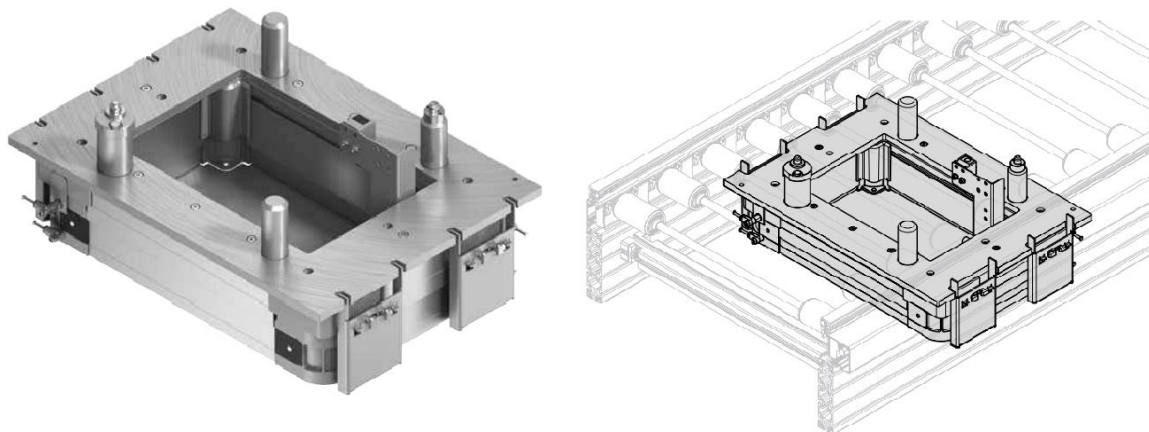
Jde o zvedací prvky, jimiž se materiál přemísťuje do jiné úrovně dopravníkové trati. Obvykle jde o zvedací plošinu spojenou s částí přímého válečkového dopravníku. Plošina motoricky zvedá, případně spouští, přímou část dopravníku do požadované výškové úrovně trati. Jakmile je ustavena správná výšková hladina, dojde k aktivaci válečků přímého dopravníku. [18]



Obr. 35.: Výtah (zvedací stůl s dvojitým nůžkovým mechanismem). [24]

4.9.1.9. Poziční jednotky

Používají se v mezioperační dopravě. Zejména pak při montážích. Při příjezdu palety na požadované místo dojde k jejímu zastavení. Paleta je vyzvednuta nad válečky a ustavena na přesně danou pozici. Následuje montáž, nebo určitá technologická operace. V závislosti na typu operace musí poziční jednotka zajistit vynikající tuhost i při velkých silách. Jen tak lze zajistit výslednou kvalitu finálního výrobku. [18]



Obr. 36.: Poziční jednotka. [20]

4.9.2. Údržba válečkových dopravníků a tratí

Válečkové dopravníky bývají navrhovány podle požadavků zákazníků s životností v řádu desetitisíců provozních hodin, a tak bývají v provozu (často i vícesměnném) mnoho let. Během této doby je samozřejmě nezbytné věnovat patřičnou pozornost i pravidelné údržbě a seřizování těchto dopravníků. Během každé směny by měla být provedena obsluhou linky vizuální kontrola správné funkce válečkové trati. Podle provozních požadavků (dle stanoveného plánu údržby) by měl být dopravník pravidelně čištěn, předepsaným mazivem (tukem, olejem) by měly být pravidelně mazány kluzné a valivé dvojice mechanismů (čepy, ložiska, řetězová kola, řetězy, ...). Rovněž by mělo být pravidelně kontrolováno napnutí řetězů, případně by mělo být provedeno jejich seřízení, nebo jejich výměna při nadměrném vytažení. Při zjištění abrazivního opotřebení některého z dílů dopravníku či jeho poškození musí být tyto díly kvalifikovaným pracovníkem údržby vyměněny za nové a dopravník musí být potom správně seřízen.

Pouze při dodržování provozních podmínek stanovených pro provoz konkrétních válečkových dopravníků (tratí) a při správně prováděné pravidelné údržbě bude dosaženo jejich návrhové provozní životnosti a spolehlivosti. Pravidelně prováděná údržba musí být též řádně zdokumentována v knize údržby a oprav. Při respektování těchto zásad je pak v případě nenadálé poruchy rovněž možné uplatňovat u dodavatele dopravníků nárok na bezplatnou reklamační opravu (servis).

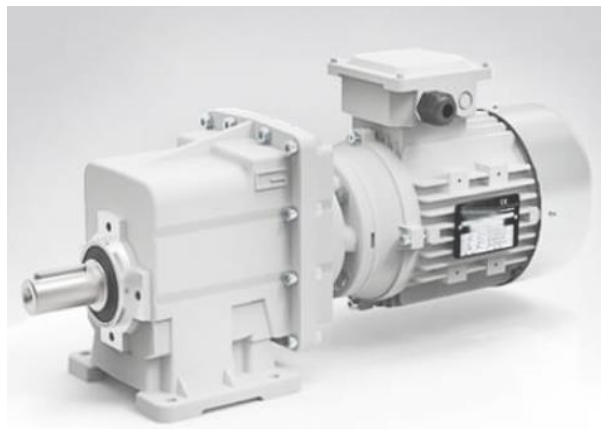
5. Pohony dopravníků

Dopravníky a dopravní tratě mohou být poháněné i nepoháněné. U nepoháněných dopravníků může být k pohybu materiálu využito lidské síly (ručního pohonu), nebo je využito například gravitace.

Pro pohon poháněných dopravníků se nejčastěji používá elektromotor spojený s vhodným typem převodovky. Velmi často se jedná o tzv. převodový elektromotor, kdy je například přírubový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko přímo namontován na převodovku. Spojení hřídele elektromotoru se vstupním hřídelem převodovky je v tomto případě realizováno vhodným typem spojky (často pružné). Takové pohony se často označují jako elektro-převodovky a jejich nabídka na trhu je obsáhlá.

5.1. VYBO Electric s.r.o.

Společnost „VYBO Electric s.r.o.“ se specializuje na elektromotory, frekvenční měniče, elektropřevodovky a věci související s nimi. Na trhu společnost působí zhruba 10 let. „VYBO Electric s.r.o.“ drží téměř všechny dostupné typy elektromotorů, měničů, převodovek na skladě (řádově několik tisíc kusů) a jejich tým obchodníků je pro zákazníky neustále k dispozici, přičemž se snaží vyhovět specifickým požadavkům zákazníků. [25]



Obr. 37.: Ukázka z nabídky elektropřevodovek společnosti „VYBO Electric ČR“. [26]

5.1. Elektropřevodovky, TOS Znojmo, a.s.

Společnost „TOS Znojmo, a.s.“ se zaměřuje na vývoj, výrobu a prodej převodových zařízení (šnekových převodovek, variátorů s lamelovým řetězem, převodových skříní s čelním nebo kuželovým ozubením, speciálních převodovek určených k přenosu velkých kroutících momentů). Doplňujícím sortimentem společnosti jsou výroba strojírenských dílů podle požadavků zákazníka a příslušenství k obráběcím strojům. Vývoj nových produktů je zajištěn vlastními zaměstnanci, vývojovými pracovišti specializovaných firem,

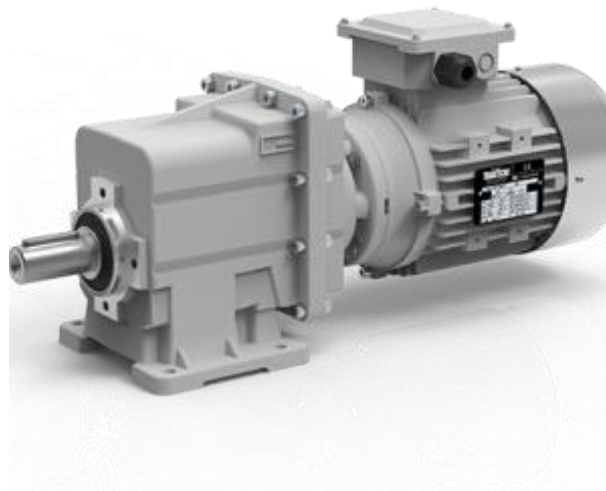
případně vysokých škol. V naprosté většině zemí má „TOS Znojmo, a.s.“ své obchodní zástupce, kteří na základě dlouhodobých smluv realizují propagační a marketingovou činnost. [27]



Obr. 38.: Ukázka z nabídky převodových motorů společnosti „TOS Znojmo, a.s.“ [28]

5.2. MTM Electric Motors, s.r.o.

Společnost „MTM Electric motors, s.r.o.“ je společnost působící na českém a slovenském trhu více než 5 let. „MTM Electric motors, s.r.o.“ se zaměřuje na prodej pohonných jednotek (elektromotorů, elektropřevodovek, frekvenčních měničů a servopohonů). Společnost nabízí také poradenství při výběru vhodné pohonné jednotky a její montáž. [29]



Obr. 39.: Ukázka z nabídky elektropřevodovek společnosti „MTM Electric motors, s.r.o.“ [30]

5.3. SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.

Tento výrobce převodových motorů se zaměřuje na různorodé možnosti využití v mnoha průmyslových aplikacích. Výběh pohonu je možný ze standardních převodových motorů, převodových motorů pro elektrické závěsné dráhy, převodových servomotorů, převodových servomotorů z nerezové oceli nebo převodových motorů do výbušného prostředí. [31]

V nabídce čelních, kuželových, plochých a šnekových převodových motorů a úhlových převodových motorů „SPIROPLAN®“ je realizován program, který je ve svém oboru unikátní. Tato společnost dodává pohony po celém světě. [31]



Obr. 40.: Nabídka převodových motorů společnosti „SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.“ [32]

5.4. NORD - Poháněcí technika, s.r.o.

Společnost „NORD - Poháněcí technika, s.r.o.“ vyrábí tři řady elektropřevodovek s vysokým výkonem i účinností pro široké spektrum aplikací ve více než 100 průmyslových odvětvích. „NORD - Poháněcí technika, s.r.o.“ vyrábí převodovky pro téměř všechny aplikace. Při realizaci dodávek společnost úzce spolupracuje se zákazníky tak, aby bylo vždy nalezeno optimální řešení pro jejich požadavky. [33]

Převodovky od společnosti „NORD - Poháněcí technika, s.r.o.“ umožňují vysoké radiální i axiální zatížení. Díky modulárnímu konceptu mohou uživatelé těžit z výhody rychlých dodávek. [33]



Obr. 41.: Nabídka převodových motorů společnosti „NORD – Poháněcí technika, s.r.o.“ [34]

5.5. SIEMENS, s.r.o.

Tento výrobce patří mezi největší výrobce pohonných jednotek na světě, jeho nabídku tvoří ucelené portfolio frekvenčních měničů, motorů, spojek a převodovek. Produkty společnosti Siemens splňují nejprísnější požadavky na výkon a kvalitu, přičemž nabízí nejnovější rozhraní a moduly. Všechny prvky nových pohonných systémů Siemens jsou tedy připraveny na digitalizaci v průmyslové výrobě. Společnost nabízí běžná řešení i specifická řešení přizpůsobená zákazníkům na míru. [35]

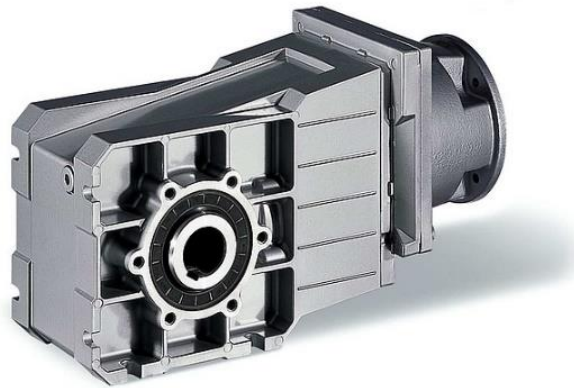
Od roku 2005 do roku 2020 vlastnila společnost také značku „Flender GmbH“ (renomovaný výrobce převodovek, spojek, generátorů, ...).



Obr. 42.: Ukázka z nabídky elektropřevodovek společnosti SIEMENS (FLENDER). [36]

5.6. Lenze, s.r.o.

Společnost „Lenze, s.r.o.“ se zaměřuje na výzkum, vývoj a marketing výrobků a služeb. „Lenze, s.r.o.“ spolupracuje s IT a softwarovými specialisty (společnosti „encoway GmbH“, „logicline GmbH“). Nové pohonné jednotky společnosti „Lenze, s.r.o.“ jsou tedy připraveny také pro aplikace v Průmyslu 4.0. Převodovky a elektropřevodovky společnosti „Lenze, s.r.o.“ jsou používány po celém světě v nesčetně aplikacích, kde zajišťují ve vysoké kvalitě bezproblémové používání strojů a zařízení. [37]



Obr. 43.: Ukázka z nabídky elektropřevodovek společnosti „Lenze, s.r.o.“ [38]

5.7. Pohony válečků válečkových dopravníků

5.7.1. Tečný pohon válečků

Energie dodaná elektromotorem je transformována v převodovce na požadovaný točivý moment a požadované otáčky a na válečky je vedena průběžným řemenem. Tečným třením mezi válečkem a řemenem dojde k přenosu energie z řemenu na váleček. Všem válečkům je dodávána stejná síla. Hlavní výhodou je, že při zastavení jednoho z válečků nedojde k zastavení válečků následujících. Mezi nevýhody patří zejména malé opásání, natahování řemenu nebo nízké hodnoty přenosových sil. [18]

Nízké hodnoty přenosových sil lze navýšit použitím řetězu, kdy třecí styk nahradíme stykem tvarovým. Samotný váleček je osazen řetězovým kolem a k pohonu dojde opřením zubů řetězového kola o řetěz. Aby bylo zamezeno přeskokování zubů, musí být řetěz veden kluzným vedením. Použitím řetězu odpadá také problematika natahování řemenu, je tedy zaručena značně vyšší životnost a spolehlivý chod válečkové dráhy. [18]



Obr. 44.: Tečný pohon válečků řetězem. [39]

5.7.2. Pohon z válečku na váleček

Tento způsob pohonu válečků využívá řemenové smyčky. Přenos energie mezi jednotlivými válečky je zajištěn řemenem. Oproti provedení tečným řemenem vykazuje větší úhel opásání, a tedy umožňuje dosáhnout většího přenosu sil. S rostoucí vzdáleností, počtem válečků a smyček roste také kroutící moment přenášený jednou smyčkou. Jednotlivé smyčky jsou odlišně zatíženy, přičemž poslední smyčka přenáší moment pouze pro jeden váleček a smyčka první přenáší moment všech následujících válečků. To přináší problém, pokud dojde k zastavení jednoho válečku, jelikož se zastaví všechny následující smyčky. Nejčastěji se používají řemeny kruhového průřezu, které se prodávají v metráži. Je možné si svařit požadovanou délku řemene přímo na dráze, aniž by bylo nutné rozebírat uložení samotných válečků. Pro dosažení lepší účinnosti převodu lze použít řemeny ploché žebrové. Obdobně jako u pohonu tečného lze pro vysoké hodnoty zatížení použít princip tvarového přenosu kroutícího momentu - řetězy. Tímto eliminujeme možnost prokluzu. [18]



Obr. 45.: Pohon z válečku na váleček. [18]

5.7.3. Pohon transmisní hřídelí

Válečky jsou poháněny společnou hřídelí. Tato je uložena podél celé válečkové dráhy a její osa je kolmá na osy válečků. Točivý moment z hřídele na váleček je přenesen kruhovým řemenem. Čelní plochy obou řemenic jsou na sebe kolmé. Na všechny válečky je přenesen stejně velký moment. Při zastavení jednoho z válečků nedojde k zastavení celé dráhy. Pokud dojde k porušení řemene, nemusí být pro jeho výměnu rozebírán celý mechanismus dopravníku. Dostačující je vyjmutí jednoho válečku a svaření nového řemenu přímo na podélné hřídeli. Vyjmutý váleček je poté nasazen zpět. [18]



Obr. 46.: Pohon válečku transmisní hřídelí (přes řemen). [18]

5.7.4. Pohon transmisní hřídelí s tvarovým stykem

Mechanická energie je rozvedena podélnou hřídelí kolmou na osu válečků. Převod z hřídele na váleček je zajištěn tvarovým stykem pomocí kuželového ozubení. Kuželové soukolí se vyznačuje vynikající životností - oproti převodům řemenem. Takto navržený pohon může být opatřen spojkou. Pokud dojde k zastavení palety, dojde k nárůstu momentu na válečku a spojka vyřadí váleček z pohybu. Tímto je sníženo opotřebení součástí dopravníku a hlučnost. [18]



Obr. 47.: Pohon transmisní hřídelí s tvarovým stykem. [20]

5.7.5. Válečky s integrovaným pohonem

Válečky s integrovaným pohonem mají v těle zabudovaný elektromotor (viz Obr. 27). Jde o stejnosměrné motory zpravidla napájené proudem o napětí 24 V. Takové válečky mají na svém plášti drážky (řemenice) pro pohon několika následujících

válečků. Následující válečky jsou bez vlastního pohonu. Konstrukční varianta se vyznačuje vysokou pořizovací cenou a nižšími provozními náklady. Především pak nižší energetickou náročností ve srovnání s konkurenčními variantami. Úspory energie je dosaženo díky decentralizovanému pohonnému systému. Pohony jsou umístěny v jednotlivých částech dopravníku, přičemž jeho jednotlivé části lze na sobě nezávisle zapnout, nebo vypnout. Tato metodika dále umožňuje zpřesnit využití celé dopravní dráhy, čímž zabraňuje zbytečnému opotřebování celého zařízení. Tedy nepřímo přispívá ke zvýšení spolehlivosti dopravníku. Ve srovnání s centralizovaným pohonným systémem lze zredukovat spotřebu energie až o 50 %. [18]



Obr. 48.: Válečky s integrovaným pohonem (řídící systém RollerDrive - Interroll). [40]

6. Praktická část

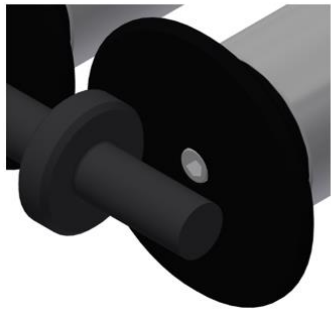
6.1. Výběr vhodné konstrukční varianty pohonu válečků

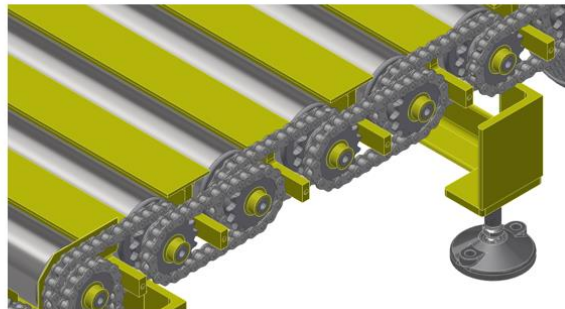
Koncepční návrhy jednotlivých konstrukčních variant jsou hodnoceny pomocí metody vícekritériálního rozhodování, přičemž samotná metoda spočívá ve zvolení několika kritérií, která jsou považována za klíčová pro danou aplikaci. Těmto kritériím se přiřadí pořadí a na základě tohoto pořadí je určena váha důležitosti (důležitost). Lze také určit pořadí opačné. V takovém případě je nutné uvažovat výsledky taktéž v opačném pořadí.

Nejdůležitějším z kritérií je bezesporu spolehlivost stroje, jelikož jeho neplánovaná odstávka je nežádoucí. Následuje jednoduchost konstrukce, kdy s jejím poklesem rostou nejen výrobní náklady, ale také náklady na údržbu a opravu v případě poruchy. Dalším kritériem je bezproblémový servis při náhodné poruše stroje. Z kritérií provozních je pak dále důležitá rychlost opotřebením jednotlivých komponent mechanismu, bezpečnost, čistota a hlučnost.

Mezi možné koncepční varianty pohonu válečků patří následující konstrukční řešení:

- průběžný hnací hřídel s třecími koly (var₁₁),
 - výhody: jednoduchost, nízká cena, snadná regulace (přítlačná pružina), bezpečnost,
 - nevýhody: musí být volen vhodný materiál třecích kotoučů, rychlost opotřebením třecích kotoučů, velikost třecích kotoučů - může narušit funkčnost podavače lisu P35,
- průběžný hnací hřídel s kuželovým ozubením (var₂₂)
 - výhody: tvarový styk (spolehlivý přenos kroutícího momentu/výkonu), dlouhá životnost,
 - nevýhody: vysoká cena (výrobní/pořizovací náklady), velikost - může narušit funkčnost podavače lisu P35,
- článkový řetěz (pohon z válečku na váleček, var₃₃)
 - výhody: původní řešení (částečně lze využít dědičnost konstrukce), nízká cena (vůči variantě var₂₂), snadná údržba, velikost potenciálně nenarušující funkčnost podavače lisu P35.

Varianta var₁₁

Varianta var₂₂

Varianta var₃₃

Obr. 49.: Vícekriteriální analýza - koncepční varianty. [autor]

V Tab.: 3 [převzato a upraveno z 18] jsou uvedena kritéria hodnocení. Na základě jejich opačného pořadí jsou stanoveny jednotlivé důležitosti potřebné k následujícím výpočtům.

Tab.: 3 Vícekriteriální analýza - stanovení kritérií a jejich důležitostí. [převzato a upraveno z 18]

OZNAČENÍ KRITÉRIA K_i	POPIS KRITÉRIA	POŘADÍ po_i	POŘADÍ OPAČNÉ po_{i0}	DŮLEŽITOST dk_i
K1	Jednoduchost	2	8	0,18
K2	Spolehlivost	1	9	0,2
K3	Servis	3	7	0,16
K4	Hlučnost	9	1	0,02
K5	Opotřebení/Životnost	5	5	0,1
K6	Bezpečnost	7	3	0,06
K7	Cena/Náklady	4	6	0,15
K8	Náhradní díly	6	4	0,09
K9	Čistota	8	2	0,04
SUMA		$\sum_{i=1}^9 po_i = 45$	$\sum_{i=1}^9 po_{i0} = 45$	$\sum_{i=1}^9 dk_i = 1$

Vztah pro výpočet důležitosti kritéria.

$$dk_i = \frac{po_{i0}}{\sum_{i=1}^9 po_{i0}} \quad (1)$$

Tab.: 4 Vícekriteriální analýza - výsledné pořadí. [převzato a upraveno z 18]

POŘADÍ KONSTR. VAR. var _{ij}	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	K9	VÝSL. HODNOCENÍ vh _{Ki}	VÝSL. POŘADÍ
var ₁₁	1.	3.	3.	1.	3.	1,5.	1.	3.	3.	2,21	3.
var ₂₂	3.	1.	2.	2.	1.	1,5.	3.	2.	1,5.	1,98	2.
var ₃₃	2.	2.	1.	3.	2.	3.	2.	1.	1,5.	1,81	1.
DŮLEŽITOST dk _i	0,18	0,2	0,16	0,02	0,1	0,06	0,15	0,09	0,04	$\sum du_i = 1$	/

Vztah pro výpočet výsledného hodnocení kritéria.

$$vh_{Ki} = var_{i1} \cdot dk_1 + var_{i2} \cdot dk_2 + \dots + var_{ij} \cdot dk_j \quad (2)$$

Pro vyhodnocení pořadí a důležitosti jednotlivých zvolených kritérií (viz tab. 3) byli osloveni 2 inženýři specialisté v oboru konstrukce válečkových dopravníků ze společnosti „STR Praha s.r.o.“. Na základě výsledků vícekriteriálního rozhodování lze konstatovat, že nejvhodnějším konstrukčním řešením je varianta s článkovým řetězem, tj. varianta var₃₃. Tato varianta vychází z původního řešení dopravníků a částečně je tedy možné využít i dědičnost konstrukce.

6.2. Navržené konstrukční řešení včetně stručného popisu montáže

Celá nosná konstrukce válečkového dopravníku je navržena jako svařenec z oceli S235JR. Základ rámu je svařen za použití tupých a koutových svarů z jeklů čtvercového průřezu 60 mm x 4 mm, do kterého je ze spodní strany našroubováno 6 stavitelných noh se závitem M20 o nosnosti do 1 t (viz Obr. 50). K horní straně základu rámu je podélnými přerušovanými tupými svary připevněn rám pro uchycení jednotlivých válečků. Podélné nosníky rámu válečků jsou zhotoveny z ocelového ohýbaného profilu „C“ tloušťky 5 mm o vnějších rozměrech profilu 120 mm x 67 mm. Tyto podélné nosníky rámu válečků jsou na svých koncích přivařeny kombinovanými svary čelně k tuhým lištám obdélníkového průřezu 12 mm x 120 mm (viz Obr. 50). Na rám válečků je z pravé strany přivařena skříň pro připevnění pohonu dopravníku - elektropřevodovky.

Zvolený pohon dopravníku je sestaven z elektromotoru „m550-P80/M4“ (0,75 kW; 4,92 N·m; 1 455 min⁻¹), převodovky „g500-B240“ (výstup: 245 N·m; 27,7 min⁻¹; přev. poměr 52,51) a frekvenčního měniče „8 400 motec 0,75/400-3). Upevnění elektropřevodovky umožňuje při montáži pomocí stavěcích šroubů napnutí řetězového převodu. Zvolená svislá orientace elektromotoru je dána požadavkem, aby elektromotor nebyl umístěn v blízkosti podlahy, kde jsou zhoršené podmínky pro jeho chlazení a současně je zde obvykle i zvýšený obsah prachových částic (viz Obr. 50). Řetězový pohon obou hlavních hnacích válečků a propojení ostatních válečků smyčkami řetězu je patrné z Obr. 51.

Montáž válečků je realizována ve zvýšené poloze sestavy rámu tak, aby byla zajištěna dobrá přístupnost mechaniků k montážním otvorům pro vložení válečků umístěným na pravém podélném nosníku a ke všem šroubovým spojům. Jednotlivé válečky jsou do rámu válečků vkládány při montáži jedním mechanikem z pravé strany montážními otvory, druhý mechanik pak nasazuje na řetězová kola sousedních válečků smyčky řetězu a následně osu válečku na obou koncích pevně připevní k podélným nosníkům rámu pomocí dvou šroubů M12x25 pevnostní třídy 8.8 (šrouby jsou zinkovány) s plochými podložkami (viz Obr. 77).

Na zadní straně dopravníku jsou v levém podélném nosníku zhotoveny dva průchody a jsou zde současně zvětšeny i rozteče mezi válečky tak, aby v tomto místě byl umožněn z boku zdvih palety s plechem k tvářecímu nástroji lisu s využitím zdvihacího mechanismu s vidlicemi.

Na horní straně rámu válečkového dopravníku jsou pomocí šroubových spojů mezi podélnými nosníky připevněny další příčné plechové nosníky, na kterých jsou mezi válečky namontovány pochozí krycí plechy s protiskluzovým vzorkem a vodící stavitelný opěrný doraz - vodící lišta u levého okraje válečkové dráhy dopravníku. Všechny spáry okolo

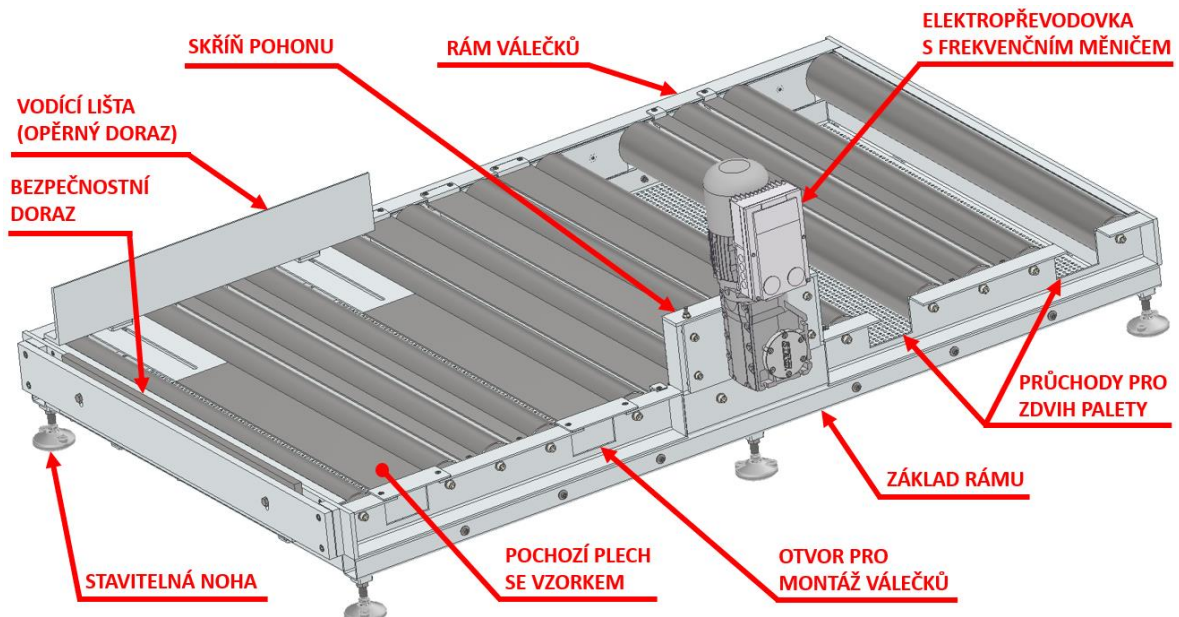
válečků splňují požadavky bezpečnostních norem, aby tak bylo minimalizováno riziko vzniku úrazu obsluhy dopravníku.

Všechny montážní otvory včetně skříně elektropřevodovky s řetězovými převody jsou zabezpečeny přišroubovanými krycími plechy. Z hlediska bezpečnosti práce jsou na základě požadavku zákazníků válečkové dráhy spolu s řetězovými převody i ze spodní strany základu rámu dopravníku zabezpečeny přišroubovanými krycími plechy, které jsou zhotoveny z děrovaného plechu o tloušťce 3 mm.

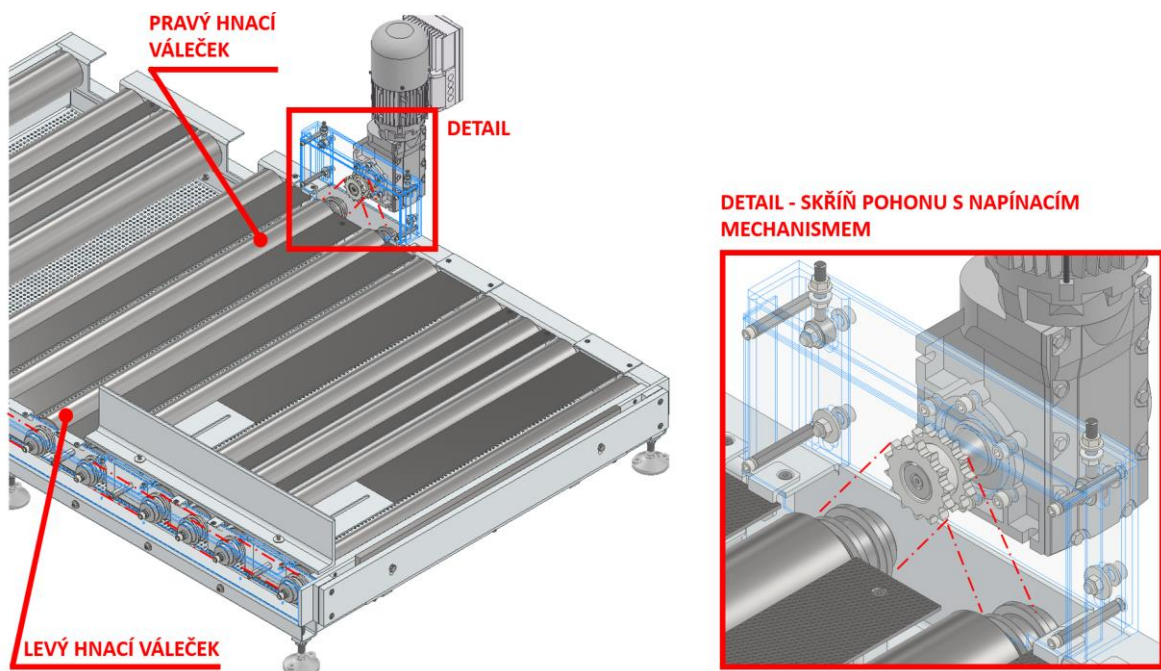
K dopravníku je možné na přání zákazníka ještě dodatečně připevnit prodloužení válečkové dráhy se třemi kusy nepoháněných válečků. Jedná se o samostatný svařovaný rám, do kterého jsou osazeny stejné válečky, jaké jsou použity ve hnané části dopravníku. Podle specifických požadavků zákazníka je také možné modifikovat rám základního poháněného dopravníku tak, aby bylo možné vést smyčku řetězu skrze čelní desku rámu, a zajistit tak i pohon válečků dodatečně montovaného prodloužení dopravníku. Tato konstrukční modifikace je realizována průchody v čelní desce rámu (viz Příloha 1).

Dodatečně montované prodloužení válečkové dráhy (viz Obr. 52) je s hnaným dopravníkem propojeno přes čelní desky rámu (tj. čelní desku rámu hnaného dopravníku na čelní desku rámu dodatečně montovaného prodloužení) čtyřmi závrtnými šrouby M12x30 třídy pevnosti 8.8, maticemi M12 a plochými podložkami velikosti 13 (spojovací materiál je galvanicky zinkován). Pro nepoháněné dodatečně montované prodloužení válečkového dopravníku se obdélníkové průchody pro řetěz v čelní desce hnaného dopravníku a v čelní desce dodatečně montovaného prodloužení nezhotovují. Hnaný nástavec propojený s dopravníkem je na Obr. 53.

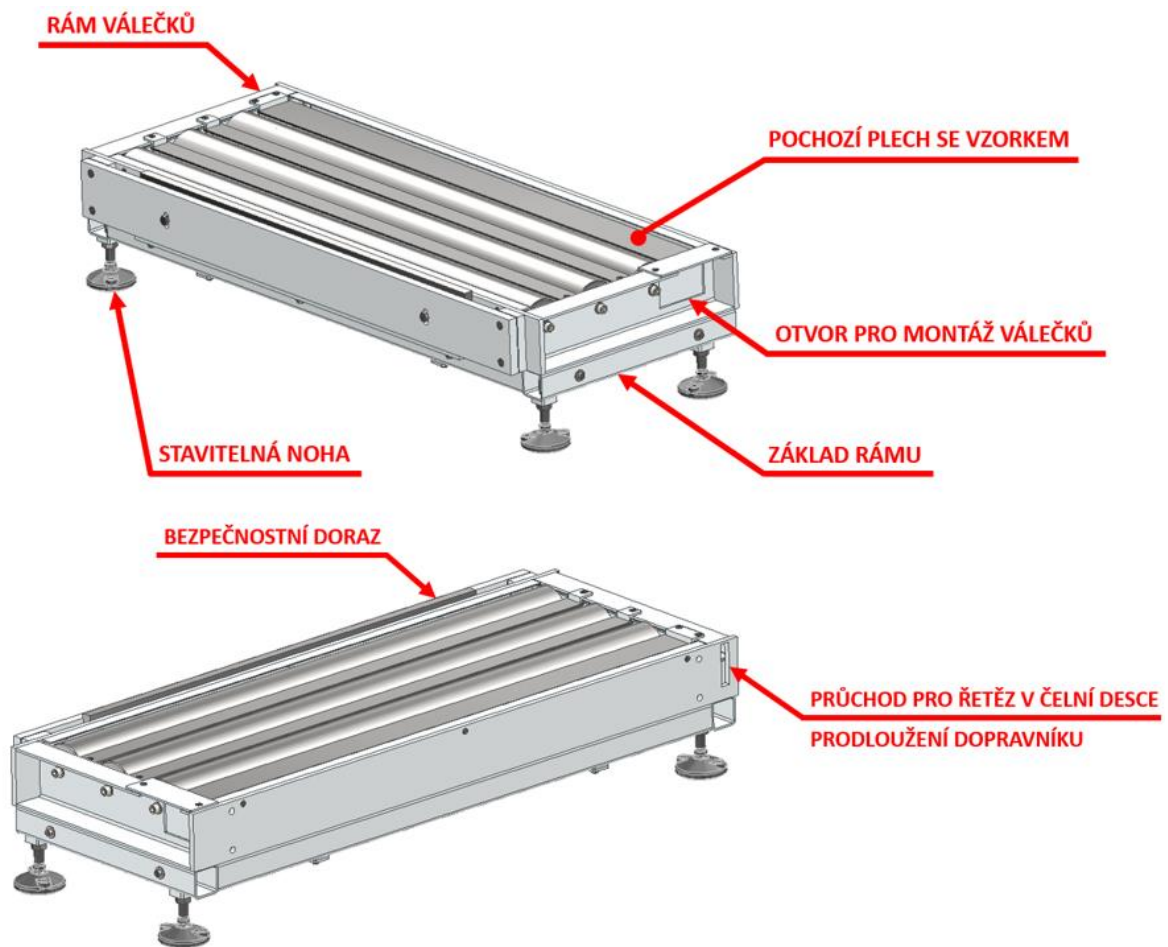
Výsledné konstrukční řešení válečkového dopravníku včetně prodloužení umožňuje na přání zákazníka umístit vodící lištu, pochozí plechy se vzorkem (vedení vodící lišty, včetně krytů otvorů pro montáž válečků) na opačnou stranu dopravníku. V takovém případě je nutné na frekvenčním měniči nastavit opačný směr otáčení elektropřevodovky. Přestavení umožňuje použití dráhy i pro zrcadlově vyrobený nakladač lisu. Bezpečnostní doraz musí být vždy na přední straně dopravníku (prodloužení dopravníku).



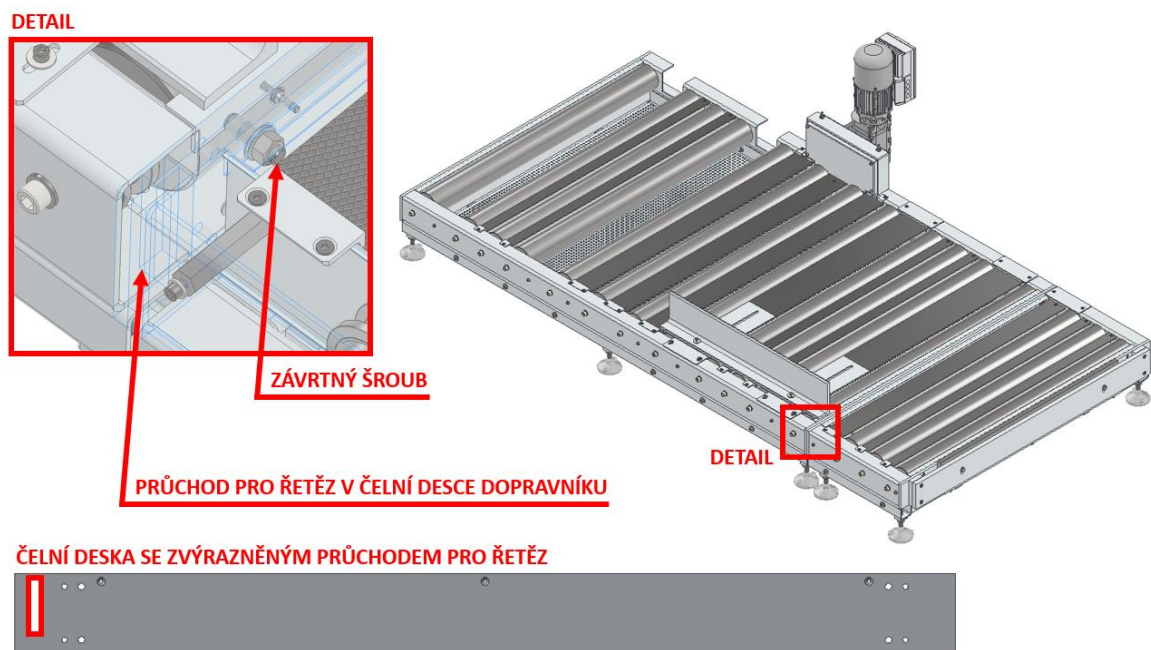
Obr. 50.: Konstrukční řešení válečkového dopravníku. [autor]



Obr. 51.: Řetězový pohon a smyčky řetězu. [autor]



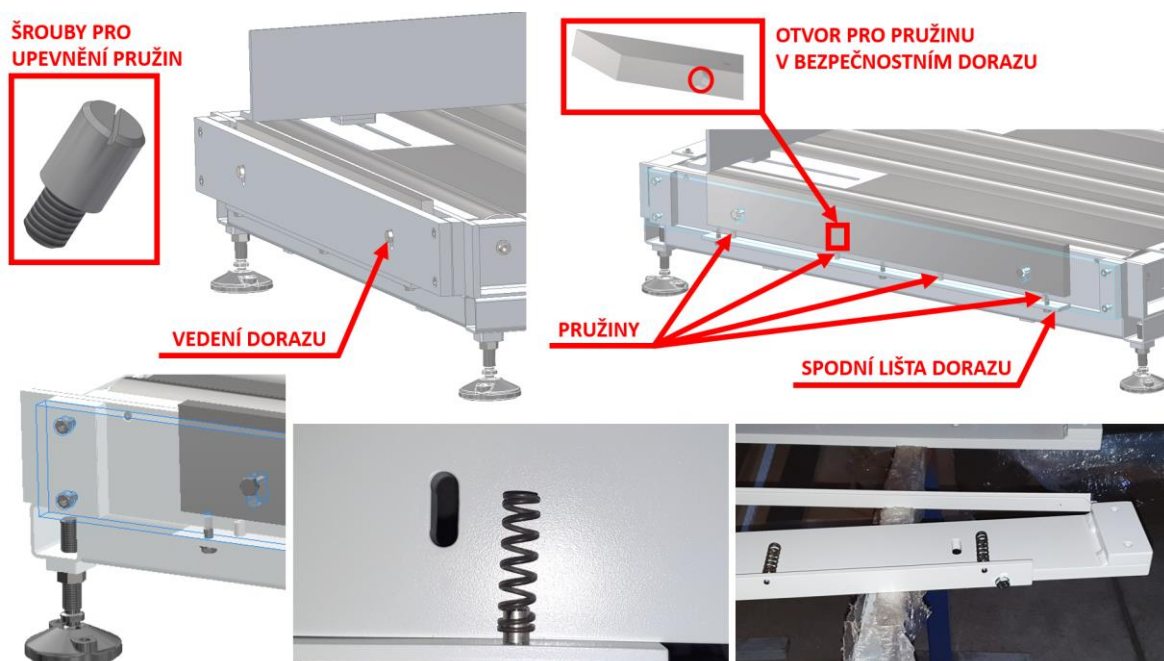
Obr. 52.: Hnaný dodatečně montovaný nástavec (prodloužení dráhy). [autor]



Obr. 53.: Hnaný dopravník s hnaným dodatečně montovaným nástavcem. [autor]

Hnaný dopravník je pro případ varianty bez dodatečně montovaného prodloužení na začátku válečkové dráhy osazen bezpečnostním dorazem. Pro variantu s dodatečně montovaným prodloužením je bezpečnostní doraz umístěn na začátku tohoto prodloužení. Bezpečnostní doraz brání sklouznutí palety z hnaného dopravníku (dodatečně montovaného prodloužení) v případě, že dojde k selhání lidského faktoru a dopravník bude neúmyslně spuštěn v reverzním provozu. Bezpečnostní doraz zajišťuje také bezproblémové vyjetí vidlí vysokozdvížného vozíku zpod palety. To je zajištěno tak, že vidle stlačí doraz dolů a po odjetí vysokozdvížného vozíku je bezpečnostní doraz vrácen do své původní horní polohy pružinami. Řidič vysokozdvížného vozíku musí dle provozních předpisů umístit paletu vždy tak, aby se nacházela vždy až za bezpečnostním dorazem.

Bezpečnostní doraz je k dopravníku, nebo dodatečně montovanému prodloužení, připojen 4 šrouby M10x45 třídy pevnosti 8.8, spodní lišta bezpečnostního dorazu je k čelní desce bezpečnostního dorazu připevněna z dolní strany dvěma šrouby M10x20 třídy pevnosti 8.8 a podložkami velikosti 10,5. Vedení dorazu je realizováno dvojicí vodících drážek v čelní desce bezpečnostního dorazu o šířce 13 mm a dvojicí lícovaných šroubů vlastní výroby M10x37,5 (průměr vodícího dřívku je 12 mm). Pružiny jsou upevněny na šroubech s válcovou hlavou M8x10 (vodící čep pružiny vlastní výroby). Bezpečnostní doraz je zobrazen na Obr. 54.



Obr. 54.: Bezpečnostní doraz. [autor]

6.3. Návrhové výpočty

6.3.1. Výpočty základních charakteristik dopravníku

Materiál palety - dubové dřevo. Palety ze smrkového dřeva jsou nevhodné pro opakované použití, neboť dochází k jejich štípání o válečky dopravníku.

Délka palety - garantováno výrobcem plechových přístřihů.

$$l_P = 947 \text{ [mm]} \quad (3)$$

Hmotnost palety - odhadovaná hodnota, podle výkresové dokumentace k paletě dodané výrobcem plechových přístřihů.

$$m_P \cong 15 \text{ [kg]} \quad (4)$$

Přípustná nosnost palety - garantováno výrobcem plechových přístřihů.

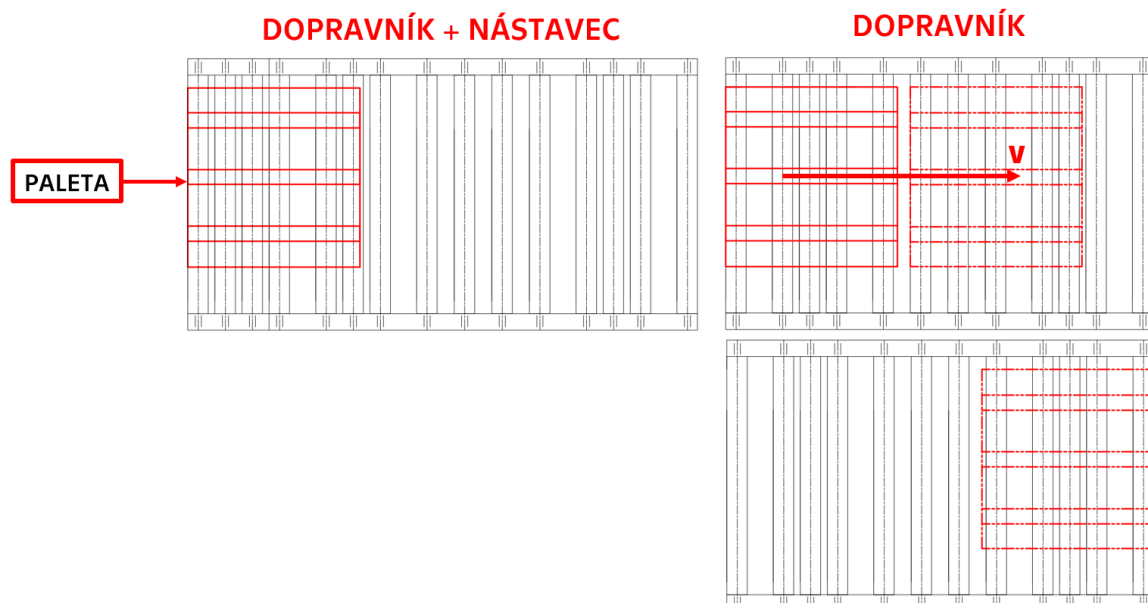
$$m_{P_{max}} = 3\,000 \text{ [kg]} \quad (5)$$

Maximální hmotnost plechových přístřihů - firemní informace (viz zadání).

$$m_{PLECH} \cong 3\,000 \text{ [kg]} \quad (6)$$

Zatížení dopravníku paletou.

$$m_{947 \text{ [mm]}} = m_P + m_{PLECH} = 3\,000 + 15 = 3\,015 \text{ [kg]} \quad (7)$$



Obr. 55.: Pohyb palety na dopravníku - minimální počet válečků pod paletou. [autor]

Minimální počet válečků pod paletou - uvažován pouze hnaný dopravník, tj. bez nástavce (na Obr. 55 vpravo označeno jako DOPRAVNÍK).

$$k_{v_{MIN}} = 5 [1] \quad (8)$$

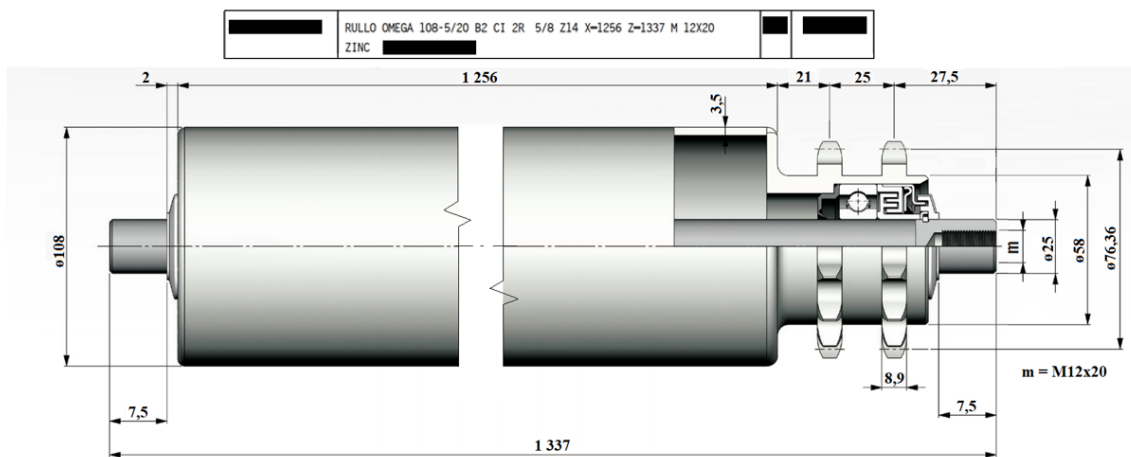
Maximální přípustné zatížení 1 válečku paletou.

$$m_V = \frac{m_{947}}{k_{V_{min}}} = \frac{3\,015}{5} = 603 \text{ [kg]} \quad (9)$$

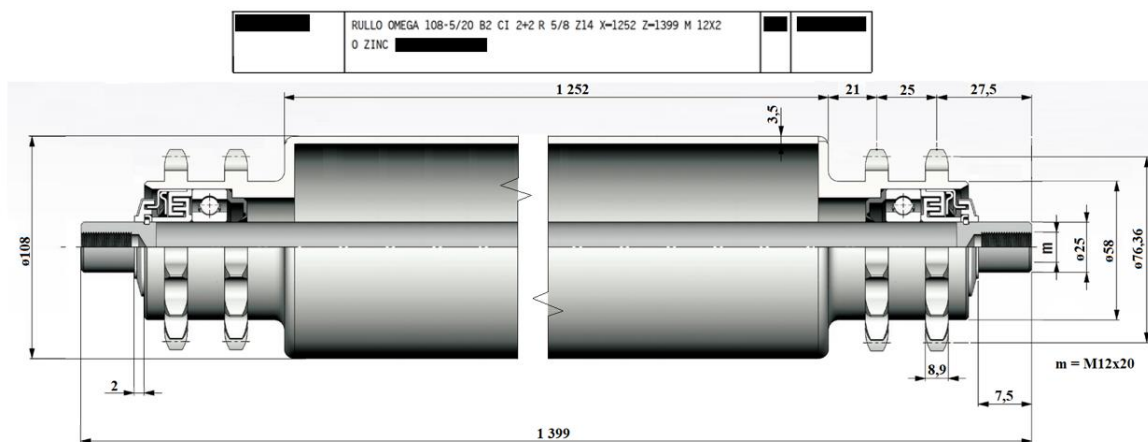
Maximální přípustné zatížení 1 válečku paletou.

$$G_V = m_V \cdot g = 603 \cdot 9,81 = 5\,915,43 \text{ [N]} \quad (10)$$

Parametry dodávaných válečků - společnost „ROLL-VEN™ S.p.A.“



Obr. 56.: Parametry nyní dodávaných hnaných válečků. [převzato a upraveno z 41]



Obr. 57.: Parametry nyní dodávaných hnacích válečků. [převzato a upraveno z 41]

Vnější průměr válečku - viz Obr. 56 a Obr. 57.

$$D_V = 108 [mm] \quad (11)$$

Přibližná hmotnost válečku je 10,5 kg, maximální dovolené zatížení dimenzováno podle výpočtů (9), (10). Maximální pracovní rychlost válečku je cca 1,6 m·s⁻¹. Průměr osy válečku je 25 mm a plášť válečku (tenkostěnná trubka) má rozměry 108 mm × 3,5 mm. Váleček je uložen na ose ve dvojici zakrytovaných jednořadých kuličkových ložisek 6205 s tukovou náplní (Schaeffler/FAG).

6.3.2. Předběžná volba pohonu dopravníku

Maximální požadovaná dopravní rychlost.

$$v_{MAX} = v_{P1POŽ} = 0,15 [m \cdot s^{-1}] \quad (12)$$

Maximální požadované otáčky válečku.

$$n_{MAX} = n_{V1POŽ} = \frac{v_{MAX} \cdot 60}{\pi \cdot D_V} = \frac{0,15 \cdot 60}{\pi \cdot 0,108} \cong 26,5 [min^{-1}] \quad (13)$$

Minimální požadovaná dopravní rychlost.

$$v_{MIN} = v_{P2POŽ} = 0,1 [m \cdot s^{-1}] \quad (14)$$

Minimální požadované otáčky válečku.

$$n_{MIN} = n_{V2POŽ} = \frac{v_{MIN} \cdot 60}{\pi \cdot D_V} = \frac{0,1 \cdot 60}{\pi \cdot 0,108} \cong 17,7 [min^{-1}] \quad (15)$$

Volen převodový elektromotor s převodovkou „g500-B240-m550-P80/M4“. Výrobce „Lenze, s.r.o.“

Převodový poměr převodovky.

$$i_{PŘ} = 52,51 [1] \quad (16)$$

Výstupní otáčky převodovky.

$$n_V = 27,7 [min^{-1}] \quad (17)$$

Výkon elektromotoru.

$$P_M = 0,75 [kW] \quad (18)$$

Výstupní točivý moment elektropřevodovky.

$$M = 245 [N \cdot m] \quad (19)$$

Frekvence elektromotoru.

$$f_M = 50 [Hz] \quad (20)$$

Výstupní průměr hřídele elektropřevodovky.

$$d = 30 [mm] \quad (21)$$

Elektromotor je doplněn o frekvenční měnič „8 400 motec (0,75/400-3)“ a klidovou brzdu (brzdny moment je při vypnutí el. proudu zajištěn silou pružin). Frekvenčním měničem lze nastavit požadované otáčky válečku (požadovanou dopravní rychlost), ve výpočtech je dále uvažována maximální požadovaná (přípustná) dopravní rychlost, resp. otáčky. Kód motoru je „M55BP080M045EF0CC“, kód frekvenčního měniče je „E84DVBM7514SSNN2P2“ a etiketa převodovky je „G50BB124MHAR2C00“.

Dodatečné informace k pohonu viz Příloha 7.

6.3.3. Výpočet ztrát a výkonová kontrola zvolené elektropřevodovky

Z příložené výkresové dokumentace (viz Příloha 1) je patrný celkový počet válečků na dopravníku, počet ložisek a počet využitých řetězových kol.

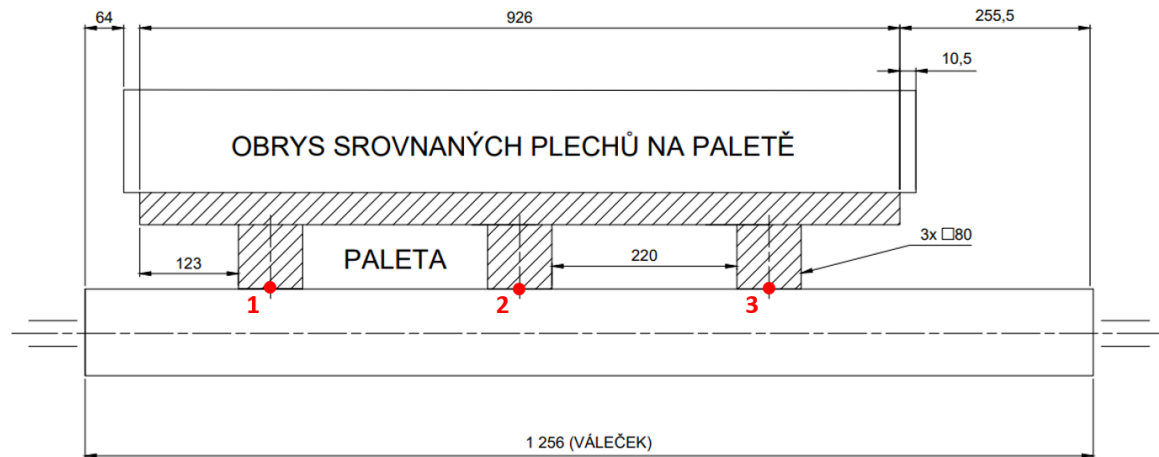
Počet ložisek.

$$(12 + 3) \times \text{VÁLEČEK} \rightarrow 2 \times 15 = 30 \times \text{LOŽISKO} \quad (22)$$

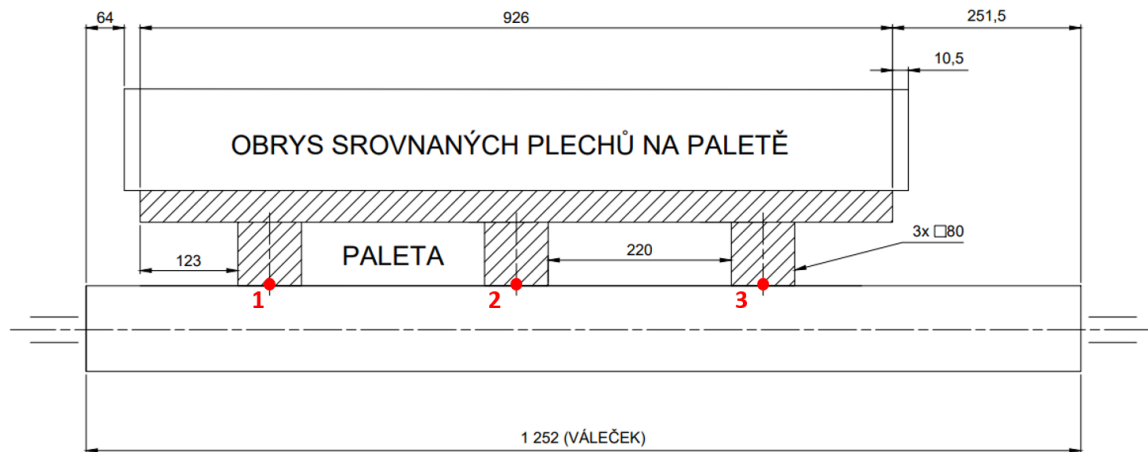
Počet využitých řetězových kol.

$$(30 - 4) = 26 \times \text{ŘETĚZOVÉ KOLO} \quad (23)$$

Plně naložená paleta na dopravníku s hnanými válečky zatěžuje vždy pět válečků - viz výpočty základních charakteristik dopravníku. Paleta má vzhledem ke své šířce tři kontaktní místa, kde uvažujeme bodový styk. Celá paleta má tedy právě patnáct kontaktních míst s válečky dopravníku.



Obr. 58.: Schéma umístění palety na hnaném válečku. [autor]



Obr. 59.: Schéma umístění palety na hnacím válečku. [autor]

Celková tíhová síla působící na válečky pod paletou.

$$G_C = m_{947} \cdot g = 3\,015 \cdot 9,81 \cong 29\,577,2 \text{ [N]} \quad (24)$$

Síla působící na jeden kontaktní bod palety s válečkem.

$$F = \frac{G_C}{n} = \frac{29\,577,2}{15} = 1\,971,81 \cong 1\,971,8 \text{ [N]} \quad (25)$$

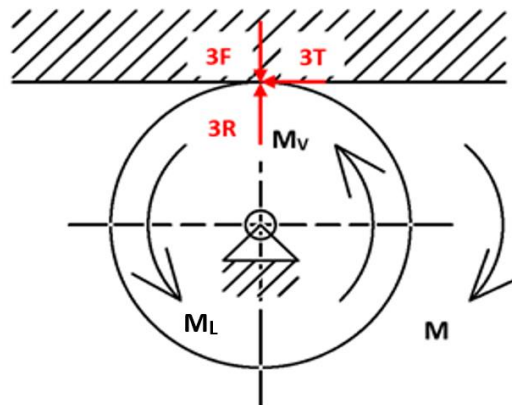
Pohon musí rozpohybovat celý dopravník včetně plně naložené palety. Musí tedy překonat všechny odpory v pohybové soustavě.

Uvažujeme součinitel adheze,

$$\mu_0 = 0,2 \text{ [1]} \quad (26)$$

a součinitel valivého odporu.

$$\xi = 0,0012 \text{ [1]} \quad (27)$$



Obr. 60.: Silové působení v kontaktních místech palety s válečkem. [autor]

Dráha má celkem 15 válečků (včetně nástavce se 3 válečky) - z toho 12 hnaných (samotný dopravník) a 7 z toho je nezatížených - tzn. 20 ze 30 ložisek běží bez zátěže a po zanedbání síly od řetězu u 7 nezatížených válečků (dopravník) – ta je zanedbána pro daný výpočet vůči ostatním silám v řešené soustavě - jsou namáhány pouze vlastní tíhou.

V rámci zjednodušení úlohy uvažujeme pouze 12 hnaných válečků (dopravník bez dodatečně montovaného nástavce), přičemž 7 je nezatížených, případný prokluz palety při jejím přejezdu ze zásobníku na dopravník (paletu v krajním případě táhnou pouze dva válečky) neuvažujeme - problém prokluzu lze případně vyřešit volbou předdimenzované elektropřevodovky s frekvenčním měničem.

Adhezní síla.

$$T_C = 15 \cdot T_0 = 15 \cdot \mu_0 \cdot F = 15 \cdot 0,2 \cdot 1\,971,8 \cong 5\,915,4 \text{ [N]} \quad (28)$$

Moment potřebný k překonání třecích ztrát.

$$M_T = f_L \cdot F \cdot \frac{d_L}{2} = 0,0015 \cdot \frac{3 \cdot 1\,971,8}{2} \cdot \frac{0,025}{2} \cong 0,055 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (29)$$

Ztrátový výkon třením pro jeden kontaktní bod palety s válečkem.

$$P_{1Z} = M_T \cdot \frac{\pi \cdot n_{MAX}}{30} = 0,055 \cdot \frac{\pi \cdot 26,5}{30} \cong 0,153 \text{ [W]} \quad (30)$$

Ztrátový výkon třením pro 15 kontaktních bodů palety s válečky.

$$P_{15Z} = 15 \cdot P_{1Z} = 15 \cdot 0,153 = 2,295 \text{ [W]} \quad (31)$$

Moment potřebný k pohybu palety jedním válečkem.

$$M_{1V} = 3 \cdot F \cdot \xi = 3 \cdot 1\,971,8 \cdot 0,0012 \cong 7,098 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (32)$$

Výkon potřebný k valení palety jedním válečkem v řešené soustavě.

$$P_{1V} = M_{1V} \cdot \frac{\pi \cdot n_{MAX}}{30} = 7,098 \cdot \frac{\pi \cdot 26,5}{30} \cong 19,697 \text{ [W]} \quad (33)$$

Výkon potřebný k valení palety pro pět válečků.

$$P_{5V} = 5 \cdot P_{1V} = 5 \cdot 19,697 \cong 98,485 \text{ [W]} \quad (34)$$

Přibližná hmotnost válečku.

$$m_{VÁLEČKU} = 10,5 \text{ [kg]} \quad (35)$$

Ekvivalentní radiální síla působící na ložisko válečku vyvozená vlastní tíhou válečku.

$$\bar{P}_r = \frac{m_{VÁLEČKU} \cdot g}{2} = \frac{10,5 \cdot 9,81}{2} \cong 51,5 \text{ [N]} \quad (36)$$

Průměr vrtání ložiska 6205.

$$d_L = 25 \text{ [mm]} \quad (37)$$

Moment potřebný k překonání třecího odporu v ložisku.

$$M_T = f_L \cdot \bar{P}_r \cdot \frac{d_L}{2} = 0,0015 \cdot 51,5 \cdot \frac{0,025}{2} \cong 0,000 \text{ 97 [N} \cdot \text{m]} \quad (38)$$

Ztrátový výkon třením v jednom nezátíženém ložisku.

$$P_{1LNZ} = M_T \cdot \frac{\pi \cdot n_{MAX}}{30} = 0,000 \text{ 97} \cdot \frac{\pi \cdot 26,5}{30} \cong 0,003 \text{ [W]} \quad (39)$$

Ztrátový výkon třením ve 14 nezátížených ložiscích (7 nezátížených válečků).

$$P_{14LNZ} = 14 \cdot P_{1LNZ} = 14 \cdot 0,003 = 0,042 \text{ [W]} \quad (40)$$

Teoretický výkon motoru - bez uvažování účinnosti.

$$P'_M = P_{5V} + P_{15Z} + P_{14LNZ} = 98,485 + 2,295 + 0,042 = 100,822 \text{ [W]} \quad (41)$$

Účinnost řetězového převodu.

$$\eta_{\check{R}P} = (0,95 \div 0,98) = 0,96 \text{ [1]} \quad (42)$$

Účinnost převodovky.

$$\eta_{KP} = (0,94 \div 0,97) = 0,95 \text{ [1]} \quad (43)$$

Celková účinnost.

$$\eta_C = \eta_{KP} \cdot \eta_{\check{R}P} = 0,95 \cdot 0,96 \cong 0,91 \text{ [1]} \quad (44)$$

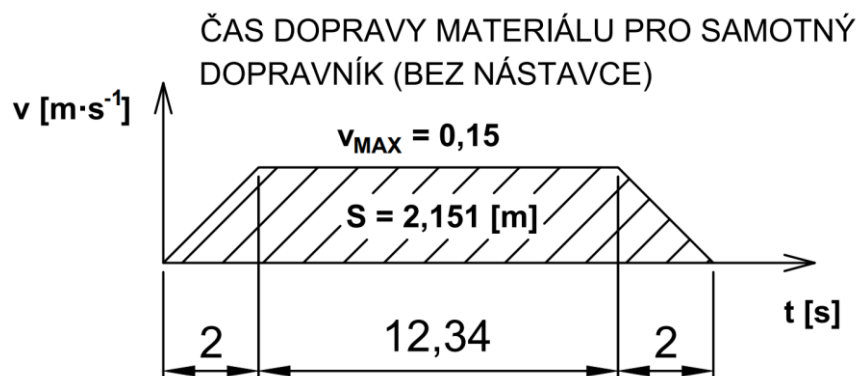
Návrhový výkon motoru - zahrnuta účinnost.

$$P_M'' = \frac{P_M'}{\eta_c} = \frac{100,822}{0,91} = 110,793 \cong 111 \text{ [W]} \quad (45)$$

Výkon volené elektropřevodovky vyhovuje, přičemž výkon elektromotoru je značně předimenzovaný, čímž je možné pokrýt riziko prokluzu při přejezdu palety z dodatečně připojeného prodloužení (nástavce) dopravníku na hlavní poháněný dopravník. Navíc skutečná účinnost několika za sebou řazených řetězových převodů bude zajisté nižší než použitý odhad účinnosti jednoho řetězového převodu.

Propojený dodatečně montovaný nástavec s hnanou částí dopravníku není ve výpočtech uvažován, ztráty budou pro tento případ nepatrně vyšší, zvolená elektropřevodovka je však bez problému pokryje.

6.3.4. Rozbor rozjezdu a brždění palety



Obr. 61.: Závislost rychlosti na čase pro rozjezd/brždění palety. [autor]

Doba rozjezdu/zpomalení palety – voleno.

$$t = 2 \text{ [s]} \quad (46)$$

Potřebné zrychlení/zpomalení palety.

$$a = \frac{v_{MAX}}{t} = \frac{0,15}{2} = 0,075 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (47)$$

Setrvačná síla způsobená zrychlením palety.

$$F_S = m_C \cdot a = 3\,015 \cdot 0,075 \cong 226,1 \text{ [N]} \quad (48)$$

Dráha potřebná pro zrychlení/zpomalení palety.

$$S_{ZR/ZP} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,075 \cdot 2^2 = 0,15 \text{ [m]} \quad (49)$$

Dráha od osy prvního válečku dopravníku (bez nástavce) k ose posledního válečku.

$$S_{DOPR} = 2,151 \text{ [m]}. \quad (50)$$

Dráha, na které se paleta pohybuje přepravní rychlostí.

$$S_{PRAC} = S_{DOPR} - 2 \cdot S_{ZR/ZP} = 2,151 - 2 \cdot 0,15 = 1,851 \text{ [m]} \quad (51)$$

Doba dopravy palety.

$$t_D = \frac{S_{PR}}{v_{MAX}} + 2 \cdot t = \frac{1,851}{0,15} + 2 \cdot 2 = 16,34 \text{ [s]} \quad (52)$$

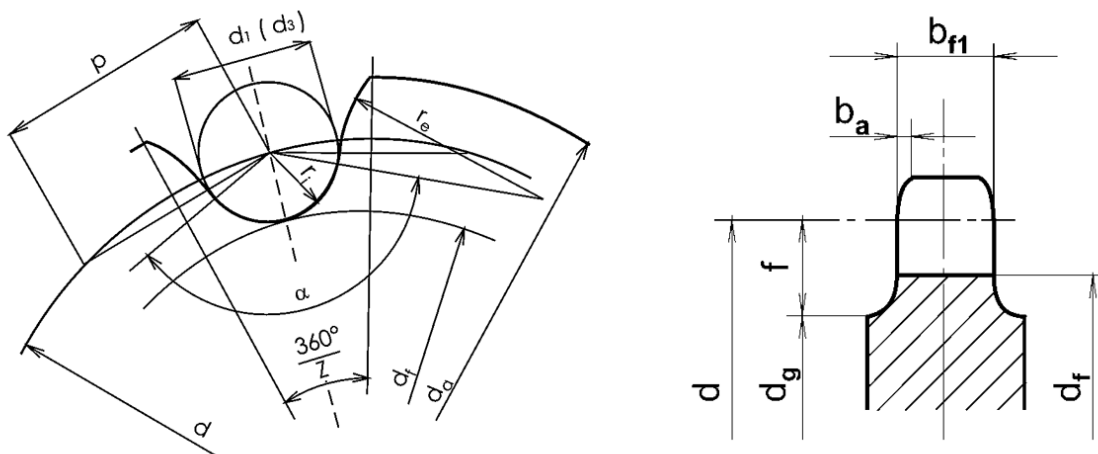
Podmínka pro pohyb palety valením po válečcích dopravníku – splněna.

$$226,1 \text{ [N]} = |F_S| < T_C = 5\,915,4 \text{ [N]} \quad (53)$$

Setrvačná síla je značně menší než síla adhezní, tedy paleta bude poháněnými válečky uvedena do pohybu a bude se pohybovat podle očekávání. Doba dopravy palety je pro samotný dopravník bez nástavce cca 16 s.

6.3.5. Návrhový výpočet řetězových kol

Návrhový výpočet řetězových kol proveden podle ČSN 01 4809 (DIN 8195) a příručky od firmy „ČZ Řetězy s.r.o.“. [42]



Obr. 62.: Parametry pro návrhový výpočet řetězových kol. [převzato a upraveno z 44]

Převodový poměr řetězového převodu.

$$i_{\tilde{R}} = 1 [1] \quad (54)$$

Počet zubů řetězových kol.

$$z = z_1 = z_2 = 14 [\text{zubů}] \quad (55)$$

Volen řetěz 10B-1.

Rozteč zvoleného řetězu.

$$p_{\tilde{R}} = 15,875 [mm] \quad (56)$$

Průměr roztečné kružnice řetězových kol.

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{180^\circ}{14}\right)} \cong 71,342 [mm] \quad (57)$$

Průměr válečku řetězu.

$$d_1 = 10,16 [mm] \quad (58)$$

Poloměr dna zubové mezery pro mezeru s nejmenší šířkou.

$$r_{i_{min}} = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 10,16 \cong 5,131 [mm] \quad (59)$$

Poloměr boku zubů pro mezeru s nejmenší šířkou.

$$r_{e_{min}} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z + 2) = 0,12 \cdot 10,16 \cdot (14 + 2) \cong 19,507 [mm] \quad (60)$$

Úhel otevření pro mezeru s nejmenší šířkou.

$$\alpha_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{14} \cong 133,57 [^\circ] \quad (61)$$

Poloměr dna zubové mezery pro mezeru s největší šířkou.

$$r_{i_{max}} = 0,505 \cdot d_1 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_1} = 0,505 \cdot 10,16 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{10,16} \cong 5,280 [mm] \quad (62)$$

Poloměr boku zubů pro mezeru s největší šířkou.

$$r_{e_{max}} = 0,008 \cdot d_1 \cdot (z^2 + 180) = 0,008 \cdot 10,16 \cdot (14^2 + 180) \cong 30,561 [mm] \quad (63)$$

Úhel otevření pro mezeru s největší šířkou.

$$\alpha_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{14} \cong 113,571 [^\circ] \quad (64)$$

Maximální průměr patní kružnice řetězových kol.

$$d_{f_{max}} = d - 2 \cdot r_{i_{min}} \cong 71,342 - 2 \cdot 5,131 = 61,08 [mm] \quad (65)$$

Minimální průměr patní kružnice řetězových kol.

$$d_{f_{min}} = d - 2 \cdot r_{i_{max}} \cong 71,342 - 2 \cdot 5,28 = 60,782 \text{ [mm]} \quad (66)$$

Maximální průměr hlavové kružnice řetězových kol.

$$d_{a_{max}} = d + 1,25 \cdot p - d_1 \cong 71,342 + 1,25 \cdot 15,875 - 10,16 \cong 81,026 \text{ [mm]} \quad (67)$$

Minimální průměr hlavové kružnice řetězových kol.

$$d_{a_{min}} = d + 0,5 \cdot d_1 \cong 71,342 + 0,5 \cdot 10,16 = 76,422 \text{ [mm]} \quad (68)$$

Rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce pro řetězy normální.

$$f_{\ddot{R}} = 0,7 \cdot p_{\ddot{R}} = 0,7 \cdot 15,875 \cong 11,113 \text{ [mm]} \quad (69)$$

Poloměr zaoblení zubu řetězového kola.

$$r_x = 1,5 \cdot d_1 = 1,5 \cdot 10,16 = 15,24 \text{ [mm]} \quad (70)$$

Hodnota zaoblení zubu řetězového kola.

$$b_a = (0,1 \div 0,15) \cdot d_1 = 0,15 \cdot 10,16 \cong 1,5 \text{ [mm]} \quad (71)$$

Minimální vnitřní šířka řetězu.

$$b_{1_{min}} = 9,65 \text{ [mm]} \quad (72)$$

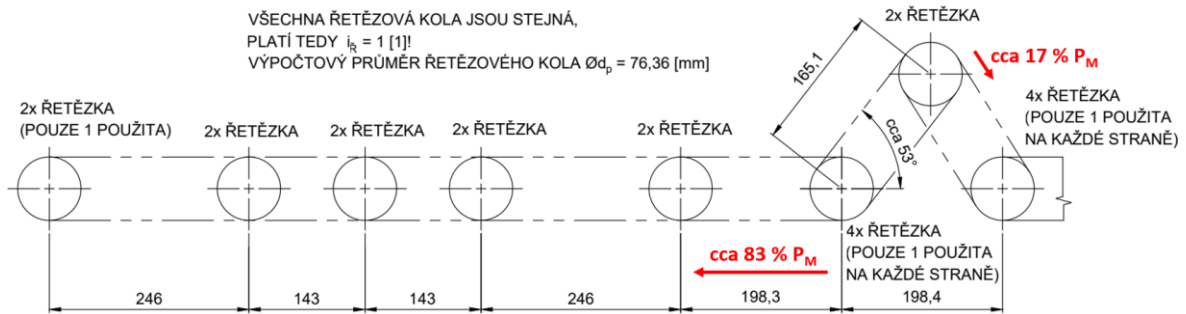
Minimální šířka zubu řetězového kola jednořadého pro rozteč řetězu větší než 12,7 [mm].

$$b_{f1_{min}} = 0,95 \cdot b_{1_{min}} = 0,95 \cdot 9,65 \cong 9,168 \text{ [mm]} \quad (73)$$

V této kapitole byly provedeny základní návrhové výpočty rozměrů řetězových kol použitých pro danou aplikaci. Řetězová kola jsou dodávána subdodavatelem firmy „STR Praha s.r.o.“, případně dohotovována. S důrazem na zachování rozměrových charakteristik dopravníku je zvolen stejný řetěz (10B-1) jako v původní variantě dopravníku.

6.4. Kontrolní výpočty

6.4.1. Kontrola řetězového převodu



Obr. 63.: Mechanický model pro kontrolní výpočet řetězového převodu. [autor]

Kontrolní výpočty řetězového převodu byly provedeny podle ČSN 01 4809 (DIN 8195) a příručky od společnosti „ČZ Řetězy s.r.o.“ vycházející z těchto norem [42].

Výkon připadající na jeden váleček.

$$P = \frac{0,83 \cdot P_M}{k_{v_{MIN}}} = \frac{0,83 \cdot 750}{5} = 124,5 [W] \quad (74)$$

Uvažovaná osová vzdálenost pro volbu činitele vzdálenosti os.

$$a_{\tilde{R}} = 40 \cdot p_{\tilde{R}} [mm] \quad (75)$$

Činitel mazání - mazáno tukem, uvažováno bezvadné mazání.

$$\mu = 1 [1] \quad (76)$$

Činitel rázů - elektromotor (elektropřevodovka), dopravníky pro kusový materiál.

$$Y = 2 [1] \quad (77)$$

Činitel výkonu - výpočtový vztah optimalizovaný pro 14 zubů řetězového kola.

$$\kappa = \kappa_{13zubů} + \frac{\kappa_{17zubů} - \kappa_{13zubů}}{17 - 13} = 0,28 + \frac{0,53 - 0,28}{4} = 0,3425 [1] \quad (78)$$

Činitel provedení.

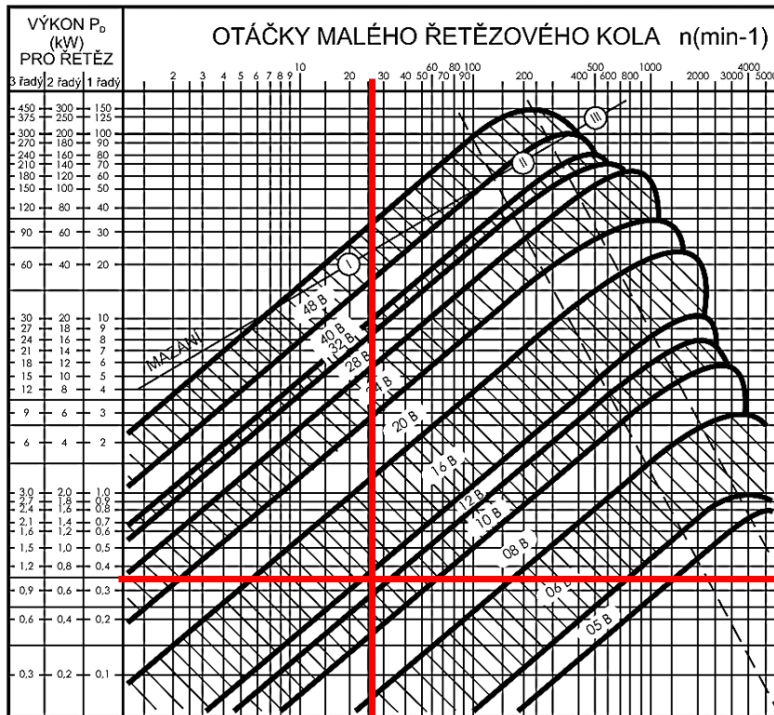
$$\varphi_{\tilde{R}} = 1 [1] \quad (79)$$

Diagramový výkon.

$$P_D = \frac{P}{\mu \cdot \varphi \cdot \kappa} = \frac{124,5}{1 \cdot 1 \cdot 0,3425} \cong 363,5 [W] \quad (80)$$

Otáčky řetězového kola (válečku).

$$n_{\bar{r}} = n_{MAX} = 26,5 [min^{-1}] \quad (81)$$



Obr. 64.: Diagram pro volbu řetězu. [převzato a upraveno z 44]

Použitý řetěz 10B-1.

Obvodová rychlost řetězu.

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n_{MAX}}{1\,000 \cdot 60} \cong \frac{d \cdot n_{MAX}}{19\,100} = \frac{71,342 \cdot 26,5}{19\,100} \cong 0,099 [m \cdot s^{-1}] \quad (82)$$

Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu.

$$F_o = \frac{P \cdot 1\,000}{v} = \frac{0,124\,5 \cdot 1\,000}{0,099} \cong 1\,257,6 [N] \quad (83)$$

Hmotnost 1 metru řetězu.

$$q = 0,95 [kg \cdot m^{-1}] \quad (84)$$

Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly - pro vzdálenosti menší, než dvacetinásobek rozteče řetězu obvykle zanedbávána.

$$F_{oc} = q \cdot v^2 = 0,95 \cdot 0,099^2 \cong 0,009 \cong 0 [N] \quad (85)$$

Celková tahová síla v řetězu.

$$F_t = F_O + F_{OC} = F_O + 0 = F_O = 1\,257,6 \text{ [N]} \quad (86)$$

Plocha kloubu řetězu.

$$A = 67 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (87)$$

Výpočtový tlak v kloubu řetězu.

$$p_p = \frac{F_t}{A} = \frac{1\,257,6}{67} = 18,8 \text{ [N]} \quad (88)$$

Směrný tlak v kloubu řetězu - maximální možný přípustný, při jeho překročení je nutné experimentálně určit prodloužení řetězu za zvolený čas a upravovat osovou vzdálenost řetězových kol tak, aby řetěz nebyl nikdy prověšený (není v souladu s ČSN 01 4809 a DIN 8195).

$$p_s = p_1 = 31,39 \text{ [MPa]} \quad (89)$$

Činitel tření - pro řetěz podle ČSN 02 3311, převodový poměr 1, uvažovanou osovou vzdálenost 40 násobek rozteče (pouze pro volbu činitele tření).

$$\lambda = 0,6 \text{ [1]} \quad (90)$$

Dovolený tlak v kloubu řetězu - směrný tlak v kloubu řetězu poníženy o činitel tření.

$$p_d = p_1 \cdot \lambda = 31,39 \cdot 0,6 \cong 18,83 \text{ [MPa]} \quad (91)$$

Pevnost řetězu (síla v řetězu) při přetržení.

$$F_B = 22,2 \cdot 10^3 \text{ [N]} \quad (92)$$

Snížená pevnost řetězu (síla v řetězu) při přetržení pro redukční článek (redukční článek DIN 8187).

$$F_{B_{RED}} = 0,7 \cdot F_B = 0,7 \cdot 22,2 \cdot 10^3 = 15,54 \cdot 10^3 \text{ [N]} \quad (93)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení - uvažováno nejslabší místo, řetězy vyhovují.

$$k_s = \frac{F_B}{F_t} = \frac{15,54 \cdot 10^3}{1\,257,6} \cong 12,4 \text{ [1]} > 7 \quad (94)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení - uvažováno nejslabší místo, řetězy vyhovují.

$$k_d = \frac{F_B}{2 \cdot F_t} = \frac{15,54 \cdot 10^3}{2 \cdot 1\,257,6} \cong 6,2 \text{ [1]} > 5 \quad (95)$$

Vztah pro výpočet článků řetězu - výsledky uvedeny v Tab.: 5, obvykle volen nejbližší sudý počet článků řetězu, v případě potřeby (konstrukce, zástavbové prostory, ...) lze volit lichý počet článků řetězu a použít tzv. redukčního článku.

$$x = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} \quad (96)$$

Vztah pro výpočet skutečné (pracovní) osově vzdálenosti - výsledky uvedeny v Tab.: 5.

$$a_w = \frac{p}{8} \cdot \left[2 \cdot x - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot x - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] \quad (97)$$

Vztah pro výpočet délky řetězu – výsledky uvedeny v Tab.: 5.

$$L = p \cdot x \quad (98)$$

Vztah pro výpočet dovoleného prodloužení řetězu - volena hodnota podle ČSN 01 4809, měření řetězu v demontovaném stavu (přesnější, hodnotu pro měření prodloužení řetězu přímo na převodu lze stanovit podle ČSN 01 4809), výsledky jsou uvedeny v Tab.: 5.

$$\Delta L = 0,02 \cdot L \quad (99)$$

Tab.: 5 Počty článků řetězu, skutečné (pracovní) osově vzdálenosti, délky řetězů a dovolené prodloužení řetězů pro dílčí řetězové převody. [autor]

Číslo dílčího řetězového převodu (volená osová vzdálenost)/parametr	x [mm]	aw [mm]	L [mm]	ΔL [mm]
1 (a = 246 [mm])	45	246,063	714,375	14,288
2 (a = 143 [mm])	32	142,875	508	10,160
3 (a = 198,3 [mm])	39	198,438	619,125	12,383
4 (a = 165,1 [mm])	35	166,688	555,625	11,113

Pozn.: osovou vzdálenost dílčího řetězového převodu 4 lze nastavit při montáži tak, aby řetěz nebyl prověšený (stav nesmí nastat).

Celková délka řetězu na 1 dopravník.

$$L_C = 4 \cdot L_1 + 4 \cdot L_2 + 2 \cdot L_3 + 2 \cdot L_4 \quad (100)$$

$$= 4 \cdot 714,375 + 4 \cdot 508 + 2 \cdot 619,125 + 2 \cdot 555,625 = 7\,239 \text{ [mm]} \cong 8 \text{ [m]}$$

Pro případ použití nástavce (+3 nehnané válečky) může v krajním případě nastat stav, kdy paleta v jeden okamžik leží pouze na 2 válečkách dopravníku (stav může nastat pouze při použití menší palety), řetěz bude více namáhaný, tento stav je nutné zkontrolovat.

$$k_{v_{MIN_N}} = 2 \text{ [1]} \quad (101)$$

Výkon na jeden váleček pro krajní případ umístění palety na nástavec.

$$P_N = \frac{0,83 \cdot P_M}{k_{v_{MIN_N}}} = \frac{0,83 \cdot 750}{2} = 311,25 [W] \quad (102)$$

Celková tahová síla v řetězu pro krajní případ umístění palety na nástavec.

$$F_t = F_O = \frac{P_N \cdot 1\,000}{v} = \frac{0,311\,25 \cdot 1\,000}{0,099} \cong 3\,143,9 [N] \quad (103)$$

Výpočtový tlak v kloubu řetězu pro krajní případ umístění palety na nástavec - hodnota je vyšší než směrný tlak v kloubu řetězu, krátkodobě je možné (jednotky sekund), aby řetěz běžel v tomto provozu, je však nutné provádět seřízení osových vzdáleností tak, aby řetěz nebyl prověšen (standardní seřízení 2x za rok je dostačující - testováno v prostorech „STR Praha s.r.o.“).

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{3\,143,9}{67} = 46,9 [MPa] \quad (104)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení pro krajní případ umístění palety na nástavec - uvažováno nejslabší místo, řetězy nevyhovují podmínce bezpečnosti podle ČSN 01 4809 a DIN 8195, bezpečnost je však stále dostačující pro danou aplikaci při uvažované standardní kontrole řetězových převodů dopravníku (tj. 2x za rok).

$$k_s = \frac{F_B}{F_t} = \frac{15,54 \cdot 10^3}{3\,143,9} \cong 4,9 [1] < 7 \quad (105)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení pro krajní případ umístění palety na nástavec - uvažováno nejslabší místo, řetězy nevyhovují podmínce bezpečnosti podle ČSN 01 4809 a DIN 8195, bezpečnost je však stále dostačující pro danou aplikaci při uvažované standardní kontrole řetězových převodů dopravníku (tj. 2x za rok).

$$k_d = \frac{F_B}{2 \cdot F_t} = \frac{15,54 \cdot 10^3}{2 \cdot 3\,143,9} \cong 2,5 [1] < 5 \quad (106)$$

Navržený řetězový převod vyhovuje, neboť pevnost řetězu není překonána. Při použití dodatečně montovaného nástavce jsou bezpečnosti nižší oproti hodnotám uváděným v příslušných normách. Při použití nástavce vychází také větší tahová síla v řetězu a výpočtový tlak v kloubu řetězu, což vede k prodlužování řetězu. Pro danou aplikaci jsou však bezpečnosti stále dostačující, přičemž při standardní kontrole řetězových převodů dopravníku (tj. 2x za rok) je zaručen bezproblémový provoz (prakticky ověřeno).

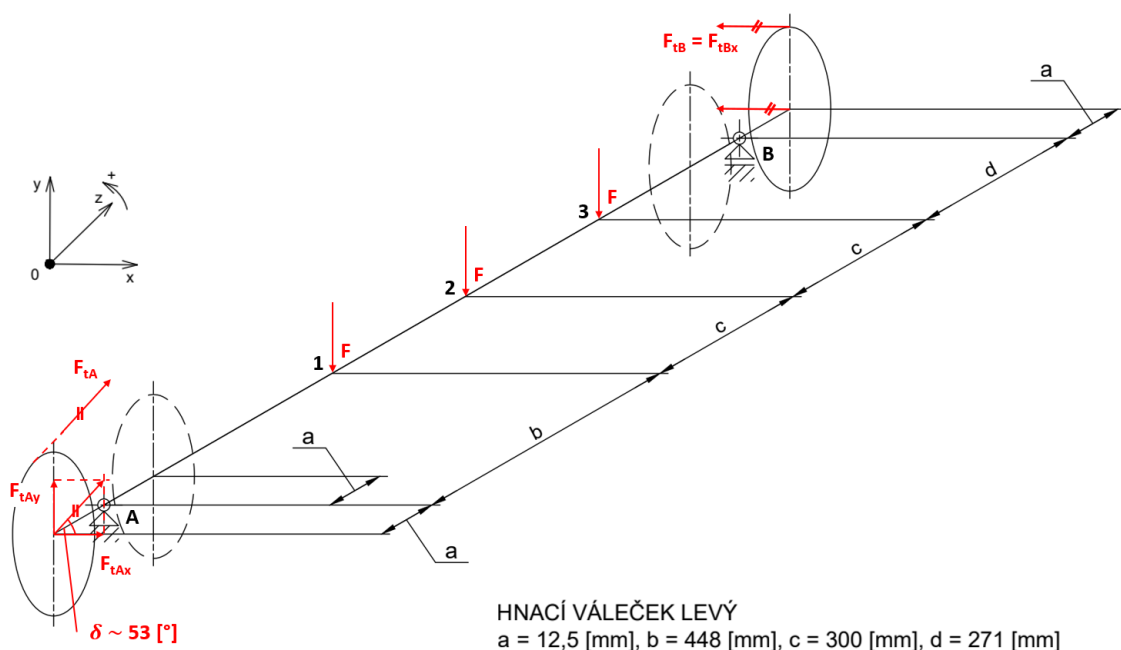
Řetězem propojený dodatečně montovaný nástavec s hnanou částí dopravníku není ve výpočtech uvažován (nejde o nejhorší možnou variantu z hlediska namáhání řetězu).

Pozn.: Výpočet řetězu podle ČSN 01 4809 (DIN 8195) uvažuje dlouhodobé použití řetězu (obvykle 10 000 provozních hodin), řetězy používané pro válečkové dopravníky se v praxi často uvažují jako spotřební materiál (řetězové převody dopravníků se konstruují především s ohledem na nejmenší možnou velikost a po dosažení příliš velkého prodloužení se řetězy vymění). Velmi často je proto možné akceptovat nižší hodnoty statické a dynamické bezpečnosti, než je vyžadováno normou.

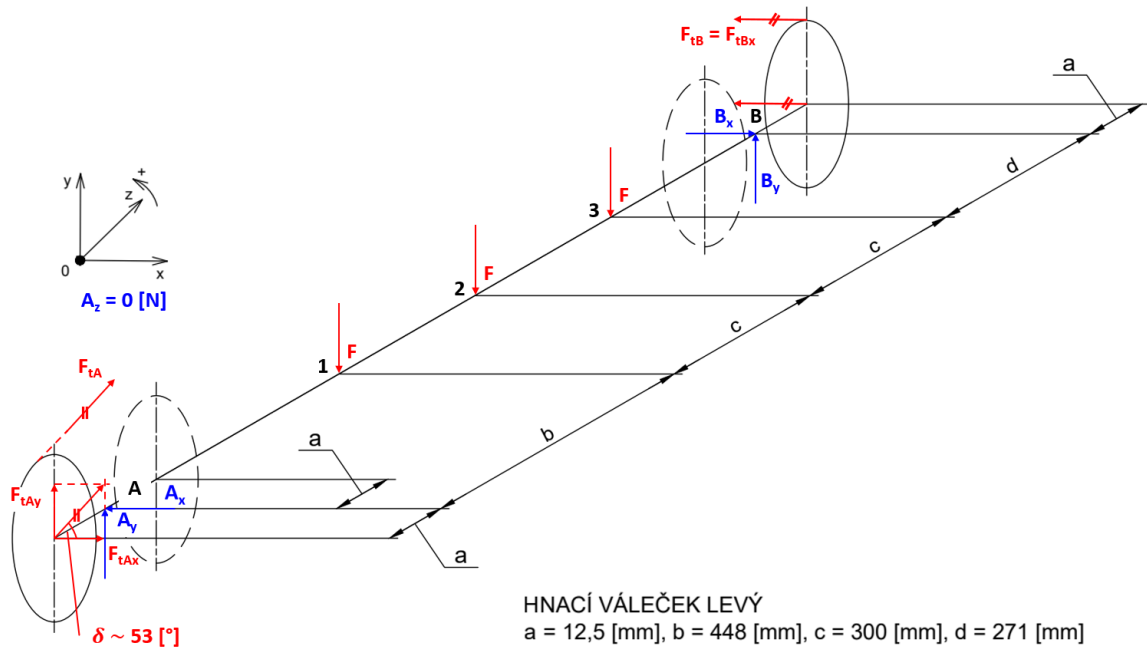
6.4.2. Pevnostní výpočet levého hnacího válečku

Kompletní kontrola válečku s pevnou osou je provedena pro potřeby společnosti „STR Praha s.r.o.“, neboť váleček je vyráběn na zakázku a výrobce („ROLL-VEN™ S.p.A.“) neposkytuje žádné detailní charakteristiky pevnostního a deformačního výpočtu válečku při jmenovitém zatížení (pouze garantuje, že váleček splňuje všechny požadavky stanovené společností „STR Praha s.r.o.“). Ze stejného důvodu je v kapitole 6.4.3 provedena i kontrola dynamické únosnosti dvojice použitých jednořadých kuličkových ložisek.

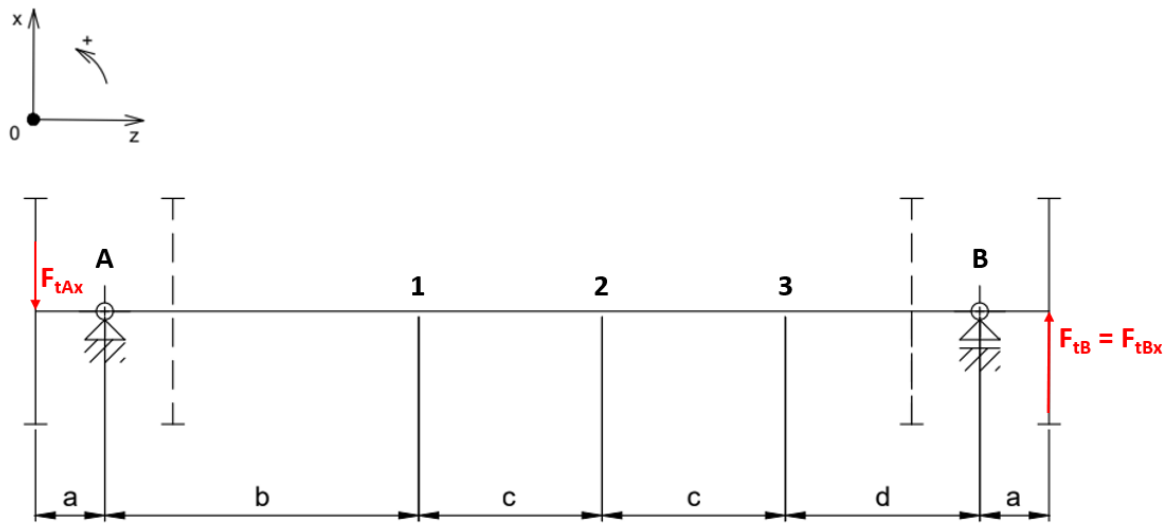
Pevnostní výpočet je proveden pouze pro nejvíce exponovaný váleček, tj. levý hnací váleček.



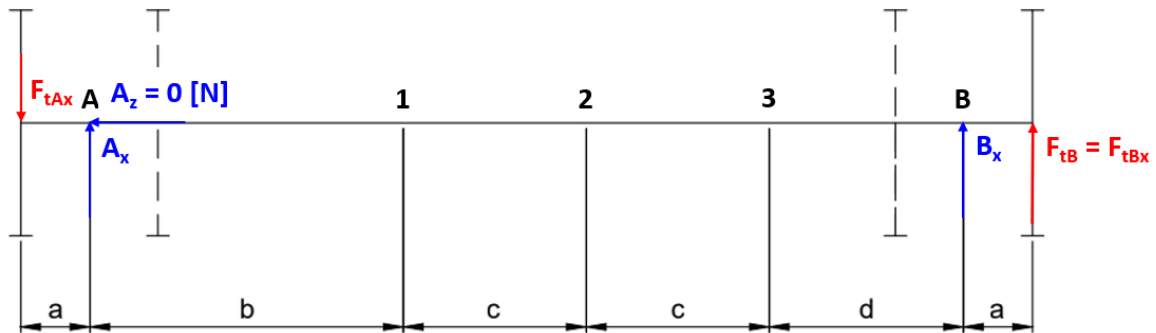
Obr. 65.: Levý hnací váleček - axonometrie. [autor]



Obr. 66.: Levý hnací váleček - axonometrie, uvolnění. [autor]



Obr. 67.: Levý hnací váleček - rovina xz. [autor]



HNACÍ VÁLEČEK LEVÝ

$a = 12,5$ [mm], $b = 448$ [mm], $c = 300$ [mm], $d = 271$ [mm]

Obr. 68.: Levý hnací váleček - rovina xz, uvolnění. [autor]

Úhel vedení řetězu pro řetězový převod u podpory A.

$$\delta = 53 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (107)$$

Složka celkové tahové síly z řezového převodu u podpory A do směru x.

$$F_{tAx} = F_t \cdot \cos \delta = 1\,257,6 \cdot \cos(53^\circ) \cong 756,8 \text{ [N]} \quad (108)$$

Složka celkové tahové síly z řetězového převodu u podpory B do směru x.

$$F_{tBx} = F_{tB} = F_t = 1\,257,6 \text{ [N]} \quad (109)$$

Rovnice rovnováhy pro směr x.

$$\sum F_{ix} : -F_{tAx} + A_x - B_x + F_{tB} = 0 \quad (110)$$

Rovnice rovnováhy pro směr z.

$$\sum F_{iz} : -A_z = 0 \quad (111)$$

Momentová rovnice rovnováhy k podpoře A.

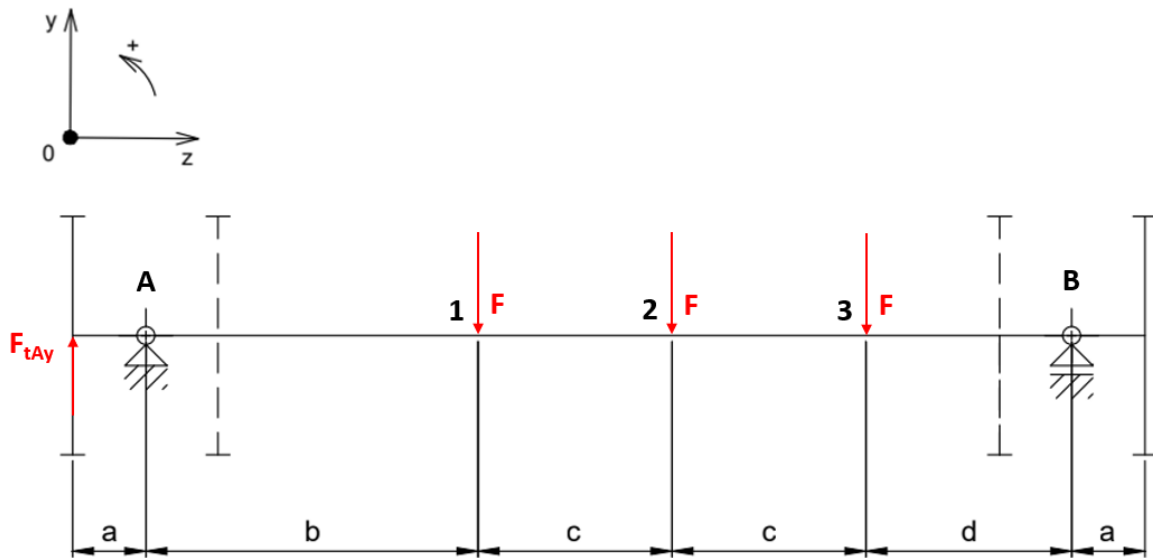
$$\sum M_{iA} : F_{tAx} \cdot a - B_x \cdot (b + 2 \cdot c + d) + F_{tBx} \cdot (b + 2 \cdot c + d + a) = 0 \quad (112)$$

Složka reakce v podpoře B do směru x.

$$\begin{aligned}
 B_x &= \frac{F_{tAx} \cdot a + F_{tBx} \cdot (b + 2 \cdot c + d + a)}{b + 2 \cdot c + d + a} = \\
 &= \frac{756,8 \cdot 12,5 + 1\,004,4 \cdot (448 + 2 \cdot 300 + 271 + 12,5)}{448 + 2 \cdot 300 + 271} \cong 1\,276,7 \text{ [N]} \quad (113)
 \end{aligned}$$

Složka reakce v podpoře A do směru x.

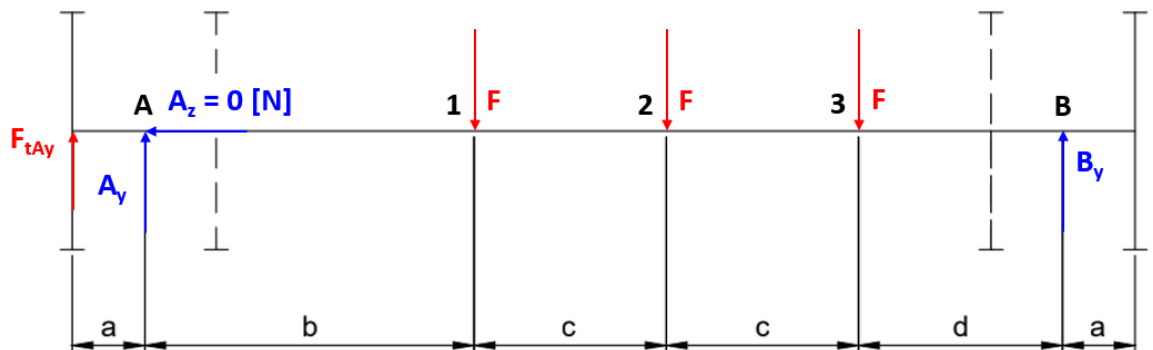
$$A_x = F_{tAx} + B_x - F_{tBx} = 756,8 + 1\,276,7 - 1\,257,6 = 775,9 \text{ [N]} \quad (114)$$



HNACÍ VÁLEČEK LEVÝ

$a = 12,5$ [mm], $b = 448$ [mm], $c = 300$ [mm], $d = 271$ [mm]

Obr. 69.: Levý hnací váleček - rovina yz. [autor]



HNACÍ VÁLEČEK LEVÝ

$a = 12,5$ [mm], $b = 448$ [mm], $c = 300$ [mm], $d = 271$ [mm]

Obr. 70.: Levý hnací váleček - rovina yz, uvolnění. [autor]

Složka celkové tahové síly z řezového převodu u podpory A do směru y.

$$F_{tAy} = F_t \cdot \sin \delta = 1\,257,6 \cdot \sin(53^\circ) \cong 1\,004,4 \text{ [N]} \quad (115)$$

Rovnice rovnováhy pro směr y.

$$\sum F_{iy} : F_{tAy} + A_y - 3 \cdot F + B_y = 0 \quad (116)$$

Rovnice rovnováhy pro směr z.

$$\sum F_{iz} : -A_z = 0 \quad (117)$$

Momentová rovnice rovnováhy k podpoře A.

$$\sum M_{iA} : -F_{tAy} \cdot a - F \cdot b - F \cdot (b + c) - F \cdot (b + 2 \cdot c) + B_y \cdot (b + 2 \cdot c + d) = 0 \quad (118)$$

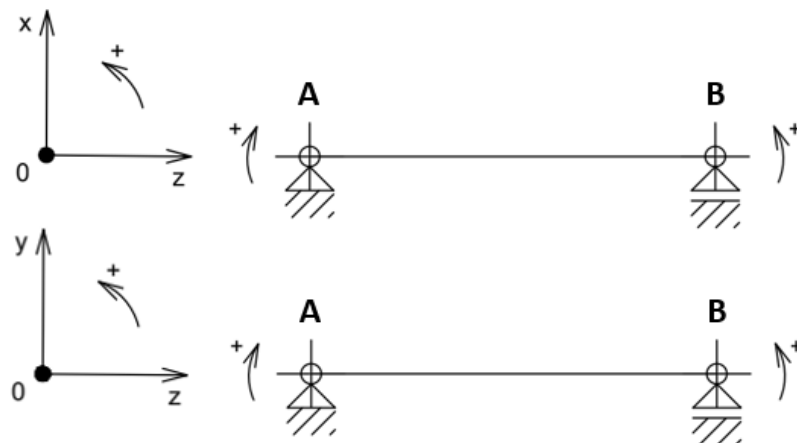
Složka reakce v podpoře B do směru y.

$$\begin{aligned}
 B_y &= \frac{F_{tAy} \cdot a + F \cdot b + F \cdot (b + c) + F \cdot (b + 2 \cdot c)}{b + 2 \cdot c + d} = \\
 &= \frac{1\,004,4 \cdot 12,5 + 1\,971,8 \cdot (448 + 300) + 1\,971,8 \cdot (448 + 2 \cdot 300)}{448 + 2 \cdot 300 + 271} \cong \\
 &\cong 3\,364,1 \text{ [N]}
 \end{aligned} \quad (119)$$

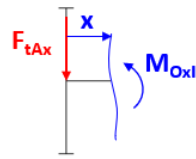
Složka reakce v podpoře A do směru y.

$$A_y = 3 \cdot F - F_{tAy} - B_y = 3 \cdot 1\,971,8 - 1\,004,4 - 3\,364,1 \cong 1\,546,9 \text{ [N]} \quad (120)$$

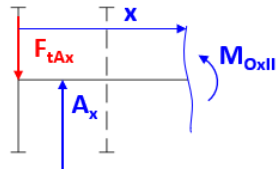
Ohybové momenty pro jednotlivá kontaktní místa palety s válečkem a ohybové momenty v dalších důležitých místech jsou určeny metodou řezu.



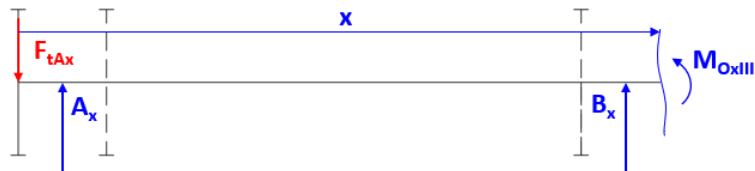
Obr. 71.: Levý hnací váleček - metoda řezu, kladné smysly. [autor]



I) $x \in (0; a)$



II) $x \in (a; a + b + 2 \cdot c + d)$



III) $x \in (a + b + 2 \cdot c + d; a + b + 2 \cdot c + d + a)$

Obr. 72.: Levý hnací váleček - rovina xz, metoda řezu. [autor]

Ohybové momenty v rovině xz pro řezy v oblasti I.

$$M_{OxI} \Big|_{x=0} = F_{tAx} \cdot x = 756,8 \cdot 0 = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (121)$$

$$M_{OxI} \Big|_{x=a} = -F_{tAx} \cdot x = 756,8 \cdot 12,5 \cong -9\,460,5 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (122)$$

Ohybové momenty v rovině xz pro řezy v oblasti II.

$$\begin{aligned} M_{OxII} \Big|_{x=a} &= -F_{tAx} \cdot x + A_x \cdot (x - a) = \\ &= 756,8 \cdot 12,5 + 775,9 \cdot (12,5 - 12,5) \cong -9\,460,5 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \end{aligned} \quad (123)$$

$$\begin{aligned} M_{OxII} \Big|_{x=a+b} &= -F_{tAx} \cdot x + A_x \cdot (x - a) = \\ &= -756,8 \cdot (12,5 + 514) + 775,9 \cdot (12,5 + 448 - 12,5) = -907,9 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \end{aligned} \quad (124)$$

$$\begin{aligned}
 M_{OxII} \Big|_{x=a+b+c} &= -F_{tAx} \cdot x + A_x \cdot (x - a) = \\
 &= -756,8 \cdot (12,5 + 448 + 300) + 775,9 \cdot (12,5 + 448 + 300 - 12,5) \cong \\
 &\cong 4\,819,3 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{125}$$

$$\begin{aligned}
 M_{OxII} \Big|_{x=a+b+2 \cdot c} &= -F_{tAx} \cdot x + A_x \cdot (x - a) = \\
 &= -756,8 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300) + 775,9 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 - 12,5) \cong \\
 &\cong 10\,546,4 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{126}$$

$$\begin{aligned}
 M_{OxII} \Big|_{x=a+b+2 \cdot c+d} &= -F_{tAx} \cdot x + A_x \cdot (x - a) = \\
 &= -756,8 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271) \\
 &+ 775,9 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271 - 12,5) \cong 15\,720 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{127}$$

Ohybové momenty v rovině xz pro řezy v oblasti III.

$$\begin{aligned}
 M_{OxIII} \Big|_{x=a+b+2 \cdot c+d} &= A_x \cdot (x - a) - B_x \cdot (x - a - b - 2 \cdot c - d) \\
 -F_{tAx} \cdot x &= 775,9 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271 - 12,5) \\
 -1\,276,7 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271 - 12,5 - 448 - 2 \cdot 300 - 271) \\
 -756,8 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271) &\cong 15\,720 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{128}$$

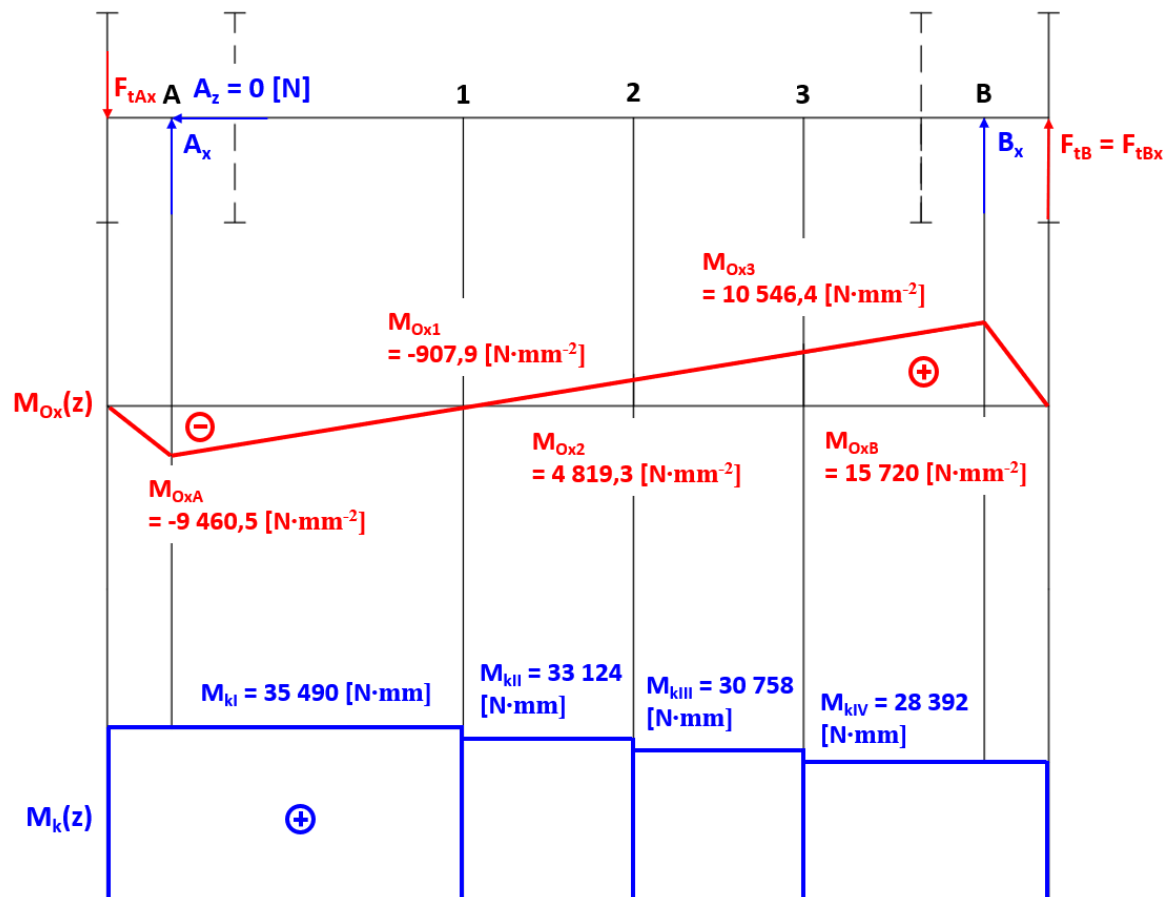
$$\begin{aligned}
 M_{OxIII} \Big|_{x=2 \cdot a+b+2 \cdot c+d} &= A_x \cdot (x - a) - B_x \cdot (x - a - b - 2 \cdot c - d) \\
 -F_{tAx} \cdot x &= 775,9 \cdot (2 \cdot 12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271 - 12,5) \\
 -1\,276,7 \cdot (2 \cdot 12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271 - 12,5 - 448 - 2 \cdot 300 - 271) \\
 -756,8 \cdot (2 \cdot 12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271) &\cong 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{129}$$

Je nutné, aby byla zajištěna distribuce výkonu, tj. kroutícího momentu, z elektropřevodovky až na poslední hnaný váleček. Levý hnací váleček je zatížen kroutícím momentem, který lze určit podle vztahu.

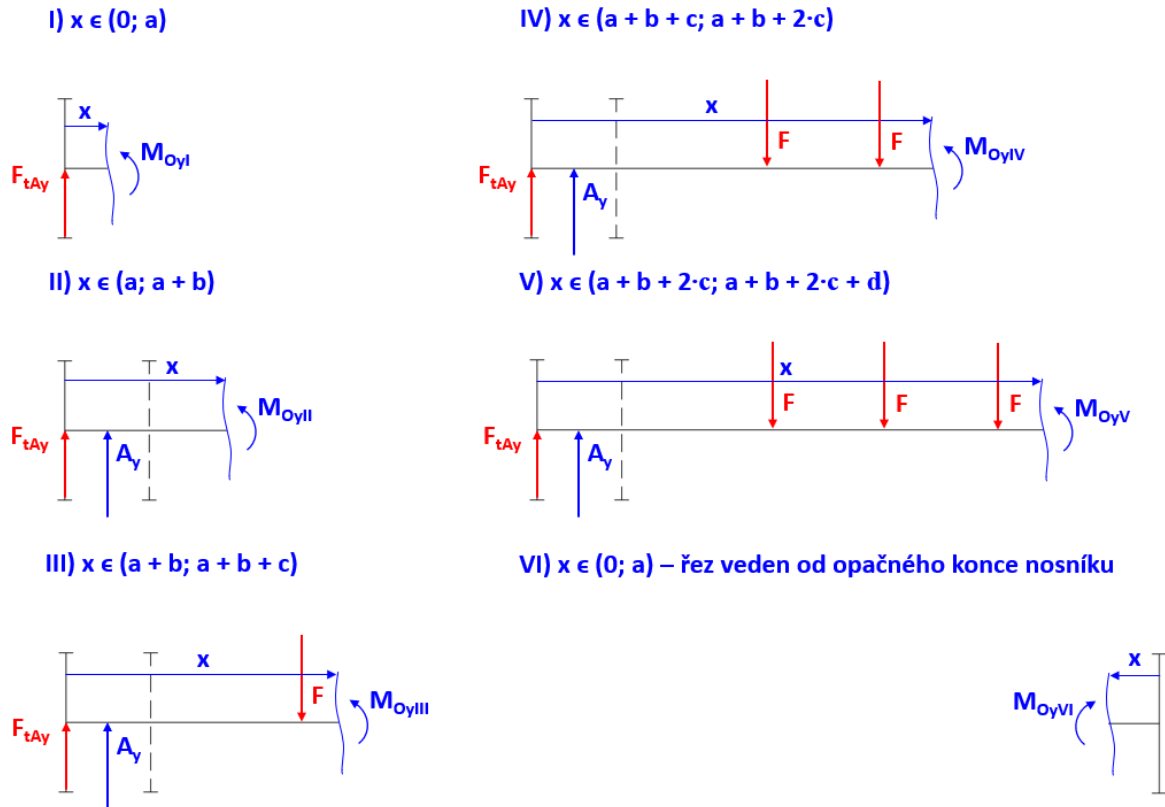
$$M_k = M_{1V} \cdot k_{vMIN} = 7\,098 \cdot 5 = 35\,490 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \tag{130}$$

Distribuoovaný kroutící moment je postupně odebírán v kontaktních místech palety s válečkem (místa 1, 2, 3 viz Obr. 73), přičemž každé kontaktní místo palety s válečkem znamená pokles dále distribuovaného kroutícího momentu o hodnotu.

$$M_{k3} = \frac{M_{1V}}{3} = \frac{7\,098}{3} = 2\,366 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \tag{131}$$



Obr. 73.: Levý hnací váleček - rovina xz, grafické znázornění výsledků. [autor]



Obr. 74.: Levý hnací váleček - rovina yz, metoda řezu. [autor]

Ohybové momenty v rovině yz pro řezy v oblasti I.

$$M_{OyI} \Big|_{x=0} = F_{tAy} \cdot x = 1\,004,4 \cdot 0 \cong 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (132)$$

$$M_{OyI} \Big|_{x=a} = F_{tAy} \cdot x = 1\,004,4 \cdot 12,5 \cong 12\,554,6 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (133)$$

Ohybové momenty v rovině yz pro řezy v oblasti II.

$$\begin{aligned} M_{OyII} \Big|_{x=a} &= F_{tAy} \cdot x + A_y \cdot (x - a) = \\ &= 1\,004,4 \cdot 12,5 + 1\,546,9 \cdot (12,5 - 12,5) \cong 12\,554,6 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \end{aligned} \quad (134)$$

$$\begin{aligned} M_{OyII} \Big|_{x=a+b} &= F_{tAy} \cdot x + A_y \cdot (x - a) = \\ &= 1\,004,4 \cdot (12,5 + 448) + 1\,546,9 \cdot (12,5 + 448 - 12,5) \cong \\ &\cong 1\,155\,534 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \end{aligned} \quad (135)$$

Ohybové momenty v rovině yz pro řezy v oblasti III.

$$\begin{aligned}
 M_{OyIII} \Big|_{x=a+b} &= F_{tAy} \cdot x + A_y \cdot (x-a) - F \cdot (x-a-b) = \\
 &= 1\,004,4 \cdot (12,5 + 448) + 1\,546,9 \cdot (12,5 + 448 - 12,5) \\
 &- 1\,971,8 \cdot (12,5 + 448 - 12,5 - 448) \cong 1\,155\,534 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{136}$$

$$\begin{aligned}
 M_{OyIII} \Big|_{x=a+b+c} &= F_{tAy} \cdot x + A_y \cdot (x-a) - F \cdot (x-a-b) = \\
 &= 1\,004,4 \cdot (12,5 + 448 + 300) + 1\,546,9 \cdot (12,5 + 448 + 300 - 12,5) \\
 &- 1\,971,8 \cdot (12,5 + 448 + 300 - 12,5 - 448) \cong 1\,329\,379 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{137}$$

Ohybové momenty v rovině yz pro řezy v oblasti IV.

$$\begin{aligned}
 M_{OyIV} \Big|_{x=a+b+c} &= \\
 &= F_{tAy} \cdot x + A_y \cdot (x-a) - F \cdot (x-a-b) - F \cdot (x-a-b-c) = \\
 &= 1\,004,4 \cdot (12,5 + 448 + 300) + 1\,546,9 \cdot (12,5 + 448 + 300 - 12,5) + \\
 &- 1\,971,8 \cdot (12,5 + 448 + 300 - 12,5 - 448) - 1\,971,8 \\
 &\cdot (12,5 + 448 + 300 - 12,5 - 448 - 300) \cong 1\,329\,379 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{138}$$

$$\begin{aligned}
 M_{OyIV} \Big|_{x=a+b+2 \cdot c} &= \\
 &= F_{tAy} \cdot x + A_y \cdot (x-a) - F \cdot (x-a-b) - F \cdot (x-a-b-c) = \\
 &= 1\,004,4 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300) + 1\,546,9 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 - 12,5) \\
 &- 1\,971,8 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 - 12,5 - 448) - 1\,971,8 \\
 &\cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 - 12,5 - 448 - 300) \cong 911\,681 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{139}$$

Ohybové momenty v rovině yz pro řezy v oblasti V.

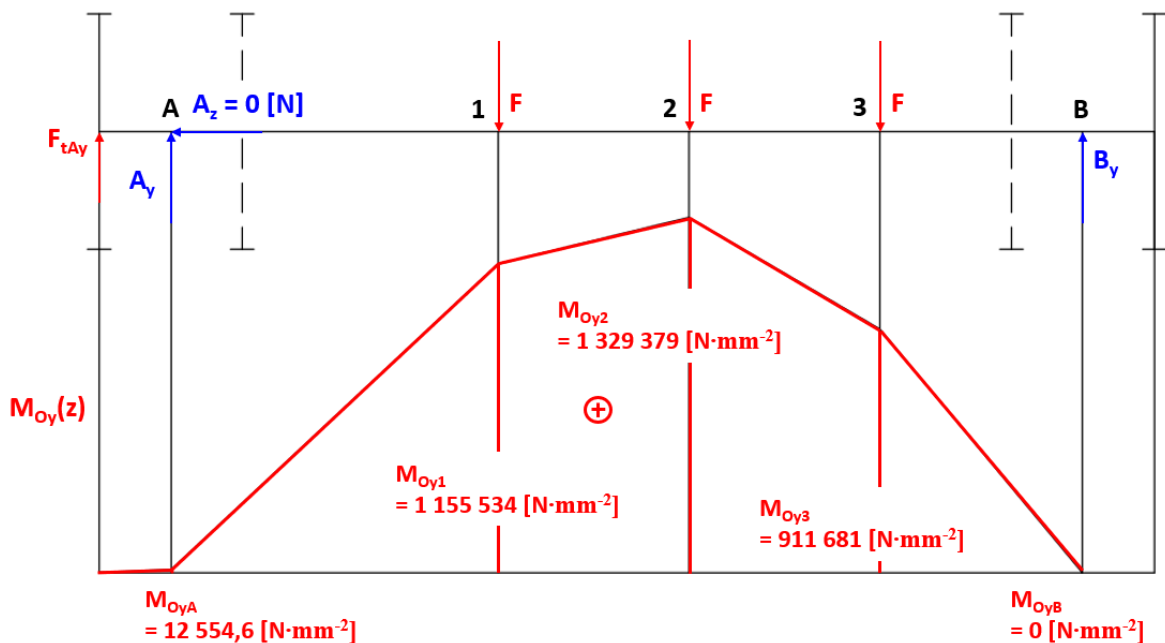
$$\begin{aligned}
 M_{OyV} \Big|_{x=a+b+2 \cdot c} &= \\
 &= F_{tAy} \cdot x + A_y \cdot (x-a) - F \cdot (x-a-b) - F \cdot (x-a-b-c) \\
 &- F \cdot (x-a-b-2 \cdot c) = 1\,004,4 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300) \\
 &+ 1\,250,9 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 - 12,5) - 1\,971,8 \\
 &\cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 - 12,5 - 448) - 1\,971,8 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 \\
 &- 12,5 - 448 - 300) - 1\,971,8 \\
 &\cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 - 12,5 - 448 - 2 \cdot 300) \cong 911\,681 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{140}$$

$$\begin{aligned}
 M_{OyV} \Big|_{x=a+b+2\cdot c+d} &= \\
 &= F_{tAy} \cdot x + A_y \cdot (x-a) - F \cdot (x-a-b) - F \cdot (x-a-b-c) \\
 &\quad - F \cdot (x-a-b-2\cdot c) = 1\,004,4 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271) \\
 &\quad + 1\,546,9 \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271 - 12,5) - 1\,971,8 \\
 &\quad \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271 - 12,5 - 448) - 1\,971,8 \cdot (12,5 + 448 \\
 &\quad + 2 \cdot 300 + 271 - 12,5 - 448 - 300) - 1\,971,8 \\
 &\quad \cdot (12,5 + 448 + 2 \cdot 300 + 271 - 12,5 - 448 - 2 \cdot 300) \cong 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned} \tag{141}$$

Ohybové momenty v rovině yz pro řezy v oblasti VI.

$$M_{OyVI} \Big|_{x=0} = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \tag{142}$$

$$M_{OyVI} \Big|_{x=a} = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \tag{143}$$



Obr. 75.: Levý hnací váleček - rovina yz, grafické znázornění výsledků. [autor]

Modul průřezu v ohybu.

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_V^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D_V} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 108^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{101}{108} \right)^4 \right] \cong 29\,078,4 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (144)$$

Redukovaný ohybový moment pro jednotlivá místa lze určit podle vztahu - HMM.

$$M_{O_{red}i} = \sqrt{M_{O_{xi}}^2 + M_{O_{yi}}^2 + 0,75 \cdot M_{ki}^2} \quad (145)$$

Redukovaná napětí pro jednotlivá místa lze určit podle vztahu.

$$\sigma_{red_i} = \frac{M_{O_{red}i}}{W_o} \quad (146)$$

Modul pružnosti ve smyku.

$$G = 80\,000 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]} \quad (147)$$

Dovolené napětí.

$$\sigma_D = 80 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]} \quad (148)$$

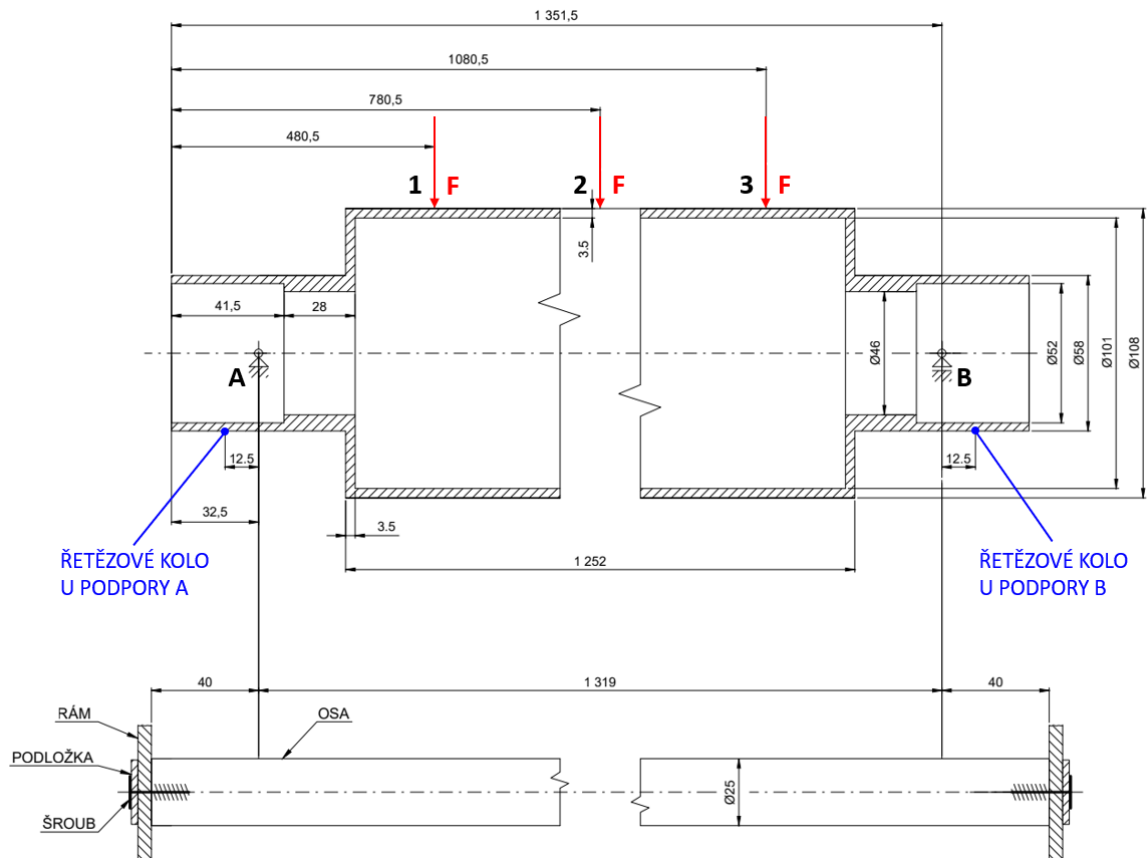
Pevnostní podmínka.

$$\sigma_{red} < \sigma_D \quad (149)$$

Tab.: 6 Výsledky a zhodnocení pevnostní kontroly levého hnacího válečku. [autor]

Kontaktní místo palety s válečkem (souřadnice x)/napětí	1. (x = 526,5 mm)	2. (x = 826,5 mm)	3. (x = 1 126,5 mm)
$M_{O_{red}}$ [N · mm]	1 155 890,4	1 329 654,6	912 073,5
σ_{red} [N/mm ²]	39,8	45,7	31,4
σ_D [N/mm ²]	80		
Zhodnocení	vyhovuje	vyhovuje	vyhovuje

Pevnostní výpočet a ověření ohybové a torzní tuhosti levého hnacího válečku bylo provedeno v softwaru „MITCalc“ (viz Příloha 2).



Obr. 76.: Levý hnací váleček - model pro pevnostní výpočet v softwaru „MITCalc“. [autor]

Tab.: 7 Souhrnný přehled charakteristik ohybové a torzní tuhosti levého hnacího válečku. [autor]

Deformace	Vypočtená hodnota	Dovolená hodnota	Vztah pro určení dovolené hodnoty	Stav
y_{cmax} [mm]	0,6961	0,4397	$l_{AB}/3\ 000$ 1 319/3 000	nevyhovuje
y_{tA} [mm]	0,0216	0,04	$0,01 \cdot m_n$ 0,01 · 4	vyhovuje
y_{tB} [mm]	0,0178	0,04	$0,01 \cdot m_n$ 0,01 · 4	vyhovuje
y_1 [mm]	-0,6026	0,4397	$l_{AB}/3\ 000$ 1 319/3 000	nevyhovuje
y_2 [mm]	-0,6847	0,4397	$l_{AB}/3\ 000$ 1 319/3 000	nevyhovuje
y_3 [mm]	-0,4292	0,4397	$l_{AB}/3\ 000$ 1 319/3 000	vyhovuje
φ_{cmax} [°]	0,0132	0,336	$0,25 \cdot [^\circ/m] \cdot l_k [m]$ 0,25 · 1,344	vyhovuje
ϑ_{tA} [°]	0,0005	0,117	(3 až 7)´ (0,05 až 0,117)°	vyhovuje
ϑ_{tB} [°]	0,0013	0,117	(3 až 7)´ (0,05 až 0,117)°	vyhovuje
ϑ_1 [°]	-0,0003	0,117	(3 až 7)´ (0,05 až 0,117)°	vyhovuje
ϑ_2 [°]	-0,0002	0,117	(3 až 7)´ (0,05 až 0,117)°	vyhovuje
ϑ_3 [°]	-0,0013	0,117	(3 až 7)´ (0,05 až 0,117)°	vyhovuje

Popis veličin: y_{cmax} - maximální průhyb válečku; y_{tA} , y_{tB} - průhyby válečku v místech řetězových kol u podpory A a u podpory B; y_1 , y_2 , y_3 - průhyby válečku v kontaktních místech palety s válečkem; φ_{cmax} - nakroucení (zkroucení) hřídele; ϑ_{tA} , ϑ_{tB} - naklopení průřezu válečku v místech řetězových kol u podpory A a u podpory B; ϑ_1 , ϑ_2 , ϑ_3 - naklopení průřezu válečku v kontaktních místech palety s válečkem

Stanovení dovolené hodnoty průhybu pod řetězovým kolem bylo určeno analogicky jako pro ozubené kolo o normálovém modulu $m_n = 4$ mm. Zub použitého řetězového kola $z = 14$ zubů (pro řetěz 10B-1) odpovídá svou výškou $h_{\bar{r}} = 8,89$ mm zubu evolventního ozubeného kola s normálovým modulem $m_n = 4$ mm.

Dovolené hodnoty průhybu pod řetězovými koly.

$$y_{tA} = y_{tB} = \frac{m_n}{100} = \frac{4}{100} \cong 0,04 [mm] \quad (150)$$

Porovnání výšky zubu evolventního ozubeného kola s normálovým modulem $m_n = 4$ mm s výškou zubu řetězového kola s počtem zubů $z = 14$ pro válečkový řetěz velikosti 10B-1.

$$\begin{aligned}
 h &= h_a + h_f = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 4 = 9 \text{ [mm]} \cong h_{\text{ř}} = \frac{d_a - d_f}{2} = \\
 &= \frac{(78,724 - 60,931)}{2} \cong 8,89 \text{ [mm]}
 \end{aligned}
 \tag{151}$$

Podmínka pro analogické stanovení dovolené hodnoty průhybu řetězového kola je tedy splněna, i když tímto analogickým postupem určená dovolená hodnota je pravděpodobně zbytečně přísná.

Tab.: 8 Nakroucení levého hnacího válečku v jednotlivých místech. [autor]

Nakroucení	Vypočtená hodnota
φ_{tA} [°]	0
φ_{tB} [°]	0,0132
φ_1 [°]	0,0057
φ_2 [°]	0,0079
φ_3 [°]	0,0101
Popis veličin: φ_{tA} , φ_{tB} – nakroucení průřezů válečku v místě řetězových kol u podpory A a u podpory B; φ_1 , φ_2 , φ_3 – natočení průřezů válečku v kontaktních místech palety s válečkem.	

Pevnostní výpočet osy levého hnacího válečku je proveden s využitím softwaru „MITCalc“ (viz Příloha 3).

*Tab.: 9 Pevnostní výpočet osy levého hnacího válečku.
[převzato a upraveno 43]*

Veličina	Vypočtená hodnota
R_1 [N]	1 735,1
R_2 [N]	3 593,8
y_{\max} [mm]	0,18
$M_{O_{\max}}$ [N·mm]	136 730
$\sigma_{O_{\max}}$ [N·mm ⁻²]	89,1
Popis veličin: R_1 , R_2 - reakce ve vetknutí osy válečku; y_{\max} - maximální průhyb osy válečku; $M_{O_{\max}}$ - maximální ohybový moment osy válečku; $\sigma_{O_{\max}}$ - maximální ohybové napětí osy válečku.	

Trubka a osa levého hnacího válečku vyhovují. Maximální průhyb a průhyb trubky válečku v kontaktních místech 1 a 2 palety s válečkem jsou větší než dovolená hodnota průhybu. Dřevěná paleta s nákladem plechu má však také schopnost deformovat se a přizpůsobit se tak povrchům nosných deformovaných plášťů válečků.

Propojený dodatečně montovaný nástavec s hnanou částí dopravníku není ve výpočtech uvažován, paleta je v jednom okamžiku při přejezdu z dodatečně montovaného nástavce na dopravník s hnanými válečky až na 6 válečcích. Zatížení od naložené palety je v takovém případě lépe rozloženo, levý hnací váleček je v malém časovém úseku více namáhán z hlediska krutu v případě, že i nosné válečky nástavce jsou poháněné. Vzhledem k případně nižším hodnotám průhybů a nepatrně vyšším hodnotám nakroucení (zkrotu) není třeba provádět kontrolu pro tento stav. Po přejetí palety z nástavce na hlavní dopravník, kdy naložená paleta bude zatěžovat pouze 5 hnaných válečků, bude kontrolní výpočet levého hnacího válečku odpovídat výše uvedeným výpočtům v kapitole 6.4.2.

6.4.3. Kontrola ložisek levého hnacího válečku

Počítáno je pouze více zatížené ložisko (ložisko v podpoře B).

Typ ložiska válečku 6205 - podle informací od výrobce válečku („ROLL-VEN™ S.p.A.“). Subdodavatel Schaeffler (FAG).

Základní dynamická únosnost ložiska.

$$C = 14,9 \text{ [kN]} \quad (152)$$

Požadovaná základní trvanlivost ložiska.

$$L_{10h} = 20\,000 \text{ [h]} \quad (153)$$

Požadovaná základní trvanlivost ložiska.

$$L_{10N} = \frac{L_{10h} \cdot n_{MAX} \cdot 60}{10^6} = \frac{20\,000 \cdot 26,5 \cdot 60}{10^6} = 31,8 \text{ [} 10^6 \text{ cyklů]} \quad (154)$$

Konstanta pro výpočet skutečné trvanlivosti ložiska,

$$\left(\frac{C}{F}\right)^{m_L} = L_{10N} \quad (155)$$

případně.

$$\left(\frac{C}{P_r}\right)^{m_L} = L_{10N} \quad (156)$$

Výsledná radiální reakce na ložisko v podpoře B.

$$B_r = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{1\,276,7^2 + 3\,364,1^2} \cong 3\,598,2 \text{ [N]} \quad (157)$$

Ekvivalentní zatížení ložiska.

$$P_r = X \cdot F_{RADIÁLNÍ} + Y \cdot F_{AXIÁLNÍ} = 1 \cdot F_{RADIÁLNÍ} = B_r \cong 3\,598,2 \text{ [N]} \quad (158)$$

Skutečná trvanlivost ložiska.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{m_L} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{MAX}} = \left(\frac{14\,900}{3\,598,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 26,5} \cong 44\,658,7 \text{ [h]} \quad (159)$$

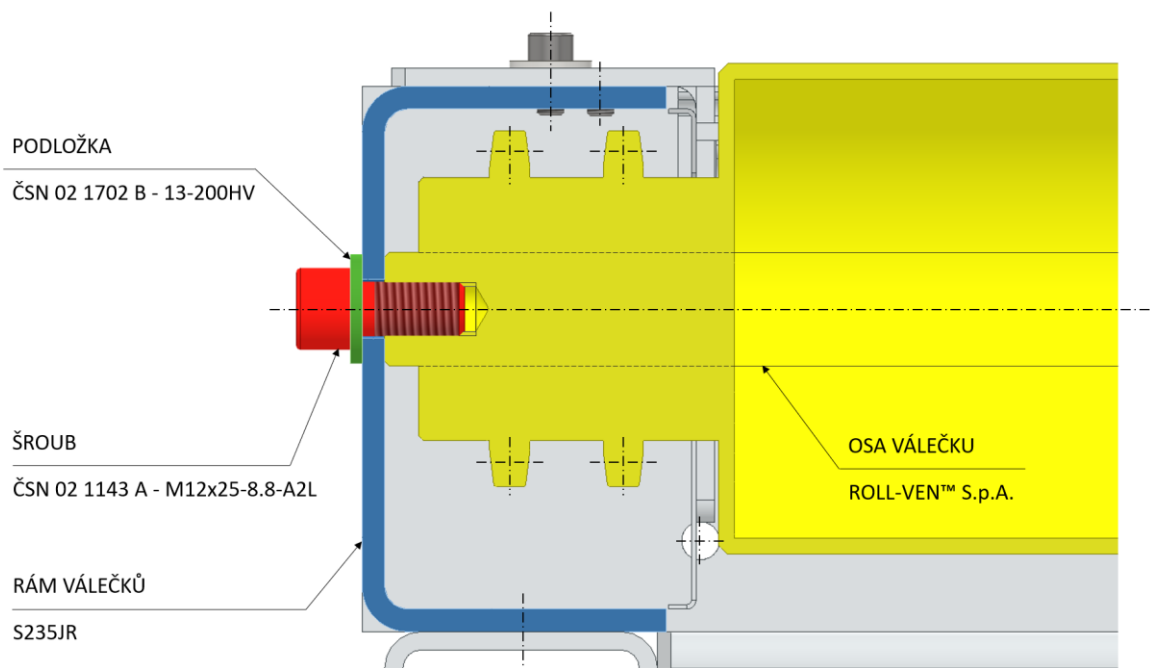
Podmínka požadované základní trvanlivosti ložiska – splněna.

$$44\,658,7 \text{ [h]} = L_{10hVYPOČÍTANÁ} > L_{10hPOŽADOVANÁ} = 20\,000 \text{ [h]} \quad (160)$$

Použitá jednořadá kuličková ložiska 6205 vyhovují podmínce minimální požadované trvanlivosti ložiska.

6.4.4. Šroubový spoj osa válečku - rám

Osa každého válečku je u reálné konstrukce dopravníku na obou koncích připevněna k podélným nosníkům rámu dvojicí šroubů M12 pevnostní třídy 8.8 viz Obr. 77. Jedná se o svěrný spoj, kde šroubový spoj utažený na předepsané osově předpětí F_o (Q_o) přenáší třením pouze příčnou sílu F_r . Vzhledem ke skutečnosti, že se paleta s balením plechu nepřeparuje přesně ve středu válečkové dráhy, ale u jejího okraje, je příčná síla F_r určena jako větší z reakcí připadající na osu válečku (nosník) vzhledem k zatížení jednoho válečku od plně naložené palety a vlastní hmotnosti válečku. Kontrolní výpočet šroubového spoje byl proveden s využitím programu „MITCalc“ podle standardu VDI 2230 a je dostupný v Příloze 4. Při výpočtu bylo uvažováno statické zatížení šroubového spoje a relaxace osově předpětí (sednutí spoje) po montáži. Vlivy přídatného ohybového namáhání a zvýšené provozní teploty uvažovány nebyly. S ohledem na výsledky kontrolního výpočtu šroubového spoje je doporučeno použít šrouby M12 třídy pevnosti 10.9 (galvanicky zinkováno).



Obr. 77.: Šroubový spoj osa válečku - rám. [autor]

Tab.: 10 Přehled zadaných parametrů pro výpočet šroubového spoje. [převzato a upraveno 43]

Maximální přenášená příčná síla F_r	3 593,8 [N]
Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí q_r	1,3 [1]
Součinitel tření v závitě μ_t	0,16 (0,14 – 0,18) [1]
Součinitel tření v dosedací ploše pod hlavou šroubu μ_c	0,14 (0,12 – 0,16) [1]
Součinitel tření mezi spojovanými plochami μ_q	0,18 [1]
Hodnota sednutí šroubového spoje pro 3 kontaktní spáry ΔL (s drsností $R_a \leq 3,2 \mu\text{m}$)	0,016 [mm]
Montážní faktor (součinitel utahování) $\alpha_A = (1,4 \text{ až } 1,6)$ (utahování s kontrolou krouticího momentu pomocí momentového klíče, nutno experimentálně ověřit utahovací moment měřením prodloužení šroubu)	1,5 [1]

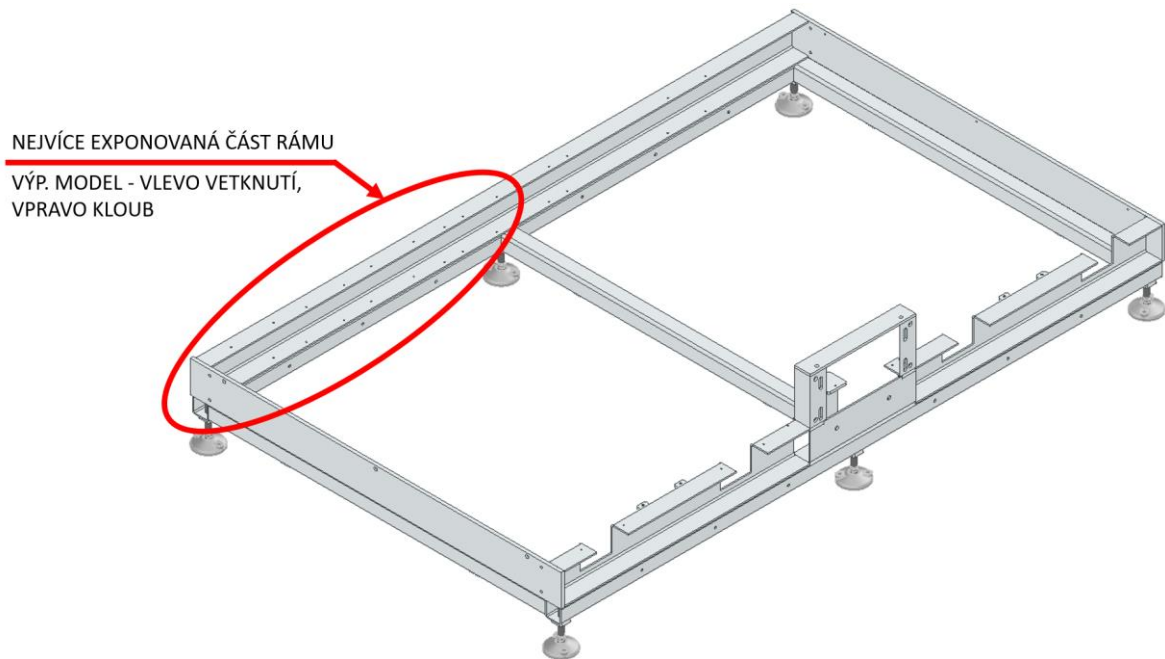
Tab.: 11 Přehled výsledků kontrolního výpočtu šroubového spoje. [převzato a upraveno 43]

Výsledná tuhost skupiny součástí přitěžovaných (šroubu) c_1	897 535,81 [N/mm]
Výsledná tuhost skupiny součástí odlehčovaných c_2	5 605 766,48 [N/mm]
Potřebné montážní předpětí spoje F_{omin}	38 334 [N]
Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje ΔF_{oL}	-12 378,64 [N]
Provozní předpětí spoje F_o'	25 955,36 [N]
Pevnostní kontrola šroubového spoje v provozním stavu	
Maximální provozní předpětí spoje $F_o'_{\text{max}}$	45 122,4 [N]
Tahové napětí v jádře šroubu od provozní osově síly σ_{max}	535,49 [N/mm ²]
Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu τ	167,06 [N/mm ²]
Výsledné redukované napětí v jádře šroubu σ_{red}	608,67 [N/mm ²]
Statická bezpečnost k mezi kluzu k_s	1,54 [1]

Tlak v dosedací ploše hlavy šroubu p_{\max} ($p_D = 760$ [MPa])	370,66 [MPa]
Pevnostní kontrola šroubového spoje v montážním stavu	
Minimální montážní předpětí F_{\min}	38 334,0 [N]
Maximální montážní předpětí F_{\max}	57 501,0 [N]
Minimální možný utahovací moment M_{\min}	75,76 [N·m]
Maximálně možný utahovací moment M_{\max}	144,21 [N·m]
Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí σ_{\max}	682,39 [N/mm ²]
Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu τ_{\max}	334,12 [N/mm ²]
Výsledné redukované napětí v jádře šroubu σ_{red}	894,74 [N/mm ²]
Mez kluzu materiálu šroubu R_e ($R_{p0,2}$)	940 [N/mm ²]

Pozn.: u reálné konstrukce se však osvědčily v provozu šrouby M12 pevnostní třídy 8.8. To je možné vysvětlit pravděpodobně skutečností, že při montáži jednotlivých válečků ve vodorovné poloze dojde ještě před utažením šroubových spojů k opření dřívků šroubů M12 x 25 v oblinách otvorů o průměru 13 mm pro šrouby v podélném nosníku rámu vlivem gravitace, a tedy přenos příčné síly F_r je pak současně realizován nejen samotným svěrným spojením, ale současně i opřením (tlakem).

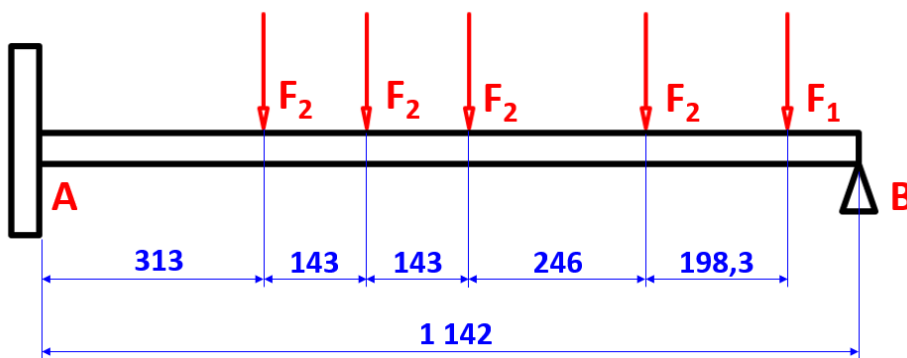
6.4.5. Kontrola tuhosti rámu



Obr. 78.: Svařenec rámu. [autor]

$$F_1 = 3\,593,8 \text{ [N]}$$

$$F_2 = 3\,587,1 \text{ [N]}$$



Obr. 79.: Výpočtový model, nejvíce exponovaná část rámu. [převzato a upraveno 43]

Pro malé deformace je možné model značně zjednodušit, neboť rám je navíc vyztužen osami válečků, příčkami a navařenými destičkami (pro stavitelné nohy a pro pojištění krycího plechu). Výpočetní model pro kontrolu rámu je zjednodušen na zleva vetknutý a zprava kloubově uložený nosník zatížený 5 osamělými silami (největší radiální reakce mezi osami válečků a rámem - F_1 pro hnací váleček, F_2 pro hnané válečky), zatížení vlastní hmotností není uvažováno. Je uvažováno zatížení ležící na ose y průřezu profilu (budou vycházet nepatrně příznivější hodnoty deformací a napětí vůči

skutečnému stavu). Výpočet nosníku je proveden v softwaru „MITCalc“ (viz Příloha 6). Průřezové charakteristiky složeného nosníku jsou určeny s pomocí programu „MITCalc“ (viz Příloha 5), přičemž kruhové otvory pro osy válečku a pro připevnění pojistek krycího plechu nejsou uvažovány (lze zanedbat).

Tab.: 12 Průřezové charakteristiky nosníku po zjednodušení. [převzato a upraveno 43]

Plocha profilu A	2 078 [mm ²]
Moment setrvačnosti I _x	6 837 071,96 [mm ⁴]
Průřezový modul v ohybu pro tažená vlákna S _{x+}	71 996,53 [mm ³]
Průřezový modul v ohybu pro stlačovaná vlákna S _{x-}	85 424,86 [mm ³]

Tab.: 13 Výsledky analytického výpočtu nosníku. [převzato a upraveno 43]

Reakce ve vetknutí R1	10 261,4 [N]
Reakce v kloubu R2	7 680,8 [N]
Ohybový moment ve vetknutí M _o	2 916,2 [N·m]
Maximální průhyb nosníku y _{max}	0,12 [mm]
Maximální ohybové napětí pro tažená vlákna σ _{TAH}	40,5 [N/mm ²]
Maximální ohybové napětí pro stlačovaná vlákna σ _{TLAK}	34,1 [N/mm ²]

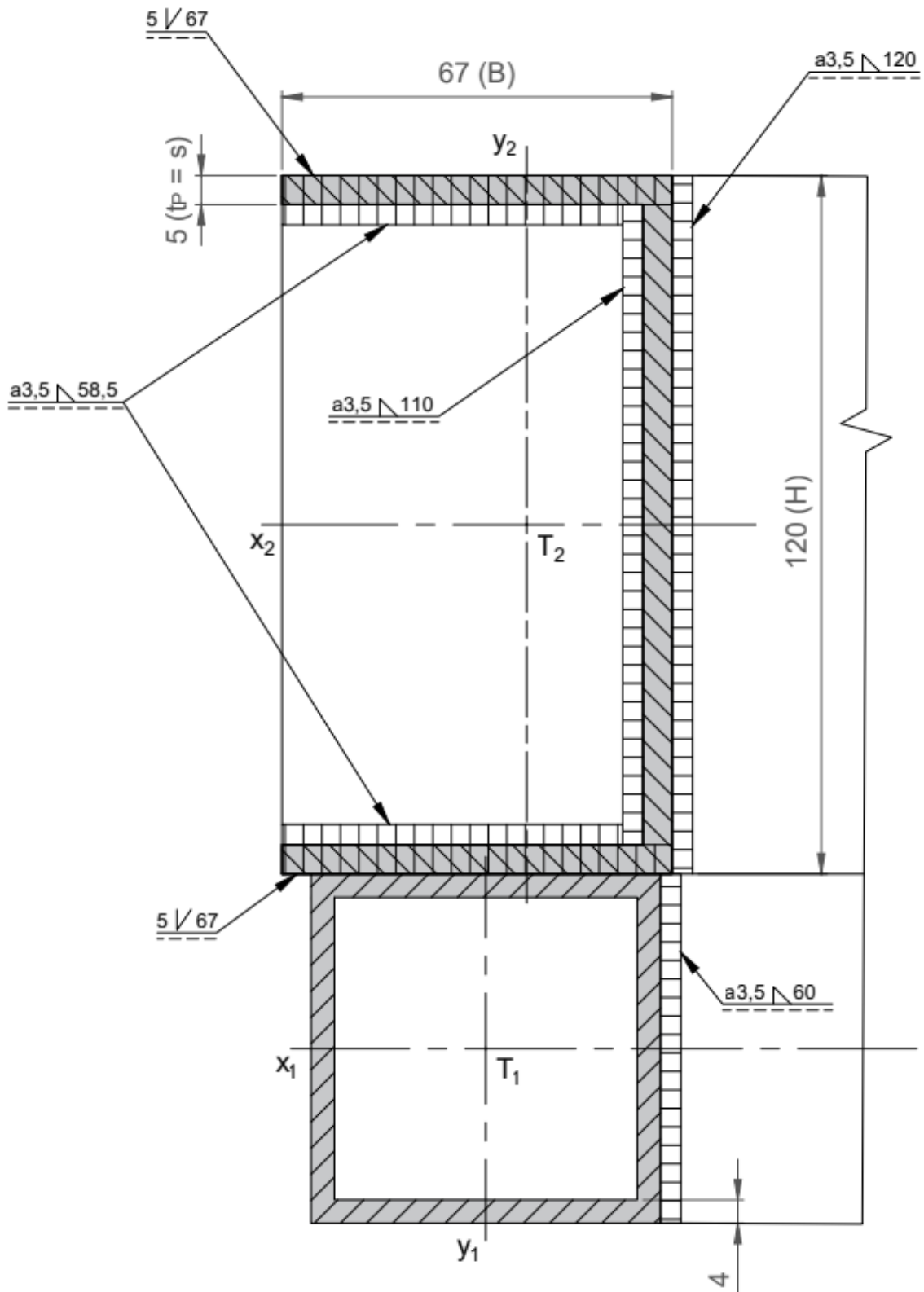
Výpočetní model pro kontrolu tuhosti rámu je značně konzervativní, neboť nosník je uvažován jako vetknutý na levém konci (kombinovaný svar připojení nosníku k čelní desce rámu bude namáhán smykem a ohybem) a na opačném konci je uvažována kloubová podpěra. Výsledky odpovídají teorii pružnosti a pevnosti, kdy největší deformace nosníku odpovídá rozmístění vnějších působících sil. Ve spodní části složeného profilu lze očekávat deformaci podle analytického výpočtu z programu „MITCalc“ (viz Příloha 6), přičemž celý rám se poddá. V horní části složeného profilu lze očekávat nepatrně vyšší hodnoty deformace, které lze zanedbat, neboť se nevyskytují v nosné části řešeného profilu.

6.4.1. Pevnostní výpočet kombinovaného svaru

Kontrola pevnosti svaru je provedena podle normy ČSN 05 0120 „Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí“. Je zde kontrolován pouze kombinovaný svar, který je použit pro nosný spoj podélného nosníku rámu válečků profilu „C“ k čelní desce. Pro zjednodušení není uvažován výztužný vliv základu rámu se svým tupým svarem umístěným v rovině spoje. Vzhledem ke zvolenému konstrukčnímu řešení svarového spoje a ke způsobu namáhání je možné na tomto konci podélného nosníku uvažovat vetknutí, takže svarový spoj bude namáhán v tomto místě kombinací smyku a ohybu (viz Obr. 80). Šedou výplňovou barvou jsou zvýrazněny svařované profily. Pro pevnostní výpočet kombinovaného svaru jsou uvažovány reakční účinky – reakční síla a reakční moment, které byly určeny při kontrole tuhosti podélného nosníku rámu válečků s využitím programu „MITCalc“.

Při určení dovoleného napětí ve svaru σ_D pro základní materiál ocel S235JR je uvažována mez kluzu $Re = 235 \text{ N/mm}^2$.

Velikosti a délky jednotlivých použitých svarů jsou patrné rovněž z Obr. 80.



Obr. 80.: Výpočtový model kombinovaného svaru. [autor]

Součinitel anizotropie svarového spoje pro tupé svary (kolmý směr).

$$\alpha_{\perp} = 0,85 [1] \quad (161)$$

Součinitel anizotropie svarového spoje pro tupé svary (smyk).

$$\alpha_{\tau} = 0,7 [1] \quad (162)$$

Plocha průřezu tupého svaru.

$$S_T = 2 \cdot B \cdot s = 2 \cdot 67 \cdot 5 = 670 [mm^2] \quad (163)$$

Plocha průřezu koutového svaru.

$$\begin{aligned} S_K &= H \cdot a_K + (H - 2 \cdot t_P) \cdot a_K + 2 \cdot (B - t_P - a_K) \cdot a_K = 2 \cdot 67 \cdot 5 = \\ &= 120 \cdot 3,5 + 110 \cdot 3,5 + 2 \cdot 58,5 \cdot 3,5 = 1\,214,5 [mm^2] \end{aligned} \quad (164)$$

Posouzení vzájemné velikosti svarů.

$$S_T < S_K \rightarrow \frac{S_K}{S_T} > 1 \quad (165)$$

Součinitel vyjadřující podíl plochy koutového svaru.

$$\gamma = 0,3 [1] \quad (166)$$

Celková plocha kombinovaného svaru.

$$S = S_T + \gamma \cdot S_K = 670 + 0,3 \cdot 1\,214,5 = 1\,034,35 [mm^2] \quad (167)$$

Kvadratický moment plochy průřezu kombinovaného svaru.

$$\begin{aligned} J_x &= \frac{1}{12} \cdot a_K \cdot H^3 + \frac{1}{12} \cdot a_K \cdot (H - 2 \cdot t_P)^3 + \\ &+ 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot a_K^3 \cdot (B - t_P - a_K) + \left(\frac{H}{2} - t_P - \frac{a_K}{2} \right)^2 \cdot a_K \cdot (B - t_P - a_K) \right] + \\ &+ 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot B \cdot s^3 + \left(\frac{H}{2} - \frac{t_P}{2} \right)^2 \cdot s \cdot B \right] = \frac{1}{12} \cdot 3,5 \cdot 120^3 + \frac{1}{12} \cdot 3,5 \cdot 110^3 + \\ &+ 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 3,5^3 \cdot 58,5 + 53,25^2 \cdot 3,5 \cdot 58,5 \right] + 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 67 \cdot 5^3 + 57,5^2 \cdot 5 \cdot 67 \right] \cong \\ &\cong 4\,270\,372,54 [mm^4] \end{aligned} \quad (168)$$

Modul odporu průřezu kombinovaného svaru v ohybu.

$$W_o = \frac{J_x}{e} = \frac{J_x}{\frac{H}{2}} = \frac{4\,270\,372,54}{60} \cong 71\,172,88 [mm^3] \quad (169)$$

Napětí v kombinovaném svaru v ohybu (kolmé).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{|-2\,916,2|}{71\,172,88} \cong 41 [N/mm^2] \quad (170)$$

Napětí v kombinovaném svaru ve smyku.

$$\tau_s = \frac{R}{S} = \frac{10\,261,4}{1\,034,35} \cong 9,9 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (171)$$

Redukované napětí v kombinovaném svaru.

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\perp}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\parallel}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2 - \frac{\sigma_{\perp} \cdot \sigma_{\parallel}}{\alpha_{\perp} \cdot \alpha_{\parallel}} + 3 \cdot \left(\frac{\tau}{\alpha_{\tau}}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{41}{0,85}\right)^2 + 0 - 0 + 3 \cdot \left(\frac{9,9}{0,7}\right)^2} \cong 54,1 \text{ [N/mm}^2\text{]} \end{aligned} \quad (172)$$

Koeficient bezpečnosti.

$$k = (1,5 \div 2) \rightarrow 2 \text{ [1]} \quad (173)$$

Pevnostní podmínka svaru - splněna.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (174)$$

Navržený kombinovaný svar vyhovuje.

Pozn.: v praxi bývá též často v tomto případě uplatněn postup, kdy smyková síla je přenášena pouze oboustranným koutovým svarem okolo stojiny nosníku, zatímco ohybový moment je přenášen pouze kombinovanými svary v obou pásnicích nosníku.

6.5. Ekonomické zhodnocení

V Tab.: 14 jsou uvedeny pouze přibližné náklady na materiál pro výrobu 5-ti dopravníků (obvyklá velikost objednávky) s ohledem na aktuální nárůst cen polotovarů a spojovacích materiálů. Kalkulace nezahrnuje dodatečně montované prodloužení (nástavec). V úvahu je bráno minimální možné množství objednávaného materiálu (např. Feron, a.s. - celé tabule plechů a minimálně 6 m délky v případě tyčovin a profilů). Náklady jsou uvedeny v korunách českých bez DPH.

Pro účely porovnání cen a kalkulační nákladů byly využity online katalogy a technická podpora společností „Briol s.r.o.“, „Kondor, s.r.o.“, „Feron, a.s.“, „Gumex, spol. s r.o.“, „ROLL-VEN™ S.p.A.“, „Lenze, s.r.o.“, „Prumex, s.r.o.“ a „Tymoty Parts s.r.o.“.

Tab.: 14 Odhadované náklady na materiál a kupované prvky pro výrobu 5 dopravníků. [autor]

Náklady na spojovací materiál (šrouby, matice, podložky, závitové tyče, závitová pouzdra ...)	Náklady na profily (jekly, tyče, trubky, L profily...)	Náklady na plechy (včetně dělení, ohýbání, povrchových úprav, ...)	Ostatní náklady (šroubovací nohy, válečky, pohon, pojišťovací přípravky, odmašťovací přípravky, barvy svařovací drát, řetězy, ...)
cca 2.500,- Kč	cca 86.000,- Kč	cca 492.000,- Kč	cca 244.000,- Kč
Odhadované náklady na materiál a kupované prvky pro 5 dopravníků		cca 824.500,- Kč	
Odhadované náklady na materiál a kupované prvky pro 1 dopravník		cca 164.900,- Kč	

Na mzdové náklady včetně zákonných odvodů a režijních nákladů obvykle připadá cca 1,8 násobek nákladů na materiál (hrubý odhad). Pro hrubý odhad jsou **celkové náklady** na výrobu **5-ti dopravníků cca 2,308.600,- Kč** a na výrobu **1 dopravníku cca 461.670,- Kč**.

Přesnější cenová kalkulační, včetně detailních nákladů na zaměstnance, energie atd., je provedena interně zadavatelem tématu bakalářské práce.

7. Rekapitulace a shrnutí cílů

V kapitole 1 této bakalářské práce je specifikováno zadání. Zadání vychází z požadavku společnosti „STR Praha s.r.o.“ na úpravu konstrukce stávajících poháněných válečkových dopravníků pro dopravu palet s nákladem balení ocelových pocínovaných plechů k portálovým lisům podle aktuálních požadavků zákazníků (viz Obr. 81).



Obr. 81.: Současné konstrukční řešení poháněné válečkové dráhy s paletou naloženou balením pocínovaného plechu před lisem P25. [STR Praha s.r.o.]

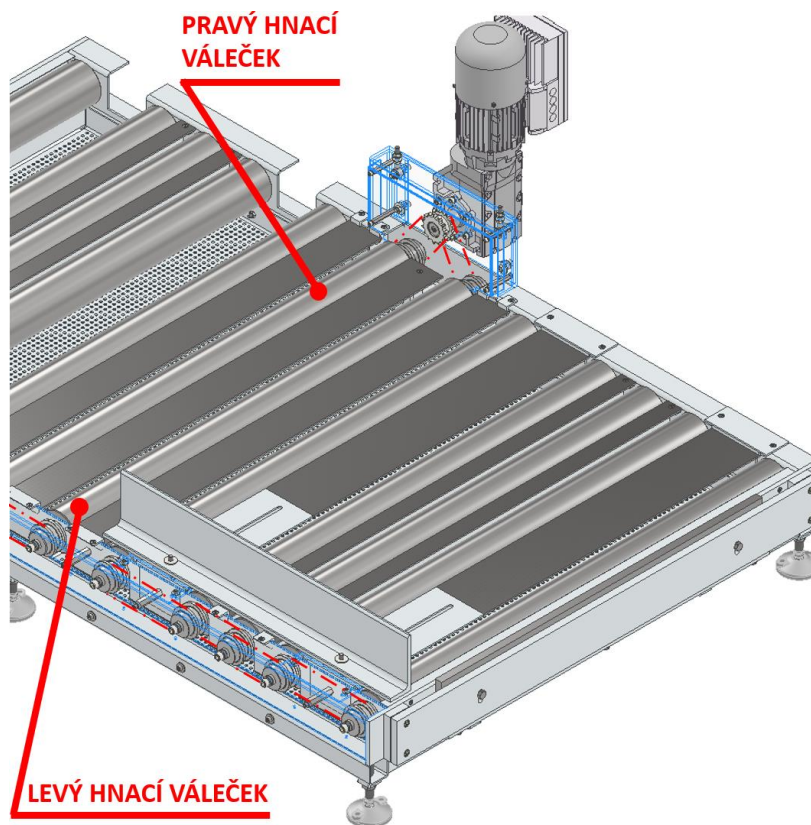
V kapitole 2 jsou pak v návaznosti na požadavky zadání vytyčeny 3 hlavní cíle této bakalářské práce.

- Navrhnout konstrukci válečkové dráhy tak, aby umožnila kdykoliv přestavbu (pohonu, dorazů, vodítek, ...) na požadovanou stranovou orientaci, tj. navrhnout univerzální provedení.
- Navrhnout konstrukci válečkové dráhy a dodatečně montovaného nástavce tak, aby bylo možné případné propojení poháněcího řetězu i na řetězová kola válečků v nástavci.
- Navrhnout jinou vhodnou variantu pohonné jednotky válečkové dráhy tak, aby stranově nevyčnívala z profilu dopravníku.

V kapitolách 3, 4 a 5 je vypracována rešerše zadané problematiky. V kapitole 3 je vypracována rešerše dopravovaných materiálů, v kapitole 4 je zpracován přehled používaných dopravníků včetně detailního popisu základních stavebních prvků válečkových dopravníků. V kapitole 5 je pak uveden přehled nejčastěji používaných pohonů dopravníků a společností, které tyto pohony nabízejí.

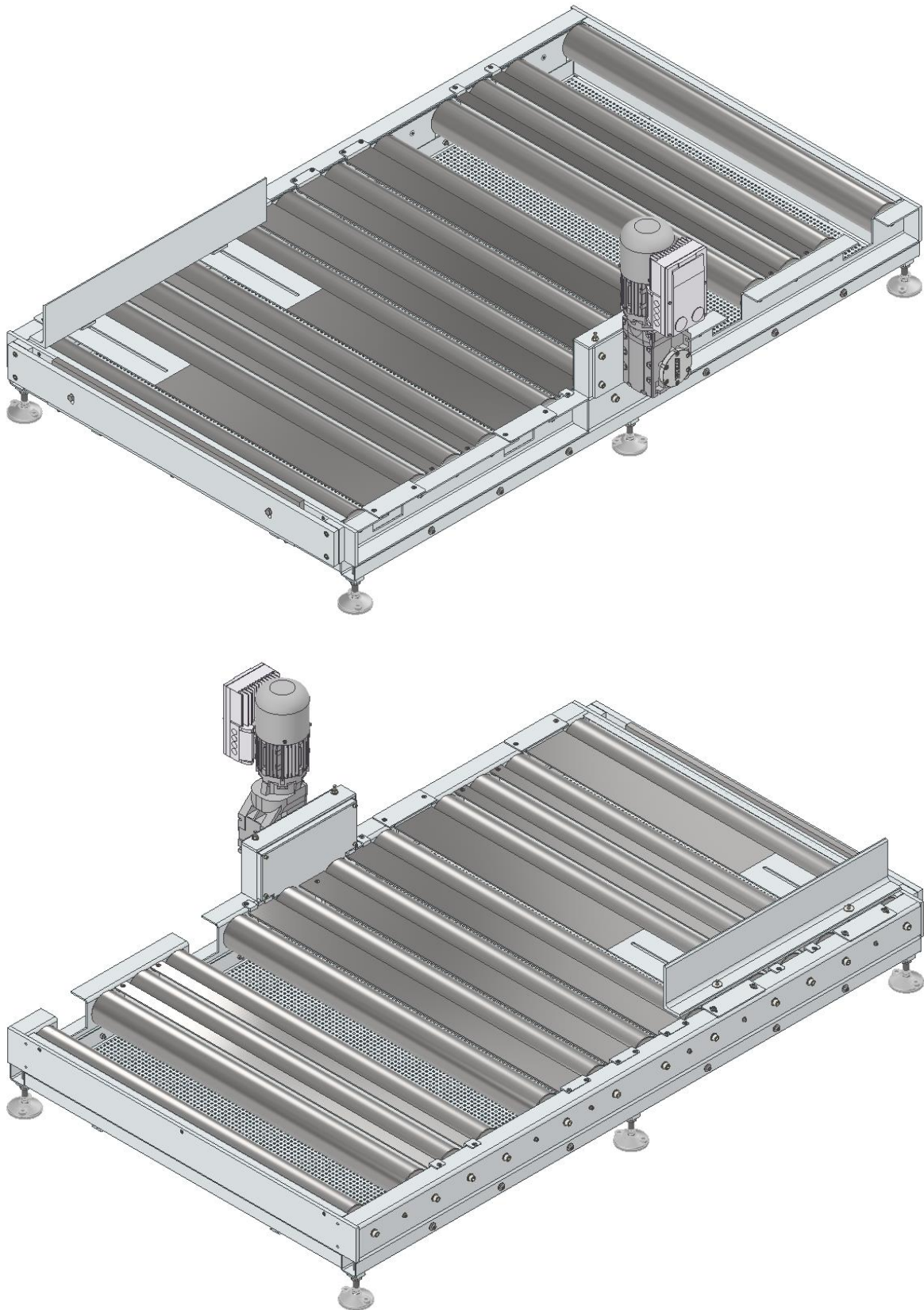
Kapitola 6 osahuje praktickou část vypracování této bakalářské práce.

Nejprve byla metodou vícekriteriální rozhodovací analýzy zvolena vhodná varianta pohonu válečků dopravníku. Hodnocení se zúčastnili dva zkušení inženýři technici v oboru konstrukce válečkových dopravníků ze společnosti „STR Praha s.r.o.“ Jako nejvýhodnější byl vyhodnocen pohon válečků řetězovým převodem s použitím článkového (válečkového) řetězu (viz Obr. 82).



Obr. 82.: Řetězový pohon a smyčky řetězu. [autor]

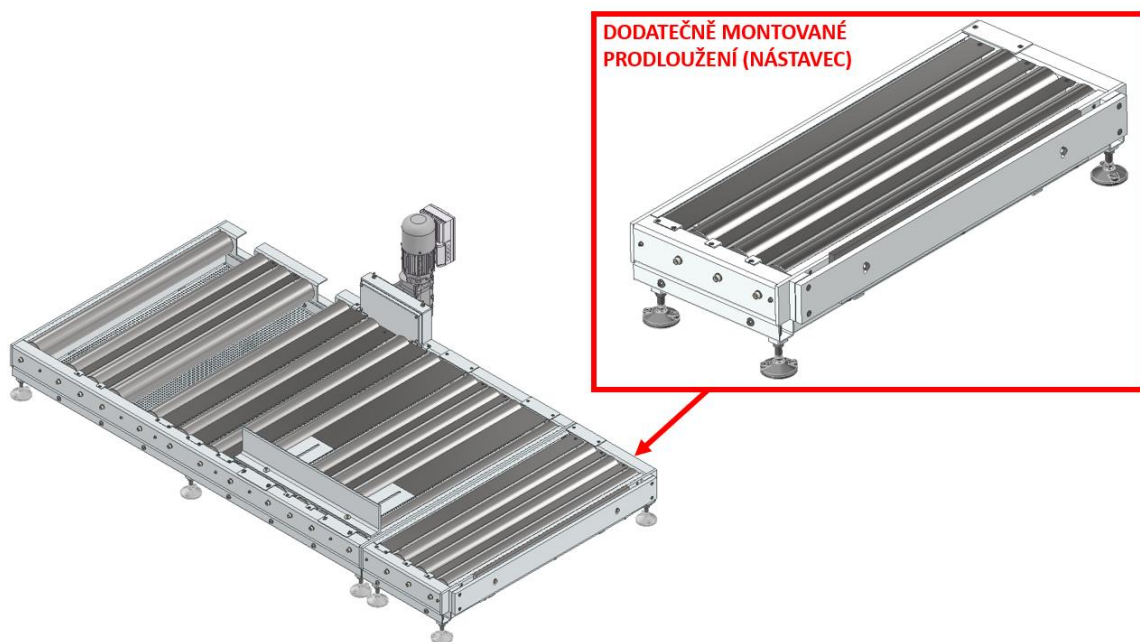
S ohledem na požadavky zadání a vytyčené cíle této bakalářské práce byl vypracován nový konstrukční návrh poháněného válečkového dopravníku včetně potřebných návrhových a kontrolních výpočtů. Nově navržené konstrukční řešení poháněného válečkového dopravníku je zobrazeno na Obr. 83.



Obr. 83.: Nové konstrukční řešení poháněného válečkového dopravníku. [autor]

Výsledné konstrukční řešení válečkového dopravníku včetně prodloužení umožňuje na přání zákazníka umístit skříň pohonu s elektropřevodovkou i přístup pro vidlice zdvihacího mechanismu naložené palety z opačné strany rámu. Navržený dopravník je opatřen stavitelnou vodící lištou a odpruženým bezpečnostním dorazem. Dopravník je opatřen bezpečnostními kryty, a tak nově navržená konstrukce dopravníku splňuje veškeré požadavky z hlediska bezpečnosti provozu.

S ohledem na požadavky zadání a vytyčené cíle této bakalářské práce byl vypracován také konstrukční návrh poháněného prodloužení válečkového dopravníku o 3 válečky (dodatečně montovaný nástavec). Prodloužení může být zhotoveno i s nepoháněnými válečky. Na Obr. 84 je poháněný dodatečně montovaný nástavec propojený s hnaným dopravníkem.



Obr. 84.: Konstrukční návrh dopravníku s dodatečně montovaným nástavcem. [autor]

Návrhové výpočty zahrnují stanovení základních parametrů poháněného válečkového dopravníku a určení velikosti potřebného výkonu hnací elektropřevodovky. Dále zde jsou navrženy parametry řetězových převodů pro pohon jednotlivých válečků.

Zvolený pohon dopravníku je sestaven z elektromotoru „m550-P80/M4“ (0,75 kW; 4,92 N·m; 1 455 min⁻¹), převodovky „g500-B240“ (výstup: 245 N·m; 27,7 min⁻¹; přev. poměr 52,51) a frekvenčního měniče „8 400 motec 0,75/400-3“. Upevnění elektropřevodovky umožňuje při montáži pomocí stavěcích šroubů vypnutí řetězového převodu.

Návrh nové konstrukční varianty poháněného válečkového dopravníku je podložen následujícími kontrolními výpočty:

- návrhovým a kontrolním výpočtem řetězového převodu (použitý řetěz 10B-1),
- kontrolou statické a dynamické pevnosti, ohybové a torzní tuhosti levého hnacího válečku a jeho osy,
- kontrolou použitých jednořadých kuličkových ložisek válečků 6205 z hlediska dynamické únosnosti,
- návrhem a kontrolou šroubového spojení osy válečku k rámu válečků dle standardu VDI 2230,
- kontrolou tuhosti podélného nosníku rámu válečků,
- kontrolou pevnosti svarového spojení podélného nosníku rámu válečků k čelní desce rámu.

Nakonec je v této kapitole provedeno i ekonomické vyhodnocení nově navržené varianty konstrukce poháněného válečkového dopravníku. S ohledem na aktuální ceny nakupovaných polotovarů a obvyklé mzdy pracovníků včetně zákonných odvodů a režijních nákladů společnosti činí výrobní náklady na jeden válečkový dopravník cca 461.670,- Kč.

V nedávné minulosti již bylo prvních 5 kusů nově navržených poháněných válečkových dopravníků vyrobeno a předáno zákazníkům (viz Obr. 85).

Všechny 3 hlavní vytyčené cíle této bakalářské práce byly splněny.



Obr. 85.: Nové konstrukční řešení, dopravník připravený k expedici pro ČR. [autor]

8. Závěr

V kapitole 1 této bakalářské práce je specifikováno zadání. Zadání vychází z požadavku společnosti „STR Praha s.r.o.“ na úpravu konstrukce stávajících poháněných válečkových dopravníků pro dopravu palet s nákladem balení ocelových pocínovaných plechů k portálovým lisům podle aktuálních požadavků zákazníků.

V kapitole 2 jsou pak v návaznosti na požadavky zadání vytyčeny 3 hlavní cíle.

- Navrhnout konstrukci válečkové dráhy tak, aby umožnila kdykoliv přestavbu (pohonu, dorazů, vodítek, ...) na požadovanou stranovou orientaci, tj. navrhnout univerzální provedení.
- Navrhnout konstrukci válečkové dráhy a dodatečně montovaného nástavce tak, aby bylo možné případné propojení poháněcího řetězu i na řetězová kola válečků v nástavci.
- Navrhnout jinou vhodnou variantu pohonné jednotky válečkové dráhy tak, aby stranově nevyčnívala z profilu dopravníku.

V kapitolách 3, 4 a 5 je vypracována rešerše zadané problematiky. V kapitole 3 je vypracována rešerše dopravovaných materiálů, v kapitole 4 je zpracován přehled používaných dopravníků včetně detailního popisu základních stavebních prvků válečkových dopravníků. V kapitole 5 je pak uveden přehled nejčastěji používaných pohonů dopravníků a společností, které tyto pohony nabízejí.

Kapitola 6 osahuje praktickou část vypracování této bakalářské práce. Nejprve zde byla metodou vícekriteriální rozhodovací analýzy zvolena vhodná varianta pohonu válečků dopravníku. Jako nejvýhodnější byl vyhodnocen pohon válečků řetězovým převodem s použitím článkového (válečkového) řetězu.

S ohledem na požadavky zadání a vytyčené cíle této bakalářské práce byl vypracován nový konstrukční návrh poháněného válečkového dopravníku. Návrh nové konstrukční varianty je podložen potřebnými návrhovými a kontrolními výpočty. Návrh byl vypracován formou 3D CAD modelu (SW „Autodesk Inventor Professional 2021“) a 2D výkresu sestavy, výpočty byly řešeny analyticky, nebo s využitím SW „MITCalc“. Dále byl také proveden návrh dodatečného prodloužení válečkového dopravníku o 3 válečky.

Výsledné konstrukční řešení válečkového dopravníku umožňuje na přání zákazníka umístit skříň pohonu s elektropřevodovkou i přístup pro vidlice zdvihacího mechanismu palety i z opačné strany rámu. Navržený dopravník je opatřen stavitelnou vodící lištou a odpruženým bezpečnostním dorazem. Dopravník je opatřen bezpečnostními kryty, a tak nově navržená konstrukce dopravníku splňuje požadavky z hlediska bezpečnosti provozu.

Nakonec je v této kapitole provedeno i ekonomické vyhodnocení nově navržené varianty konstrukce poháněného válečkového dopravníku.



V nedávné minulosti již bylo společností „STR Praha s.r.o.“ prvních 5 kusů nově navržených poháněných válečkových dopravníků vyrobeno a předáno zákazníkům v ČR.

Všechny 3 hlavní vytyčené cíle této bakalářské práce byly splněny.

SEZNAM ZKRATEK

Zkratky jsou vysvětleny v textu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] POLÁK, J.; PAVLIŠKA, J.; SLÍVA, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [2] Dopravníky, PRI-STR-01.07, Výukový text [online]. [cit. 2021-02-09]. Dostupné z: https://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-01.07_dopravniky.pdf
- [3] JEŘÁBEK, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci. Praha: ČVUT, 1989.
- [4] Sawhney Industries, Belt Conveyors – Major Uses and Applications [online]. [cit. 2021-02-09]. Dostupné z: <http://www.beltconveyors.in/blog/belt-conveyors-major-uses-applications/>
- [5] ROBOPAL s.r.o., Dopravníky – Destičkové dopravníky [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.robopal.cz/art/destickovy.jpg>
- [6] KARNATAKA CONVEYORS & SYSTEMS PVT. LTD., Floor Conveyor For Gearbox Assembly Line With Trolley [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://tiimg.tistatic.com/fp/1/695/floor-conveyor-for-gearbox-assembly-line-with-trolley-120.jpg>
- [7] SAIFI CON – FAB SYSTÉM PVT. LTD. – Conveyor Automation Solutions, I-beam Overhead Conveyor [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.saifiautomation.com/wp-content/uploads/2017/02/E-Catalogue-5.pdf>
- [8] Dürr Group, Overhead conveyors for final assembly [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.durr.com/en/products/final-assembly/conveyor-technology-for-final-assembly/overhead-conveyors>
- [9] MOTRIDAL SpA, Handling Equipment and Plants, bucket elevators – features [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.motridal.com/wp-content/uploads/2017/07/Motridal-Bucket-Elevators.pdf>
- [10] Schindler CZ, a.s., Eskalátory – Schindler 9700 pro veřejné prostory [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: https://www.schindler.com/cz/internet/cs/mobilni-reseni/produkty/eskalatory/schindler-9700/_jcr_content/bottomPar/downloadlist/downloadList/68_1526650839083.download.asset.68_1526650839083/schindler-9700-en-version.pdf

- [11] PAŠTĚKA, M.: REDLERY – REDLER CONVEYORS. Brno: BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2014.
- [12] SE-MI Technology, a.s., Fotogalerie - Hřeblové dopravníky [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.se-mi.cz/fotogalerie/zarizeni-doludulni-technika/horizontalni-doprava/hreblve-dopravniky/>
- [13] Kulinowski, P.: Przenośnik zgrzebłowy - Przenośniki Redlera [online]. [cit. 2021-02-11]. Krakow: AGH University of Science and Technology. Dostupné z: <http://www.kmg.agh.edu.pl/Dydaktyka/Przedmioty/Wyklady/PZ.pdf>
- [14] BIGOŠ, P.; KULKA, J.; KOPAS, M.; MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvihacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [15] DRAŽAN, F.; JEŘÁBEK, K. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL, 1979.
- [16] kešner, a.s., Poptávka - Šnekový dopravník trubkový - modely [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <http://www.kesner.cz/grafika/produkty/fotky/100-img.jpg>
- [17] kešner, a.s., Poptávka - Šnekový dopravník trubkový - modely [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <http://www.kesner.cz/grafika/produkty/51-vel.jpg>
- [18] PAVELKA, P.: Modulární válečkový dopravník – Modular roller conveyor [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: [F2-DP-2019-Pavelka-Petr-DP_Modularni_valeckovy_dopravnik.pdf \(cvut.cz\)](http://www.cvut.cz/f2-dp-2019-pavelka-petr-dp-modularni-valeckovy-dopravnik.pdf)
- [19] Interroll CZ, s.r.o, CATALOG CONVEYOR ROLLERS ROLLERDRIVE CONTROLS [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: https://www.interroll.com/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/Rollers/Catalog_2018/Conveyor_Roller_Catalog_EN.pdf
- [20] Bosch Rexroth, s.r.o, TS 5 Transfer Systém [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/assembly_technology_/pdfs/3842540380.pdf
- [21] HABERKORN, Válečkové dopravníky - Válečková dopravníková zatáčka [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/valeckova-dopravnikova-zatacka/>
- [22] MN - systems, s.r.o, Linear Motion Solution, PALETOVÉ STOPERY PRO VÁLEČKOVÉ SYSTÉMY - S TLUMENÍM - OVLÁDANÉ PNEUMATICKY [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.mnsystems.cz/paletove-stopery/separating-stops/pneumatic-damped-for-roller-systems>

- [23] SCOTT Automation, a.s., DOPRAVNÍKY PALET A PŘÍSLUŠENSTVÍ [online]. [cit. 2021-02-11].
Dostupné z: https://www.alvey.be/fileadmin/user_upload/Documents/Brochures/SCOTT_Pallet_Conveyors_Czech.pdf
- [24] Q-System, Q-TRANSPORTMATERIEL, a.s., Lifting Tables [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://q-system.com/wp-content/uploads/2018/02/Dobbeltsaks-tungt-gods-1024x1024.jpg>
- [25] VYBO Electric ČR, O NÁS [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://elektromotory-menice.cz/o-nas/>
- [26] VYBO Electric ČR, PŘEVODOVKY – NABÍDKA [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://elektromotory-menice.cz/prevodovky/>
- [27] TOS ZNOJMO, a.s., Charakteristika společnosti [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://d2.tos-znojmo.cz/cze/o-firme/o-firme-charakteristika/>
- [28] TOS ZNOJMO, a.s., Charakteristika společnosti [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/kuzelocelni-prevodovky/kuzelocelni-prevodovky-ktm/#fotogalerie>
- [29] MTM Electric Motors, s.r.o., Elektromotory, elektropřevodovky, frekvenční měniče MTM Electric Motors [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://www.mtmelectric.sk/>
- [30] MTM Electric Motors, s.r.o., ERC ČEPNÍ ELEKTROPŘEVODOVKY [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <http://elektromotory-mtm.cz/wp-content/uploads/2019/03/%C4%8Celn%C3%A1-elektroprevodovka-ERC-300x300.png>
- [31] SEW EURODRIVE, Domů [online]. [cit. 12. 2. 2021]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/domu.html>
- [32] SEW EURODRIVE, Gearmotor, Standard gearmotors [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: https://master.sew-eurodrive.com/media/sew_eurodrive/produkte/getriebemotoren/standardgetriebemotoren/standard_gearmotors_800x450.jpg
- [33] NORD-Poháněcí technika, s.r.o., Elektropřevodovky [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://www.nord.com/cz/produkty/p%C5%99evodovky/p%C5%99evodov%C3%B4-motor.jsp>

- [34] NORD-Poháněcí technika, s.r.o., Elektropřevodovky - Čelní převodovky [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: https://www.nord.com/media/images/img-content/products/geared-motors_1/helical_geared_motor_productimage_jpg_1_productimage.png
- [35] SIEMENS, s.r.o., Produkty a služby - Pohony [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/cz/cs/products/drives.html>
- [36] FLENDER GmbH, Products - Gear Units - Helical Gear Units and Bevel-Helical Gear Units [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://www.flender.com/en/Products/Gear-Units/Helical-Gear-Units-and-Bevel-Helical-Gear-Units/p/ATN00201>
- [37] Lenze, s.r.o., Domů - Firma - Firma Lenze má pro své zákazníky zastoupení po celém světě [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://www.lenze.com/cs-cz/firma/>
- [38] Lenze, s.r.o., Domů - Výrobky - Předchozí výrobky - Převodovky - Kuželové převodovky GKR [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: https://www.lenze.com/fileadmin/_processed_/b/4/csm_Lenze_Right-Angle_Gearboxes_GKR_Bevel_0000001349_1440x1440_01_4fc4e34cd1.jpg
- [39] Sfb Fördertechnik GmbH, ROLLER CONVEYOR WITH MODULAR DESIGN - HIGH QUALITY AND VERSATILE ROLLER CONVEYORS FROM SFB [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://sfb-foerdertechnik.de/wp-content/uploads/2015/09/Rollenf%C3%B6rderer-Antrieb-Kette-tangential-2.jpg>
- [40] Interroll CZ, s.r.o, PRODUCT INFORMATION - INTERROLL CONVEYOR CONTROL - NOVÁ DIMENZE V TECHNOLOGII DOPRAVNÍKŮ S BEZDOTYKOVOU AKUMULACÍ - OPTIMÁLNÍ SYSTÉM ŘÍZENÍ 24 V [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: https://www.interroll.com/fileadmin/user_upload/PDF/PI_1_12_ConveyorControl_CZ_220812.pdf
- [41] ROLL-VEN™ S.p.A., RULLO OMEGA 2R [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.rollven.it/foto/prodotti-categorie/58297f1ed754b201611140908460.pdf>
- [42] ČZ Řetězy, s.r.o., VÝPOČET ŘETĚZOVÝCH PŘEVODŮ [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf
- [43] PETELE, M. MITCalc výpočty - verze pro MS Excel 2019+ s podporou Autodesk Inventor (od verze 2014 a výše) [software]. [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/cz/download.htm>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.: Současné konstrukční řešení poháněné válečkové dráhy s paletou naloženou balením pocínovaného plechu před lisem P25 (nahore) a podávací mechanismus lisu P25 (dole). [STR Praha s.r.o.]	5
Obr. 2.: Stabilní pásový dopravník schéma. [2]	11
Obr. 3.: Dlouhá stabilní pásová linka. [4]	11
Obr. 4.: Článekový dopravník schéma. [2]	12
Obr. 5.: Vertikální oblouk článekového dopravníku s destičkovým řetězem. [převzato a upraveno 5]	13
Obr. 6.: Schéma vozíkového okružního dopravníku. [2]	14
Obr. 7.: Vozíkový okružní dopravník. [6]	15
Obr. 8.: Závěsový dopravník jednodráhový. [3]	16
Obr. 9.: Závěsový dopravník dvoudráhový. [3]	17
Obr. 10.: Závěsový dopravník. [7]	17
Obr. 11.: Závěsový dopravník pro montáž na lince. [8]	17
Obr. 12.: Korečkový dopravník (elevátor). [2]	19
Obr. 13.: Korečkový dopravník (elevátor, tažný element je pás). [převzato a upraveno 9]	19
Obr. 14.: Pohyblivé schodiště. [2]	20
Obr. 15.: Pohyblivé schodiště (Schindler typ 9700). [převzato a upraveno 6]	21
Obr. 16.: Hřeblový dopravník. [12]	22
Obr. 17.: Hřeblový dopravník. [12]	23
Obr. 18.: Schéma vodorovného redleru. [11]	24
Obr. 19.: Vodorovný redler. [13]	24
Obr. 20.: Schéma svislého redleru. [14]	25
Obr. 21.: Typy šnekovnic. [15]	27
Obr. 22.: Šnekový dopravník schéma. [16]	27
Obr. 23.: Šnekový dopravník. [17]	28
Obr. 24.: Hliníkový profil (vlevo) a část hliníkové konstrukce válečkové dopravní dráhy. [autor]	30
Obr. 25.: Rám (nosná konstrukce) válečkového dopravníku svařená z C profilů a točna (uprostřed). [STR Praha s.r.o.]	30
Obr. 26.: Válečky s pevnou osou (Interroll Series 1700). [19]	31
Obr. 27.: Válečky s poháněnou hřídelí (Interroll Series EC310). [19]	32
Obr. 28.: Válečková dopravníková zatáčka s vodící lištou. [20]	33
Obr. 29.: Válečková dopravníková zatáčka poháněná s kuželovými válečky. [21]	33
Obr. 30.: Válečková dopravníková zatáčka nepoháněná s kuželovými válečky. [21]	34
Obr. 31.: Zarážka s tlumením, ovládaná pneumaticky (stoper). [22]	34
Obr. 32.: Střídač umístěný na řetězovém dopravníku (vlevo) a samostatně (vpravo). [23]	35
Obr. 33.: Točna. [23]	36
Obr. 34.: Zdvihový přejezd. [20]	36
Obr. 35.: Výtah (zvedací stůl s dvojitým nůžkovým mechanismem). [24]	37
Obr. 36.: Poziční jednotka. [20]	38
Obr. 37.: Ukázka z nabídky elektropřevodovek společnosti „VYBO Electric ČR“. [26]	39
Obr. 38.: Ukázka z nabídky převodových motorů společnosti „TOS Znojmo, a.s.“ [28]	40
Obr. 39.: Ukázka z nabídky elektropřevodovek společnosti „MTM Electric motors, s.r.o.“ [30]	40
Obr. 40.: Nabídka převodových motorů společnosti „SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.“ [32]	41
Obr. 41.: Nabídka převodových motorů společnosti „NORD – Poháněcí technika, s.r.o.“ [34]	42
Obr. 42.: Ukázka z nabídky elektropřevodovek společnosti SIEMENS (FLENDER). [36]	42
Obr. 43.: Ukázka z nabídky elektropřevodovek společnosti „Lenze, s.r.o.“ [38]	43
Obr. 44.: Tečný pohon válečků řetězem. [39]	44
Obr. 45.: Pohon z válečku na váleček. [18]	45
Obr. 46.: Pohon válečku transmisní hřídelí (přes řemen). [18]	46

Obr. 47.: Pohon transmisní hřídelí s tvarovým stykem. [20]	46
Obr. 48.: Válečky s integrovaným pohonem (řídící systém RollerDrive - Interroll). [40]	47
Obr. 49.: Vícekriteriální analýza - koncepční varianty. [autor]	49
Obr. 50.: Konstrukční řešení válečkového dopravníku. [autor]	53
Obr. 51.: Řetězový pohon a smyčky řetězu. [autor]	53
Obr. 52.: Hnaný dodatečně montovaný nástavec (prodloužení dráhy). [autor]	54
Obr. 53.: Hnaný dopravník s hnaným dodatečně montovaným nástavcem. [autor]	54
Obr. 54.: Bezpečnostní doraz. [autor]	55
Obr. 55.: Pohyb palety na dopravníku - minimální počet válečků pod paletou. [autor]	56
Obr. 56.: Parametry nyní dodávaných hnaných válečků. [převzato a upraveno z 41]	57
Obr. 57.: Parametry nyní dodávaných hnacích válečků. [převzato a upraveno z 41]	57
Obr. 58.: Schéma umístění palety na hnaném válečku. [autor]	60
Obr. 59.: Schéma umístění palety na hnacím válečku. [autor]	60
Obr. 60.: Silové působení v kontaktních místech palety s válečkem. [autor]	61
Obr. 61.: Závislost rychlosti na čase pro rozjezd/brždění palety. [autor]	63
Obr. 62.: Parametry pro návrhový výpočet řetězových kol. [převzato a upraveno z 44]	64
Obr. 63.: Mechanický model pro kontrolní výpočet řetězového převodu. [autor]	67
Obr. 64.: Diagram pro volbu řetězu. [převzato a upraveno z 44]	68
Obr. 65.: Levý hnací váleček - axonometrie. [autor]	72
Obr. 66.: Levý hnací váleček - axonometrie, uvolnění. [autor]	73
Obr. 67.: Levý hnací váleček - rovina xz. [autor]	73
Obr. 68.: Levý hnací váleček - rovina xz, uvolnění. [autor]	74
Obr. 69.: Levý hnací váleček - rovina yz. [autor]	75
Obr. 70.: Levý hnací váleček - rovina yz, uvolnění. [autor]	75
Obr. 71.: Levý hnací váleček - metoda řezu, kladné smysly. [autor]	76
Obr. 72.: Levý hnací váleček - rovina xz, metoda řezu. [autor]	77
Obr. 73.: Levý hnací váleček - rovina xz, grafické znázornění výsledků. [autor]	79
Obr. 74.: Levý hnací váleček - rovina yz, metoda řezu. [autor]	80
Obr. 75.: Levý hnací váleček - rovina yz, grafické znázornění výsledků. [autor]	82
Obr. 76.: Levý hnací váleček - model pro pevnostní výpočet v softwaru „MITCalc“. [autor]	84
Obr. 77.: Šroubový spoj osa válečku - rám. [autor]	89
Obr. 78.: Svařenec rámu. [autor]	92
Obr. 79.: Výpočtový model, nejvíce exponovaná část rámu. [převzato a upraveno 43]	92
Obr. 80.: Výpočtový model kombinovaného svaru. [autor]	95
Obr. 81.: Současné konstrukční řešení poháněné válečkové dráhy s paletou naloženou balením pocínovaného plechu před lisem P25. [STR Praha s.r.o.]	99
Obr. 82.: Řetězový pohon a smyčky řetězu. [autor]	100
Obr. 83.: Nové konstrukční řešení poháněného válečkového dopravníku. [autor]	101
Obr. 84.: Konstrukční návrh dopravníku s dodatečně montovaným nástavcem. [autor]	102
Obr. 85.: Nové konstrukční řešení, dopravník připravený k expedici pro ČR. [autor]	104

SEZNAM TABULEK

Tab.: 1 Možnosti přepravy v závislosti na stavu dopravovaného materiálu. [1]	7
Tab.: 2 Směrné rychlosti pásů pásových dopravníků. [převzato a upraveno 3]	10
Tab.: 3 Vícekriteriální analýza - stanovení kritérií a jejich důležitostí. [převzato a upraveno z 18].....	49
Tab.: 4 Vícekriteriální analýza - výsledné pořadí. [převzato a upraveno z 18]	50
Tab.: 5 Počty článků řetězu, skutečné (pracovní) osové vzdálenosti, délky řetězů a dovolené prodloužení řetězů pro dílčí řetězové převody. [autor]	70
Tab.: 6 Výsledky a zhodnocení pevnostní kontroly levého hnacího válečku. [autor]	83
Tab.: 7 Souhrnný přehled charakteristik ohybové a torzní tuhosti levého hnacího válečku. [autor].....	85
Tab.: 8 Nakroucení levého hnacího válečku v jednotlivých místech. [autor]	86
Tab.: 9 Pevnostní výpočet osy levého hnacího válečku. [převzato a upraveno 43]	87
Tab.: 10 Přehled zadaných parametrů pro výpočet šroubového spoje. [převzato a upraveno 43]	90
Tab.: 11 Přehled výsledků kontrolního výpočtu šroubového spoje. [převzato a upraveno 43]	90
Tab.: 12 Průřezové charakteristiky nosníku po zjednodušení. [převzato a upraveno 43].....	93
Tab.: 13 Výsledky analytického výpočtu nosníku. [převzato a upraveno 43].....	93
Tab.: 14 Odhadované náklady na materiál a kupované prvky pro výrobu 5 dopravníků. [autor]	98

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1a	Sestavný výkres STR VDU-00-00
Příloha 1b	Kusovník k sestavnému výkresu STR VDU-00-00
Příloha 2	Pevnostní výpočet levého hnacího válečku v programu „MITCalc“
Příloha 3	Pevnostní výpočet osy levého hnacího válečku v programu „MITCalc“
Příloha 4	Kontrolní výpočet šroubového spoje v programu „MITCalc“
Příloha 5	Průřezové charakteristiky složeného nosníku určené v programu „MITCalc“
Příloha 6	Výpočet nosníku v softwaru „MITCalc“ (tuhost rámu)
Příloha 7	Datový list k pohonu dopravníku