VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh pohonu pásového dopravníku na spojovacím výložníku zakladače

Engineering Design of Conveyor Belt Drive for the Coupling Boom Feed

Student: **Bc.Ladislav Zeman**
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek,DrSc.**

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ladislav Zeman**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 10 Stroje pro těžbu a zpracování užitkových surovin

Téma: Konstrukční návrh pohonu pásového dopravníku na spojovacím výložníku zakladače
Engineering Design of Conveyor Belt Drive for the Coupling Boom Feed

Zásady pro vypracování:

1) Rešerše dopravy na zakládačích.
2) Základní výpočet pásového dopravníku na spojovacím mostě zakladače ZP 3500
Pro následující parametry:
Výkon 3500 m3/hod.
Dopravní rychlost 5,79 m/ sec.
Délka spojovacího výložníku 56 m

3) Konstrukční návrh poháněcí stanice dopravníku na spojovacím mostě.
4) Konstrukční návrh převodové skříně pohonu.
5) Základní výpočet převodové skříně.
6) Detailní výkres výstupní hřídele.

Seznam doporučené odborné literatury:

1)BOLEK, A. a kol. *Části strojů 1.*Svazek 6. Vydání SNTL Praha. 1989,707 s., ISBN 80-03-00426-7
2)ZAJAC, O.- BOROŠKA, J.- GONDEK, H. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia.* Vydavatel. ALFA, Bratislava. 1991.428 s. ISBN-80-05-00713-2
3)ANTONIAK, J. *Przenosniki tašmowe.*Vydavatelstvo politechniki slaskiej Gliwice. 2004, 388 s. ISBN 83-7335 – 266- X
4)*ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory.* Praha: Český normalizační institut, srpen 1997.36 s.
5)ČSN ISO 690 *Bibliografické citace.* Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

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

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ TECHNICKÁ UNIVERZITA Fakulta strojní OSTRAVA

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

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

Místopřísežné prohlášení studenta

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

V Ostravě 19.5.2014

podpis studenta

Prohlašuji, že

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

V Ostravě 19.5.2014

Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Ladislav Zeman

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kubátova 32

417 22 Háj u Duchcova

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. ZEMAN, Ladislav. *Konstrukční návrh pohonu pásového dopravníku na spojovacím výložníku zakladače : diplomová práce.* Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 77 s. Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Předmětem této diplomové práce je konstrukční návrh pohonu pásového dopravníku spojovacího výložníku zakladače. V úvodní části diplomové práce jsem se zabýval dopravou na zakladačích a byl proveden dle zadaných parametrů základní výpočet pásového dopravníku na spojovacím mostě zakladače ZP 3500. Další část diplomové práce se zabývá konstrukčním návrhem poháněcí stanice dopravníku na spojovacím mostě a následně i konstrukčním návrhem převodové skříně pohonu. Závěrečná část se zabývá základním výpočtem převodové skříně. V příloze předkládám sestavný výkres poháněcí stanice a detailní výkres výstupní hřídele.

ANNOTATION DIPLOMA OF THESIS

Bc. ZEMAN, Ladislav. *Engineering Design of Conveyor Belt Drive for the Coupling Boom Feed : Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machinery and Desing, 2014, 77 s. Head of the thesis: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

The subject of this thesis is the design of the conveyor belt drive connecting the boom stackers. In the introductory part of the thesis I dealt with transportation to the foundation and was carried out aucording to set parameters of the basic calculation of the conveyor belt on the connecting bridge stackers ZP 3500. Another part of the thesis deals with the structural design of the conveyor drive unit to the connecting bridge and consequently the desing of the gearbol actuator. The final part deals with the basic calculation of the gearbox. In annex I present the plan of the drive unit and a detailed drawing of the output shaft.

OBSAH

strana

Seznam použitých značek a symbolů 11

Seznam použitých zkratek 14

Úvod 15

1 Rešerše dopravy na zakladačích 16

2 Základní výpočet pásového dopravníku na spojovacím mostě zakladače ZP 3500 ... 25

2.1 Základní části pásového dopravníku 25

2.1.1 Poháněcí stanice 25

2.1.2 Vratná stanice 27

2.1.3 Nosná konstrukce 27

2.1.4 Dopravní pás 28

2.1.5 Napínací zařízení 29

2.1.6 Příslušenství pásových dopravníků 29

2.2 Výpočet dle normy ČSN ISO 5048 31

2.2.1 Parametry dopravníku 31

2.2.2 Základní parametry dopravovaného materiálu 31

2.2.3 Požadovaný průřez náplně pásu S_p [m^2] 32

2.2.4 Plocha náplně pásu S [m^2] 32

2.2.5 Podmínka pro skutečný S_S a požadovaný S_p průřez náplně pásu 33

2.2.6 Parametry pásu 34

2.2.7 Obvodová síla na poháněcím bubnu 34

2.2.7.1 Výpočet síly potřebné k překonání pohybových odporů 34

2.2.7.2 Výpočet síly potřebné k překonání dopravní výšky 35

2.2.7.3 Výpočet přídavných a vedlejších odporů dopravníku 35

2.2.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku 36

2.2.9 Tahy v dopravním pásu 36

2.2.9.1 Odbíhající síla 36
2.2.9.2 Napínací síla 36
2.2.10 Skutečné tahy v dopravním pásu 37
2.2.10.1 Skutečná odbíhající síla 37
2.2.10.2 Skutečná nabíhající síla 37
2.2.11 Kontrola průvěsů dopravního pásu 37
2.2.11.1 Pro plnou větev 37
2.2.11.2 Pro prázdnou větev 37
2.2.12 Pevnostní kontrola dopravního pásu 38
3 Konstrukční návrh poháněcí stanice dopravníku na spojovacím mostě 39
3.1 Poháněcí stanice 39
3.2 Provozní výkon pohonu spojovacího mostu 41
3.3 Volba převodovky 42
3.4 Volba spojky 43
3.5 Kontrola elektromotoru 43
3.6 Kontrola brzdy 44
Brzdný moment potřebný k zastavení dopravníku: 44
Brzdný moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu: 45
4 Konstrukční návrh převodové skříně pohonu 46
4.1 Obecný popis 46
5 Základní výpočet převodové skříně 48
5.1 Návrh převodovky 48
5.2 Volba jednotlivých převodů 48
5.3 Výpočet otáček převodů 49
5.4 Výpočet kroutících momentů 49
5.5 Výpočet čelního soukolí č. 1 49
5.5.1 Určení modulu v závislosti na přenášeném výkonu 49
5.5.2 Hlavní rozměry 50

5.6 Výpočet čelního soukolí č. 2 51
5.6.1 Určení modulu v závislosti na přenášeném výkonu 51
5.6.2 Hlavní rozměry 52
5.7 Výpočet čelního soukolí č. 3 53
5.7.1 Určení modulu v závislosti na přenášeném výkonu 53
5.7.2 Hlavní rozměry 54
5.8 Obvodové síly 55
5.9 Pevnostní kontrola soukolí 56
5.9.1 Čelní soukolí č.1 56
5.9.2 Pastorek – 15 241 56
5.9.3 Kolo – 42 2720 56
5.9.4 Dovolené zatížení 57
5.9.5 Čelní soukolí č.2 57
5.9.6 Pastorek – 15 241 57
5.9.7 Kolo – 42 2720 58
5.9.8 Dovolené zatížení 58
5.9.9 Čelní soukolí č.3 58
5.9.10 Pastorek – 15 231 58
5.9.11 Kolo – 42 2720 59
5.9.12 Dovolené zatížení 59
5.10 Výpočet hřídelí a ložisek 60
5.10.1 Hřídel č. 1 60
5.10.2 Hřídel č. 2 63
5.10.3 Hřídel č. 3 66
5.10.4 Hřídel č. 4 69
Závěr 72
Poděkování 73
Seznam použité literatury 74

Seznam obrázků.....75

Seznam tabulek.....76

Seznam příloh.....77

Výkresová dokumentace:.....77

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Význam	Jednotka
β	úhel sklonu bočních válečků	°
Ψ_{dyn}	dynamický sypný úhel	°
ρ_s	sypná hmotnost	$kg \cdot m^{-3}$
B	šířka dopravního pásu	m
b	využitelná ložná šířka pásu	m
b_1	světlá šířka bočního vedení	m
C	součinitel vedlejšího odporu	-
D_b	průměr hnacího bubnu	m
e	základ přirozených logaritmů	-
F	obvodová síla na poháněcím bubnu	N
f	globální součinitel tření	-
F_0	odbíhající síla	N
F_1	síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku	N
F_2	síla potřebná k překonání dopravní výšky	N
F_B	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu	N
F_{BV}	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	N
F_C	odpor čističe pásu	N
F_{dov}	dovolená tahová síla	N
F_{max}	největší tah v pásu	N
F_n	nabíhající síla	N
F_{N1}	odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování	N
F_{N2}	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování	N
F_{ns}	skutečná nabíhající síla	N
F_{os}	skutečná odbíhající síla	N
F_{PV}	přídavné a vedlejší odpory dopravníku	N
F_S	odpor shrnovače materiálu	N
F_{SV}	odpor shazovacího vozu	N
F_z	napínací síla	N
g	tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$

Značka	Význam	Jednotka
H	celkové převýšení	m
H_1	převýšení shazovacího vozu	m
i_p	převodový poměr převodovky	-
J_b	moment setrvačnosti poháněcího bubnu	$kg \cdot m^{-2}$
J_M	moment setrvačnosti motoru	$kg \cdot m^{-2}$
J_P	moment setrvačnosti převodovky	$kg \cdot m^{-2}$
J_S	moment setrvačnosti spojky	$kg \cdot m^{-2}$
k	součinitel sklonu	-
k_φ	součinitel plnění pásu	-
k_1	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	-
k_S	statická bezpečnost proti prokluzu dopravního pásu na hnacím bubnu	-
L	délka dopravníku	m
L_0	přídavná délka dopravníku	m
L_1	délka spodního válečku	m
L_3	délka horního válečku	m
L_N	délka násypky	m
M_B	moment použité brzdy	$N \cdot m$
M_{B1}	brzdný moment potřebný k zastavení dopravníku	$N \cdot m$
M_{B2}	brzdný moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu	$N \cdot m$
M_{DM}	dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku redukovaný na hřídel motoru	$N \cdot m$
M_M	Jmenovitý moment elektromotoru	$N \cdot m$
M_{SM}	statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru	$N \cdot m$
m_p	měrná hmotnost dopravního pásu	$kg \cdot m^{-1}$
m_p'	plošná hmotnost dopravního pásu	$kg \cdot m^{-2}$
m_v	měrná hmotnost rotujících částí válečků	$kg \cdot m^{-1}$
m_{vh}	měrná hmotnost rotujících částí horních válečků	$kg \cdot m^{-1}$
m_{vs}	měrná hmotnost rotujících částí spodního válečku	$kg \cdot m^{-1}$
n_B	počet nepoháněných bubnů	-
n_C	počet čističů pásu	-
n_e	počet použitých elektromotorů	-

Značka	Význam	Jednotka
n_M	otáčky motoru	s^{-1}
n_{vh}	počet válečků horní větve	-
n_{vs}	počet válečků spodní větve	-
P	potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	kW
Q	dopravované množství	m^3h^{-1}
q	měrná hmotnost dopravovaného materiálu	$kg \cdot m^{-1}$
S_1	plocha horní části průřezu náplně	m^2
S_2	plocha dolní části průřezu náplně	m^2
S_P	požadovaný průřez náplně pásu	m^2
S_S	skutečná náplň pásu	m^2
t_1	rozteč podpěr horní větve	m
t_2	rozteč podpěr dolní větve	m
v	rychlost pásu	$m \cdot s^{-1}$
v_0	složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu pásu	$m \cdot s^{-1}$
w	měrný pohybový odpor dopravníku	-
$\alpha_{G1,2}$	úhel opásání poháněcího bubnu dopravním pásem	°
ε	úhel sklonu dopravníku	°
η	účinnost poháněcí stanice	-
η_{max}	maximální účinnost poháněcí stanice	-
μ	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a dopravním pásem	-
μ_B	součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením	-
σ_{dov}	Dovolené namáhání dopravního pásu v tahu	$N \cdot m^{-1}$

Seznam použitých zkratek

Zkratka	Význam
DB	Doly Bílina
DNT	Doly Nástup Tušimice
ZP 2500	Zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 3500	Zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 5500	Zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 6600	Zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 6800	Zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZP 10000	Zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZPD 8000	Zakladač pásový na kráčivém podvozku
ZPDH 6300	Zakladač pásový na housenicovém podvozku

Úvod

Zakládací stroje (zakladače) jsou zařízení, která slouží pro zakládání vytěžené skrývky na výsypkách. Jsou projektovány a konstruovány tak, aby vždy zohledňovali konkrétní podmínky lokality, ve které budou nasazeny.

Zakladače dělíme na:

- pásové (bez nabíracího zařízení),
- kolejové (s nabíracím zařízením).

Pásové pracují především ve spojení s DPD. Materiál je odebírán shazovacím vozem z kteréhokoliv místa pásového dopravníku (s výjimkou poháněcí a vratné stanice) a předáváno do násypky spojovacího mostu, odtud je transportována dopravními cestami na stroji k vlastnímu založení na výsypce. Pásové zakladače pracují nejčastěji blokovým způsobem, který je základním prvkem výsypkové etáže. Vytváří se buď bočním nebo čelním postupem stroje.

Kolejové pracují ve spojení s kolejovou dopravou. Vytěžená skrývka je dopravována na výsypku vlakovými soupravami (výklopné vozy, typu LH). Zde je vysypávána do koryta, odkud je nabírána zakladačem a transportována dopravními cestami na stroji k vlastnímu založení výsypky. Kolejové zakladače mohou sypat buď tzv. sypáním na hlavu (sypání prstové) nebo bočním sypáním.

Dopravní systémy na jakémkoliv dobývacím a zakládacím stroji patří k jedné z nejdůležitějších částí, které rozhodujícím způsobem ovlivňují celkovou poruchovost stroje. Do dopravního systému lze zahrnout dopravníky a přesypy, tzn., že průchodnost dopravních cest je dána jejich uspořádáním a zejména počet přesypů bývá limitujícím prvkem výkonnosti. Úkolem dopravního systému je doprava těženého materiálu od dobývacího stroje na výsypku v případě zakladačů.

Pásové dopravníky jsou mechanické dopravníky s tažným elementem, kde tento prvek tvoří dopravní pás, který je napnutý mezi dvěma bubny, z nichž jeden je poháněcí a druhý vratný. Dopravní pás je po celé délce v nosné i vratné větvi podpírán válečkovými stolicemi. Pásové dopravníky mají jednoduchou konstrukci a malou vlastní hmotnost. Patří k nejrozšířenějším prostředkům kontinuální dopravy sypkých materiálů. Mezi výhody patří vysoký dopravní výkon, hospodárnost provozu a nízké požadavky na údržbu. Při návrhu pásového dopravníku je nutné být seznámen s vlastnostmi dopravovaného materiálu. Výpočet výkonů a tahových sil pásových dopravníků upravuje norma ČSN ISO 5048, z které jsem při výpočtu vycházel.

1 Rešerše dopravy na zakladačích

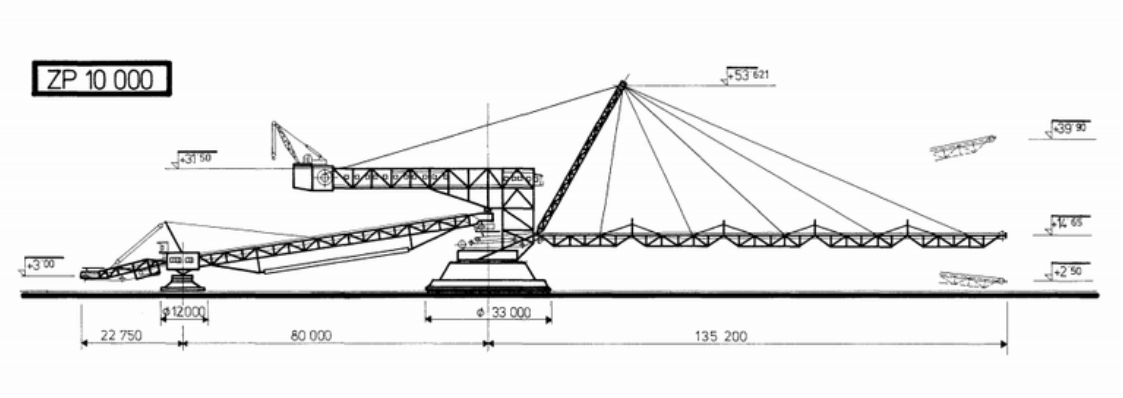
Dopravní systémy na jakémkoliv dobývacím a zakládacím stroji patří k jedné z nejdůležitějších částí, které rozhodujícím způsobem ovlivňují celkovou poruchovost stroje.

Do dopravních systémů zahrnujeme veškeré dopravníky a přesypy. To znamená, že průchodnost dopravních cest je dána jejich uspořádáním, zejména počet přesypů bývá limitujícím prvkem výkonnosti. Úkolem dopravního systému je doprava těženého materiálu od dobývacího stroje, zakladačem na výsypku. Konkrétní uspořádání dopravního systému pak ovlivňuje vlastní provedení ocelové konstrukce. Jako dopravních prvků je používáno pásových dopravníků, dříve s pevnými válečkovými stolicemi, v současné době v girlandovém provedení. Dopravní cesty pásových zakladačů se skládají se spojovacího mostu, na který předává těžený materiál pás shazovacího vozu, předávacího pásu, zakládacího výložníkového pásu, který je ve většině případů sklopný. U některých pásových zakladačů (např. ZP 3500) se předávací pás nepoužívá. U kolejových zakladačů je rozdíl mezi dopravním systémem jednovozového a dvouvozového kolejového zakladače v použití spojovacího pásu, který spojuje nabírací a zakládací část. U jednovozového kolejového zakladače se dopravní cesta skládá z nabíracího zařízení, podpěrného pásu, výložníkového pásu. U dvouvozového kolejového zakladače se dopravní cesta skládá z nabíracího zařízení (nabírací zařízení + podpěrný pás), spojovacího pásu, zakládací části (výložníkového pásu).

Konstrukční provedení dopravních cest a dopravních válečků je dáno typem zakladače.

ZP 10 000 (Doly Bílina, nasazen od roku 1978)

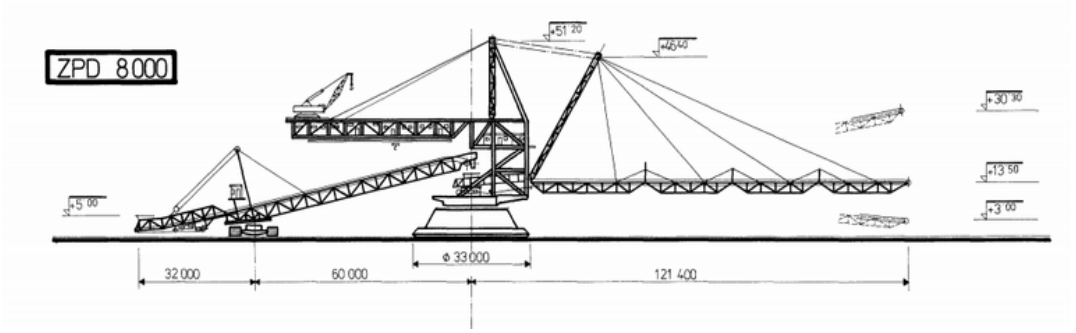
- délka zakládacího výložníku 135 m
- délka spojovacího mostu 103 m
- rychlost pásu zakládacího výložníku $7{,}2\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$
- rychlost pásu spojovacího mostu $5{,}76\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$
- šířka dopravního pásu 2 m
- šířka prašných pásů 2,4 m
- horní girlanda trasová 3 ks. pr. 194 x 750 mm
- dopadová girlanda 5 ks. pr. 194 x 380 mm



Obr. 1 Schéma ZP 10 00[1]

ZPD 8 000 (Doly Bílina, nasazen od roku 1987)

- délka zakládacího výložníku 121 m
- délka spojovacího mostu 92 m
- rychlost pásu zakládacího výložníku $7{,}2\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$
- rychlost pásu spojovacího mostu $5{,}76\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$
- šířka dopravního pásu 2 m
- šířka prašných pásů 2,4 m
- horní girlanda trasová 3 ks. pr. 194 x 750 mm
- dopadová girlanda 5 ks. pr. 194 x 380 mm

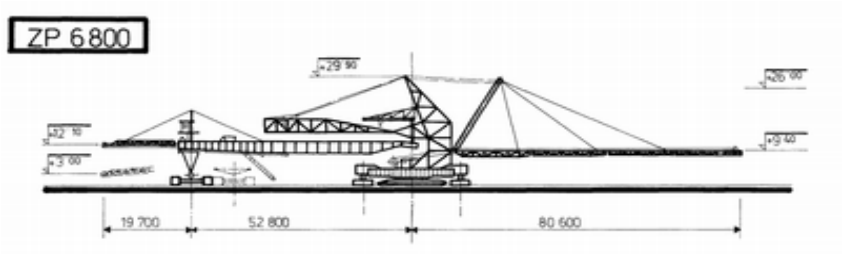


Obr. 2 Schéma ZPD 8 000[1]

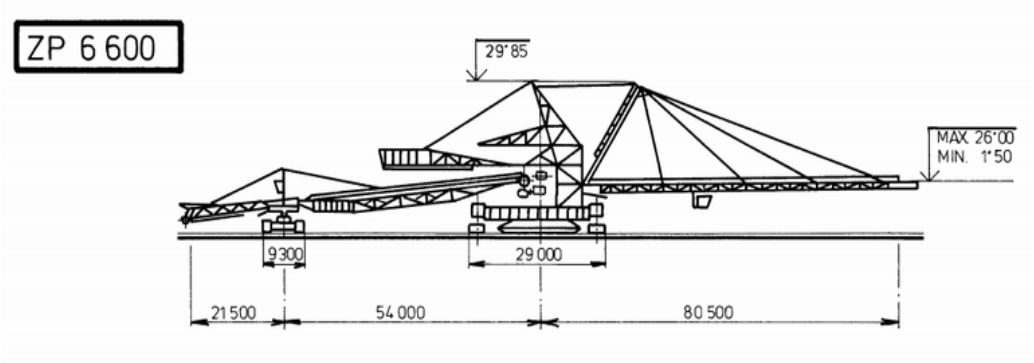
ZP 6800 (Doly Nástup Tušimice, nasazen od roku 1979)

ZP 6 600 (Doly Bílina, nasazen od roku 1985)

- délka zakládacího výložníku 80 m
- délka spojovacího mostu 72 m
- rychlost pásu zakládacího výložníku 5,3 $m \cdot s^{-1}$
- rychlost pásu spojovacího mostu 4,05 $m \cdot s^{-1}$
- šířka dopravního pásu 2 m
- šířka prašných pásů 2,4 m
- horní girlanda trasová 2 ks. pr. 194 x 850 mm, 1 ks. pr. 194 x 530 mm
- dopadová girlanda 5 ks. pr. 194 x 380 mm



Obr. 3 Schéma ZP 6 800[1]



Obr. 4 Schéma ZP 6 600[1]

ZPDH 6 300

(6 300.1-CZ Doly Bílina, nasazen od roku 2009; 6 300/1 Doly Nástup Tušimice nasazen od roku 2000)

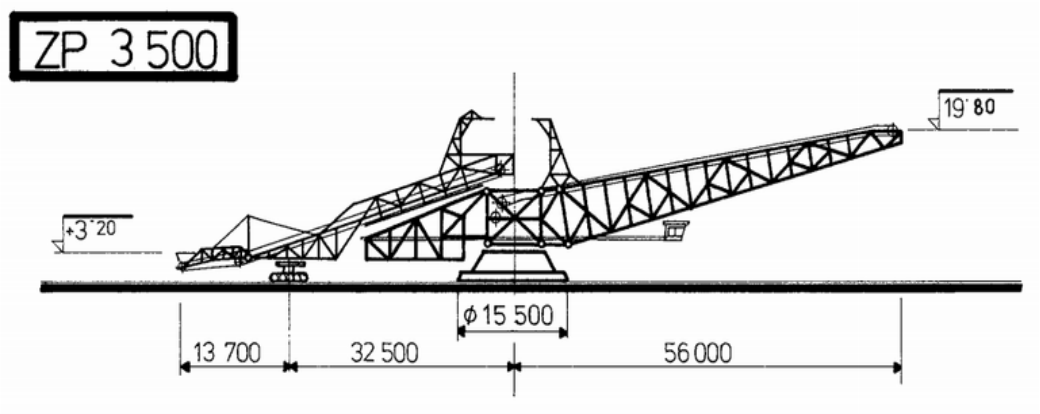
- délka zakládacího výložníku 90,6 m
- délka spojovacího mostu 78 m
- rychlost pásu zakládacího výložníku 6,83 $m \cdot s^{-1}$
- rychlost pásu spojovacího mostu 4,7 $m \cdot s^{-1}$
- šířka dopravního pásu 2 m
- šířka prašných pásů 2,2 m
- horní girlanda trasová 3 ks. pr. 159 x 670 mm
- dopadová girlanda 5 ks. pr. 194 x 380 mm

Obr. 5 ZPDH 6 300[1]

ZP 3 500 (modifikace ZP 2 500)

(Doly Bílina, nasazen od roku 1989, nasazen od roku 1983)

- délka zakládacího výložníku 56 m
- délka spojovacího mostu 46 m
- rychlost pásu zakládacího výložníku 5,79 $m \cdot s^{-1}$
- rychlost pásu spojovacího mostu 4,84 $m \cdot s^{-1}$
- šířka dopravního pásu 1,4 m
- šířka prašných pásů 1,2 m
- horní girlanda trasová 3 ks. pr. A 133 x 530 mm
- dopadová girlanda 3 ks. pr. AG 133 x 530 mm



Obr. 6 Schéma ZP 3 500[1]

Dopravní pásy se používají pryžové s textilními vložkami nebo ocelovými lanky. Při krátkých délkách pásových dopravníků by nebyla tahová síla pásů s ocelovými lanky využita, proto se používají pásy s textilní vložkou. Měli by být řešeny tak, aby byl minimální počet lomů v pásu. Rozhodující pro provoz dopravních pásů je osový běh pásu. O osovém běhu pásu rozhoduje především naložení dopravovaného materiálu na střed pásu. Mimostředné naložení působí vybočení a praxe jednoznačně dokazuje, že neexistuje žádný způsob regulace, který by naložený pás vrátil do původní správné polohy. Proto je třeba si uvědomit, že každé vybočení (vybíhání) pásu do stran způsobí jeho odírání o konstrukci a tím jeho poškození. Z těchto důvodů je důležité, aby těžiště proudu materiálu vždy směrovalo na podélnou osu pásu. Daný problém vystupuje do popředí hlavně u dopravníků, které mění svou polohu. Ke směru toku těženého materiálu se používá tzv. odrazových (tlumících) štítů, které bývají odpružené a musí umožnit regulaci změny polohy. Z hlediska snížení nalepování by měl těžený materiál na štít dopadat pod ostrým úhlem (do 30°). Vzhledem ke snaze dodržet malou pádovou výšku a k malým prostorům na stroji (prostor na spodním pásu přesypu je dán ON 27 7015, čl. 46), se dané podmínky těžko dodržují. Největším problémem se stává střední přesyp v otočném bodě. Proto je nutné zajistit, aby osa toku těženého materiálu, osa otáčení a podélná osa předávajícího pásu se prolínaly. Prostor nad předávacím pásem by měl být dostačující pro průchod velkých kusů mezi bubnem a štítem. Vlastnosti těženého materiálu je dán normou ČSN 26 0070 (ISO 3435) - sypký netříděný materiál o sypné hmotnosti do 2,1 $t \cdot m^3 \rightarrow$ max. zrno 600 mm. Úhel toku materiálu ke štítu nesmí být tupý, případné nalepování na štítu se řeší zavěšením gumy ze starého pásu na štít.

K regulaci běhu dopravního pásu se využívá dolní větve. Úkolem regulace je vrátit dopravní pás do osové polohy před vratným bubnem tak, aby pás v místě nakládání byl v osovém stavu. V praxi se používá celá řada způsobů. K častým patří natáčení válečků pomocí pohybového šroubu, natáčení napínacího bubnu pomocí hydraulických válců, dané regulace fungují, ale jejich použití je minimální. V současné době, kdy je napínání hydraulické, je pás regulován pomocí tzv. samostavné stolice, dané řešení je jednoduché a funkční. Tyto stolice se většinou umisťují z čisté strany pásu, ale je možné i umístění opačné. Tato stolice je otočná okolo své osy a její natáčení zajišťují svislé boční válečky, na které nabíhá bok pásu při vybočení. Po natočení stolice vybočujícím pásem, vodorovné válečky svým tlakem na pás vyvozují složku síly, která vrací pás do střední osové polohy. Přítlak vodorovných válečků na pás je zajištěn buď jejich vykloněním, nebo mírným lomem celého pásu.

Každý dopravník na zakladači je opatřen bočnicemi, které je nutno nadimenzovat, neboť dochází k zaklínování kusů těženého materiálu a tím vzniku velkých sil. Nejčastěji se používá svodidlových profilů.

Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku. Vedou a podpírají dopravní pás v pracovní i vratné větvi. Vytvářejí ve spojení se stolicí ložný průřez. Uložení válečků bývá většinou ve valivých ložiskách, které musí být kvalitně utěsněny gumovými kroužky nebo labyrintovým těsněním proti vnikání nečistot. Při dimenzování válečků se provádí pouze výpočet osy (plášť a čela přenesou větší zatížení). Provozní spolehlivost je dána především životností ložisek. Musí být staticky a dynamicky vyvážené. Požadovaná minimální životnost válečku se požaduje nejméně 2 roky. Dovolené zatížení válečků vyplývá ze zatížení plně naplněného profilu horního pásu sypkým materiálem při měrné hmotnosti a rozteči girlandových stolic. Na spodní větvi se používají různé válečky s ocelovými kotouči, šroubovicemi atd. V současné době se používají válečky s nalisovanými gumovými kotouči.

Pásové dopravníky zakladačů jsou poháněny různými typy převodovek. Nejčastěji se používají kuželočelní, které v rámci unifikace jsou shodné s převodovkami pohonných jednotek dálkové pasové dopravy. Vlastní pohonná jednotka je v klasickém uspořádání, tzn. elektromotor, spojka, brzda a převodovka.

Kroutící moment je přenášen více drážkami s dvěma kužely zatlačovanými mezi dutou hřídel výstupu převodovky a hřídel hnacího bubnu. Dnes se používají tzv. „Ringfredri“ – upínací kroužky.

Celá pohonná jednotka je umístěna na samostatném rámu pohonu a kroutící moment je zachycen táhlem na konci rámu. Hnací bubny jsou pogumovány nebo s keramickými destičkami. Dříve se používaly bubny s průběžným hřídelem, dnes se používají bubny bez hřídele,

tzv. letmé konce hřídelů vycházející z čel bubnů. Šetří se tím hmotnost, která je s hřídelí velmi velká. U hnacích bubnů jsou valivá ložiska uložena vně, u vratných bubnů bývají většinou umístěny uvnitř bubnů.

Prašné (čistící) pásy jsou umístěny pod hlavními dopravními pásy v místech, kde by drobný materiál, lepící se na spodní větvi hlavního dopravníku, znečisťoval při svém uvolnění prostor stroje. Tyto pásy materiál odvádějí mimo prostor stroje, bez těchto pásů je provoz stroje nemožný.

Vlastnosti a správná volba typu pásu ovlivňuje rozhodujícím způsobem vlastní konstrukci a provoz pásových dopravníků.

Jednotlivé hodnoty veličin určujících vlastnosti pásů jsou stanoveny normami a příslušnými zkouškami. Za nejdůležitější lze považovat pevnost a pružnost dopravního pásu. Pevnost pásu a jeho namáhání v tahu se vyjadřuje velikostí síly vztažené na jednotku šířky pásu. Vlastní namáhání pásů je velmi složité, zejména na poháněcích bubnech. Praktická hodnota pevností dopravního pásu vychází z tahového napětí a ostatních vlivů (např. ohybové a smykové namáhání, snížení pevnosti spojů, stárnutí materiálu atd.). Pro stanovení maximálního tahu v dopravním pásu je rozhodující volba koeficientu bezpečnosti, který může zásadním způsobem ovlivnit koncepci a provedení celého pásového dopravníku. Na jeho velikosti závisí volba typu pásu (jmenovitá pevnost) a použité průměry bubnů. Při řešení některých částí pásových dopravníků (pohony, napínání) je nutné zjistit délkové změny pásu, které nastávají při přenosu provozních sil. Při dimenzování dopravních pásů je nutné stanovit přídavné zatížení vyplívající ze změn geometrického tvaru a vedení dopravního pásu (změna plochého tvaru na korýtkový a naopak – náběhy na buben, konvexní přechodové oblouky na válečkových stolicích ve svislé rovině atd.). Při konstrukci a provozním použití pásových dopravníků je nutné řešit vedení dopravního pásu tak, aby velikost poměrného prodloužení krajních vláken nepřekročila dovolené hodnoty. Jedná se o správné stanovení poloměru konvexních a konkávních oblouků a délek náběhu na bubny.

Předávací místa tzv. přesypy jsou místa předávání materiálu z jednoho pásového dopravníku na druhý. V přesypu mění tok materiálu svůj směr, polohu a rychlost.

Hlavními problémy přesypů jsou:

- nalepování funkčních elementů a vznik závalů,
- poškozování dopravního pásu (průrazy, otěr krycích vrstev) a elementů přesypu,
- zahlcování způsobené většími částmi (velké kusy, zmrazky atd.),
- destrukce těženého materiálu,

Náročnost a složitost řešení výše uvedené problematiky se zvyšuje použitím vyšších dopravních rychlostí ($v > 4\ m \cdot s^{-1}$).

Přesypy lze obecně rozdělit dle:

- dispozice (přímé a úhlové),
- funkce (stabilní, pohyblivé, přestavitelné),

Vlastní přesyp sestává s těchto funkčních částí:

- horní část (napětí dopravního pásu na vratný buben),
- střední část (vedení toku těženého materiálu tlumícím štítem),
- spodní část (dopadové místo těženého materiálu).

V horní části přesypu se těžený materiál na předávacím bubnu odpoutá od dopravního pásu. Dráhu těženého materiálu můžeme uvažovat jako parabolu šikmého resp. vodorovného vrhu (zanedbáváme odpor vzduchu). U střední části přesypu obecně platí, že pro rychlost $v < 4\ m \cdot s^{-1}$ není nutné používat tlumících štítů, používají se skluzy. Pro rychlost $v > 4\ m \cdot s^{-1}$ se používají štíty, které především u uhlových přesypů tlumí příčnou složku rychlosti těženého materiálu. Při dopravě abrazivního materiálu se štíty vykládají ocelovými otěru vzdornými deskami, snadno vyměnitelnými (malá hmotnost, uchycení klíny atd.). V případě lepivého těženého materiálu se na štítu zavěšují gumové plenty (zpravidla části dopravního pásu), u kusovitého těženého materiálu se pak vykládají axiálními profilovými gumovými deskami (připevňují se šrouby). Spodní část přesypu patří k nejexponovanějším místům pásového dopravníku, které musí zajistit plnění základních požadavků:

- urychlení těženého materiálu,
- utlumení pádové energie těženého materiálu,
- zklidnění toku těženého materiálu,
- snížení opotřebení pásu,
- utěsnění.

Urychlení těženého materiálu v přesypu v důsledku prostorové změny směru toku a polohy místa dopadu nedosáhne ihned rychlosti následujícího dopravníku, ale na tuto rychlost se urychluje z počáteční rychlosti. V průběhu urychlování těženého materiálu vznikají značné energetické ztráty, které zvětšují velikost potřebného výkonu pohonu pásového dopravníku. Ztlumení pádové energie těženého materiálu a velikost namáhání tlumících prvků (válečků) přesypu ve spodní části, velikost pádové energie těženého materiálu lze snížit vhodným dispozičním uspořádáním a konstrukčním řešením přesypů. Rázová síla při dopadu těženého materiálu (především pevného kusovitého) na dopravní pás dochází k šikmému excentrickému rázu charakterizovanému krátkodobým působením (0,03 až 0,07 s) velké rázové

síly. Nejvhodnější řešení z hlediska snížení velikosti rázové síly působící na dopravní pás, lze řešit provedením dopadového místa s podpěrným pomocným pásem nebo volným nepodepřeným pásem. Odolnost pásu proti průrazům u textilních vložek je velmi limitovaná velikostí pádové energie, která má hodnotu 10 kJ. U ocelových lanek je nutné rozlišovat dva druhy namáhání podle tvaru pevných kusů těženého materiálu.

2 Základní výpočet pásového dopravníku na spojovacím mostě zakladače ZP 350

2.1 Základní části pásového dopravníku

Charakteristickým elementem pásových dopravníků je nekonečný dopravní pás obíhající mezi poháněcím a vratným bubnem, doplněný dalšími konstrukčními prvky, které jsou potřebné pro jeho provoz. Dle základních funkčních vlastností dopravního pásu lze pásové dopravníky rozdělit na dvě základní skupiny:

- pásové dopravníky, kde dopravní pás plní současně funkci tažného i nosného elementu,
- pásové dopravníky, kde dopravní pás plní funkci nosného elementu a lana nebo řetězy plní funkci tažného elementu.

Konstrukční části pásových dopravníků:

- poháněcí stanice,
- vratná stanice,
- napínací stanice,
- nosná konstrukce,
- dopravní pás,
- další příslušenství (čističe pásu, shrnovače, shazovací vůz).

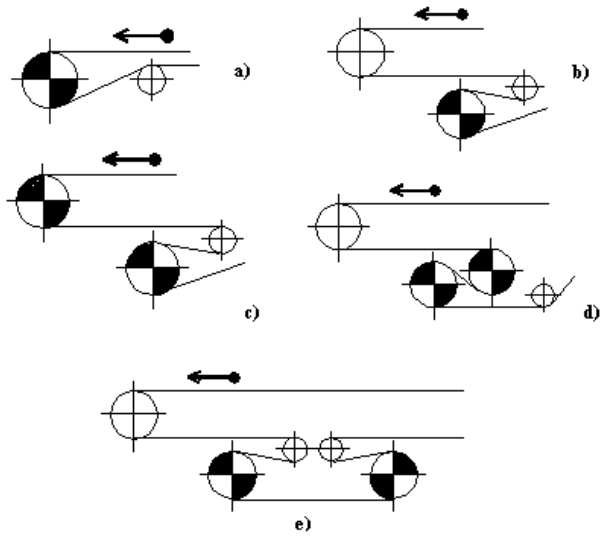
2.1.1 Poháněcí stanice

Funkcí poháněcí stanice je zajistit spolehlivý přenos sil z pohonů do dopravního pásu a předávat vytěžený materiál na následující pásový dopravník. Slouží k přeměně točivého momentu pohonu na tažnou sílu v dopravním páse. Tato přeměna je zajištěna třením mezi povrchem bubnu a dopravního pásu. Poháněcí stanice tvoří následující konstrukční části:

- ocelová konstrukce,
- poháněcí jednotky (převodovka, motor, spojka, brzda),
- bubny (poháněcí),
- napínání,
- tlumící štít,

- čistící zařízení (stěrače, prašný pás).

Vlastní vedení dopravního pásu je voleno s minimálním počtem bubnů, napínání je situováno v místě nejmenšího tahu v dopravním páse.



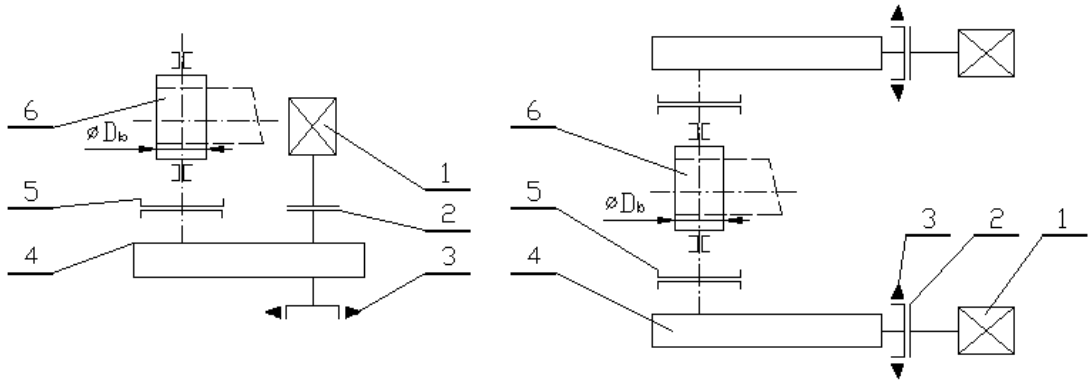
Obr. 7 Některé způsoby uspořádání poháněcích stanic pásových dopravníků[2]

Na obr. 7 jsou schématicky znázorněny možné upořádání poháněcí stanice:

a) jednobubnová bez výložníku,
b) jednobubnová s výložníkem,
c) dvoububnová bez výložníku,
d) dvoububnová s výložníkem tzv. S pohon,
e) dvoububnová s dvěma převáděcími bubny a s výložníkem tzv. Ω pohon.[2]

U jednobubnových poháněcích stanic bývá úhel opásání 180°až 250°, u dvoububnových až 2 x 220°.[2] U provedení s výložníkem je výhodou, že poháněcí stanice je samostatně zakotvena a nemusí se brát zřetel na provedení přesypu. V případě použití S pohonu uvažujeme s tím, že na první hnací buben nabíhá pás z druhé strany, která je znečištěna od dopravovaného materiálu a tím je součinitel tření mezi bubnem a pásem menší.

Pro pohon pásových dopravníků se nejčastěji používají čtyřpólové asynchronní motory s kotvou na krátko 1. Mezi motorem a převodovkou se používají pružné spojky 2 (např. Periflex, Rexnord Omega). Dále se mezi převodovkou 4 a hnacím bubnem 6 nachází nepružná spojka 5 (např. přírubová nebo zubová). Na vstupní straně převodovky, pokud je to nutné se nachází brzda 3 (např. Svenborg Brakes). V současné době se používají brzdy kotoučové.



příčné uspořádání pohonu podélné uspořádání pohonu

Obr. 8 Schéma pohonu hnacího bubnu[2]

2.1.2 Vratná stanice

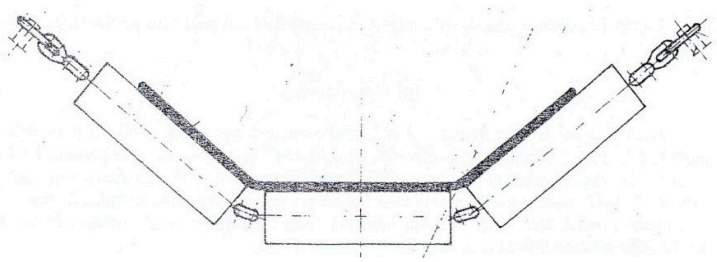
Funkcí vratné stanice je zajistit změnu směru dopravního pásu. Z pravidla přijímá těžený materiál od předchozího pásového dopravníku. Vratná stanice tvoří následující konstrukční části:

- ocelová konstrukce,
- bubny (vratný),
- dopadové místo (násypka),
- čistící zařízení (stěrače).

Vratný buben je uložen v jednoduché konstrukci na valivých ložiskách a je konečným článkem dopravníku. Vratná stanice je vybavena čističem pásu ve vratné větvi před náběhem pásu na buben. U krátkých dopravníků se vratného bubnu využívá také k napínání pásu.

2.1.3 Nosná konstrukce

Tvoří trať pásového dopravníku mezi vratným a poháněcím bubnem. Slouží k podepření a vedení dopravního pásu v horní a spodní větvi. Je tvořena válečkovými stolicemi, podélnými nosníky s podpěrami, horními a spodními válečky. Nejpoužívanější nosná konstrukce sestává s článků trati, které jsou navzájem spojené šrouby. Nejběžněji se používá tříválečkové provedení horní větve, dvouválečkové uspořádání spodní větve. Ve speciálních případech je tzv. girlandové provedení s válečky zavěšenými na nosné konstrukci.



Obr. 9 Girlandová válečková stolice

2.1.4 Dopravní pás

Plní funkci tažného a nosného elementu. Přitom je na dopravní pás kladena celá řada požadavků:

- vysoká pevnost v tahu,
- velká odolnost proti průrazům a otěru,
- dostatečná elastičnost (ovlivňuje je velikost průměrů bubnů a tvar ložného profilu),
- malá průtažnost (ovlivňuje poměry na poháněcích bubnech a napínání),
- velká životnost (z hlediska stárnutí gumy a únavy nosné kostry),
- odolnost proti povětrnostním vlivům (mrazu, vlhkosti).

Vlastní pás sestává z následujících částí, které jsou vzájemně spojeny vulkanizací v jeden homogenní celek:

- nosná kostra (přenáší všechna zatížení působící na dopravní pás a je nejvíce namáhanou částí),
- krycí vrstva (horní a spodní, tyto vrstvy chrání nosnou konstrukci dopravního pásu před mechanickým poškozením, otěrem a atmosférickými vlivy),
- ochrana krajů (chrání boční strany nosné kostry dopravního pásu před mechanickým poškozením, otěrem a atmosférickými vlivy),
- protiprůrazová vrstva (zvyšuje pevnost dopravního pásu proti průrazům, u textilních pásů se používají kombinované textilní vložky, u ocelových pásů se používá speciální vrstva vláken).

Dopravní pás se vyrábí v pevnostních řadách od 200 do 3500 Nmm^{-1} a v šířkách od 400 do 2400 mm. Jelikož se dopravní pásy vyrábí v určitých délkách, je nutno je pro použití u dopravníků navzájem spojovat. Spoje dopravních pásů jsou dvojího druhu:

- rozebíratelné,
- nerozebíratelné.

Do první skupiny patří mechanické spojování, které se provádí různými druhy mechanických spon. Lze je používat tam, kde předpokládáme změnu umístění a délku pásu.Výhodou těchto spojů je poměrně rychlé provedení, nevýhodou snížená pevnost spoje.
Do druhé skupiny patří spojování dopravních pásů za studena lepením a za tepla vulkanizací. Výhodou a nevýhodou obou těchto způsobů jsou přesně opačné než u mechanického spojování.

2.1.5 Napínací zařízení

Je zařízení, které zajišťuje předpětí dopravního pásu, potřebné pro přenos tažné síly třením z hnacího bubnu a pro zamezení nadměrného průhyb dopravního pásu mezi válečkovými podpěrami.
Napínací zařízení dělíme do dvou skupin:

- zařízení kompenzující jen trvalé prodloužení pásu (s pevným napínacím bubnem),
- zařízení kompenzující trvalé i pružné prodloužení pásu (s posuvným napínacím bubnem).

První skupina napínacích zařízení je vhodná pro kratší dopravníky (do 100 m délky) a napínání se provádí pohybem vratného bubnu.

Pro druhou skupinu napínacích zařízení je charakteristické, že napínací buben se při změně tahů v dopravním pásu pohybuje a tím kompenzuje změnu jeho délek. Zajišťuje se tím v podstatě konstantní velikost odbíhající (nabíhající) síly za všech provozních podmínek dopravníku.

2.1.6 Příslušenství pásových dopravníků

K příslušenství pásových dopravníků patří:

- zařízení pro přivádění materiálu na pás,
- zařízení pro odvádění materiálu z pásu,
- zařízení pro čištění pásu.

Materiál je přiváděn na pás do násypek. Zde je dopravní pás a jeho podpěrné prvky vystaveny účinkům padajícího materiálu a tím musí pohltit velké množství kinetické energie. Proto je důležité, aby dopadová výška byla co nejmenší a materiál byl přiváděn ve směru dopravy. Materiál se z dopravního pásu odebírá na výsypném bubnu nebo v libovolném místě pomocí shrnovače nebo shazovacího vozu. Pokud je materiál předán na další dopravník, hovoříme o přesypu, pokud doprava končí hovoříme o výsypu.

Shrnovače jsou jedno nebo oboustranné. Jsou na jednom místě pásového dopravníku, dle potřeba jich může být několik. Stěrače dopravních pásů představují účinný způsob údržby a čistění dopravních pásů. Jsou umístěny přímo na výsypný buben nebo v jeho bezprostřední blízkosti. Nejpoužívanější jsou segmentové stěrače.

Obr. 10 Čelní stěrač (typ CJPU)[11]

Čelní stěrač vyniká svou jednoduchou konstrukcí, která zaručuje výbornou kvalitu stírání po celou dobu životnosti stíracího segmentu z polyuretanu. Umisťuje se na čelo vynášecího bubnu cca 15°- 20° pod osu dopravníku. Přítlak vůči pásu zabezpečuje tělo segmentu vyrobené z otěruvzdorného polyuretanu, ale díky jeho tuhosti také napínací elementy, ve kterých je stěrač připevněn k dopravníku. Setřený materiál tak nepřichází do styku s žádnými mechanicky pohyblivými díly stěrače.

2.2 Výpočet dle normy ČSN ISO 5048

2.2.1 Parametry dopravníku

Délka trati: L = 56 m

Celkové převýšení: H = 12 m

Šířka dopravního pásu: B = 1,4 m

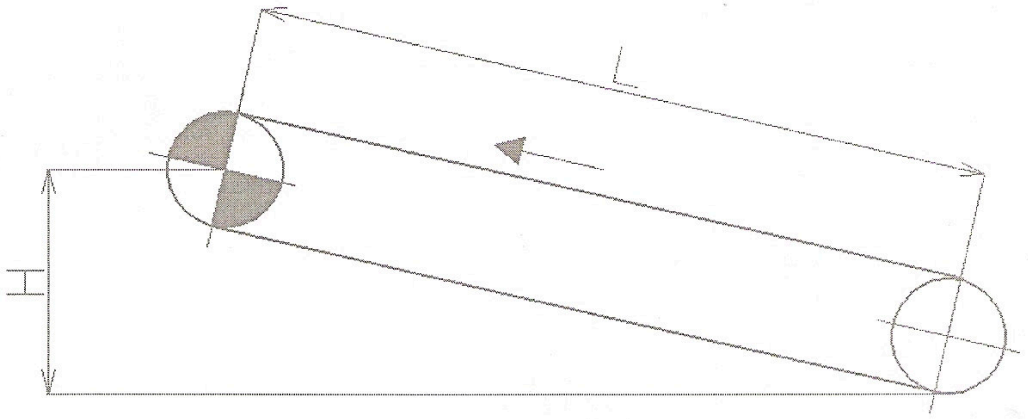
Úhel sklonu dopravníku: $\varepsilon = 17°$

Rychlost dopravníku: $v = 5{,}79\ m \cdot s^{-1}$

Dopravované množství: $Q = 3500\ m^3 \cdot h^{-1}$

Uspořádání horní stolice: tříválečkové

Průměr poháněcího bubnu $D_b = 1000$ mm



Obr. 11 Schéma dopravníku

2.2.2 Základní parametry dopravovaného materiálu

dopravovaná hmota	**sypná hmotnost ρ_s $[kgm^3]$**	**dynamický sypný úhel ψ_{dyn} [°]**
Skrývka	1500	20

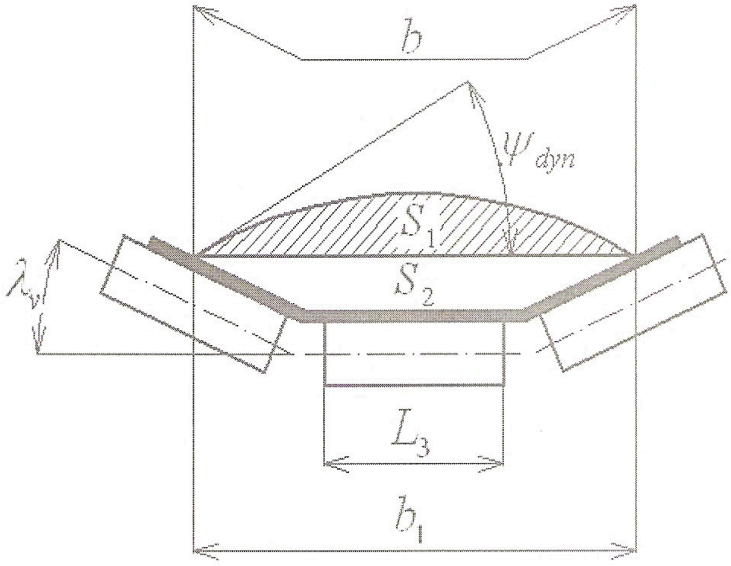
Tab. 1 Hodnoty základních parametrů dopravovaného materiálu[1]

2.2.3 Požadovaný průřez náplně pásu S_p [m^2]

$$S_p = \frac{Q}{3{,}6 \cdot k_\varphi \cdot \rho_S \cdot v} = \frac{3500}{3{,}6 \cdot 0{,}8 \cdot 1500 \cdot 5{,}79} = 0{,}140 \text{ m}^2 \quad [2.1]$$

Volím $k_\varphi = 0{,}8$

2.2.4 Plocha náplně pásu S [m^2]



Obr. 12 Schéma tříválečkového uspořádání

Volím válečky od firmy PRECISMECA – MONTAN GMBH LEIPZIG:

šířka pásu B [m]	**průměr horních válečků** [mm]	**průměr spodních válečků** [mm]	**délka horního válečku L_3** [m]	**délka spodního válečku L_1** [m]	**hmotnost horního válečku m_{vh}** [kg]	**hmotnost spodního válečku m_{vs}** [kg]
1,4	133	89	0,530	0,800	12,3	10,5

Tab. 2 Rozměry zvolených válečků[1]

$$S = S_1 + S_2 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \tan\psi_{dyn} + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - L_3^2) \cdot \tan\lambda_v$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 1{,}087^2 \cdot \tan 20° + \frac{1}{4} \cdot (1{,}087^2 - 0{,}530^2) \cdot \tan 35°$$

$$S = 0{,}23 \text{ m}^2 \quad [2.2]$$

Úhel sklonu bočních válečků jsem zvolil $\lambda_v = 35°$

Využitelná ložná šířka pásu:

$$b = 0{,}9 \cdot B - 0{,}05 = 0{,}9 \cdot 1{,}4 - 0{,}05 = 1{,}21 \text{ m} \quad [2.3]$$

Světlá šířka bočního vedení:

$$b_1 = b \cdot \cos\lambda_v + L_3 \cdot (1 - \cos\lambda_v)$$

$$b_1 = 1{,}21 \cdot \cos 35° + 0{,}530 \cdot (1 - \cos 35°)$$

$$b_1 = 1{,}087 \text{ m} \quad [2.4]$$

Součinitel sklonu:

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) = 1 - \frac{0{,}072}{0{,}23} \cdot (1 - 0{,}780) = 0{,}931$$

$$k_1 = \left(\frac{cos^2\,\beta - cos^2\,\psi_{dyn}}{1 - cos^2\,\psi_{dyn}}\right)^{0{,}5} = \left(\frac{cos^2\,12{,}36 - cos^2\,20}{1 - cos^2\,20}\right)^{0{,}5} = 0{,}780 \quad [2.5]$$

$$\sin\beta = \frac{H}{L} = \frac{12}{56} = 0{,}214 \Rightarrow \beta = 12{,}36° \quad [2.6]$$

Jelikož je dopravovaná hmota dopravována na skloněnou část pásu, je nutno S násobit korekčním součinitelem:

$$S_S = k \cdot S = 0{,}931 \cdot 0{,}23 = 0{,}214 \text{ m}^2 \quad [2.7]$$

2.2.5 Podmínka pro skutečný S_S a požadovaný S_p průřez náplně pásu

Musí být zajištěna podmínka, že skutečný průřez náplně pásu S_S musí být větší než požadovaný průřez náplně pásu S_p.

$$S_S > S_p$$

$$0{,}214 > 0{,}140$$

Podmínka je splněna

2.2.6 Parametry pásu

Na spojovacím mostě je použit dopravní pás PA 500/3 od firmy MATADOR s označením TRANSBELT. Tento dopravní pás je z polyamidovou kostrou, která se vyznačuje vysokou elasticitou, pevností v tahu a vysokou odolností vůči průrazům.

Jmenovitá pevnost v tahu $\boldsymbol{\sigma_t}$ $[Nmm^{-1}]$	**Dovolené namáhání v tahu** $\boldsymbol{\sigma_{dov}}$ $[Nmm^{-1}]$	**Celková tloušťka** $[mm]$	**Plošná hmotnost** $\boldsymbol{m_p'}$ $[kgm^2]$
500	50	8,4	9,75

Tab. 3 Parametry pásu

Měrná hmotnost dopravního pásu:

$$m_p = m_p' \cdot B = 9{,}75 \cdot 1{,}4 = 13{,}65\ kgm^{-1} \quad [2.8]$$

2.2.7 Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad [2.9]$$

2.2.7.1 Výpočet síly potřebné k překonání pohybových odporů

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot \left[\left(2 \cdot m_p + q\right) \cdot \cos\varepsilon + m_v\right]$$

$$F_1 = 2{,}12 \cdot 56 \cdot 9{,}81 \cdot \left[(2 \cdot 13{,}65 + 167{,}9) \cdot \cos 12{,}36° + 23{,}7\right] = 24967\ \text{N} \quad [2.10]$$

Pro kratší dopravníky L ≤ 80 m platí vztah:

$$w = f + C = 0{,}02 + 2{,}1 = 2{,}12 \quad [2.11]$$

Globální součinitel tření jsem zvolil f = 0,02, základní hodnota je $\langle 0{,}016; 0{,}03\rangle$.

Měrná hmotnost rotujících částí válečků:

$$m_v = \frac{m_{vh} \cdot n_{vh}}{t_1} + \frac{m_{vs} \cdot n_{vs}}{t_2} = \frac{12{,}3 \cdot 3}{2} + \frac{10{,}5 \cdot 2}{4} = 23{,}7 \text{ kgm}^{-1} \quad [2.12]$$

n_{vh} – 3 válečky

n_{vs} – 2 válečky

t_1 – 2 m

t_2 – 4 m

Součinitel vedlejšího odporu:

$C \geq 1{,}02$

$2{,}1 \geq 1{,}02 \Rightarrow$ **podmínka vyhovuje** [2.13]

Měrná hmotnost dopravovaného materiálu:

$$q = \frac{Q}{3{,}6 \cdot v} = \frac{3500}{3{,}6 \cdot 5{,}79} = 167{,}9\ kgm^{-1} \quad [2.14]$$

2.2.7.2 Výpočet síly potřebné k překonání dopravní výšky

$$F_2 = q \cdot H \cdot g = 167{,}9 \cdot 12 \cdot 9{,}81 = 19765 \text{ N} \quad [2.15]$$

2.2.7.3 Výpočet přídavných a vedlejších odporů dopravníku

$$F_p = F_{n1} + F_{n2} + n_B + F_B + n_C + F_C + F_{BV} + F_S + F_{SV}$$

$$F_p = 5627 + 468 + 1 + 1000 + 2 + 420 + 0 + 0 + 6687 = 14205 \text{ N} \quad [2.16]$$

Dopravník obsahuje jeden nepoháněný buben ($n_B = 1$), dva čističe pásu ($n_C = 2$). Shrnovač materiálu ani boční vedení není součástí dopravníku (F_S, $F_{BV} = 0$).

Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování:

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0) = 167{,}9 \cdot 5{,}79 \cdot (5{,}79 - 0) = 5627 \text{ N} \quad [2.17]$$

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlení:

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_S \cdot b_1^2} = \frac{0{,}6 \cdot 167{,}9^2 \cdot 9{,}81 \cdot 5}{1500 \cdot 1{,}087^2} = 468 \text{ N} \quad [2.18]$$

Volím $L_N = 5$ m

$\mu_B \in \langle 0{,}5; 0{,}7 \rangle$, volím 0,6.

Odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu:

$F_B = 1000$ N

Odpor čističe pásu:

$$F_C = 300 \cdot B = 300 \cdot 1{,}4 = 420 \text{ N} \quad [2.19]$$

Odpor shazovacího vozu:

$$F_{sv} = q \cdot H_1 \cdot g + 1600 \cdot B = 167{,}9 \cdot 2{,}7 \cdot 9{,}81 + 1600 \cdot 1{,}4 = 6687 \text{ N} \quad [2.20]$$

Volím $H_1 = 2{,}7$ m

Výsledná obvodová síla na poháněcím bubnu:

$$F = F_1 + F_2 + F_p = 24967 + 19765 + 14205 = 58937 \text{ N} \quad [2.21]$$

Největší tah v pásu:

$$F_{max} = F \cdot k_s = 58937 \cdot 1{,}3 = 76618 \text{ N} \quad [2.22]$$

2.2.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} = \frac{58937 \cdot 5{,}79}{10^3 \cdot 0{,}95} = 359{,}2 \text{ kW} \quad [2.23]$$

$\eta \in \langle 0{,}85; 0{,}95 \rangle$, volím 0,95.

2.2.9 Tahy v dopravním pásu

2.2.9.1 Odbíhající síla

$$F_o = \frac{1{,}6 \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} = \frac{1{,}6 \cdot}{e^{0{,}35 \cdot 3{,}665} - 1} = 36442 \text{ N} \quad [2.24]$$

$$\alpha_G = \frac{210 \cdot \pi}{180} = 3{,}665 \text{ rad}$$

2.2.9.2 Napínací síla

$$F_z \geq 2 \cdot \left(F_o - m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin\beta\right) = 2 \cdot (36442 - 13{,}65 \cdot 56 \cdot 9{,}81 \cdot \sin 12{,}36°)$$

$$F_z \geq 69674 \text{ N} \quad [2.25]$$

2.2.10 Skutečné tahy v dopravním pásu

2.2.10.1 Skutečná odbíhající síla

$$F_{oS} = \frac{1}{2} \cdot F_z + m_p \cdot g \cdot L \cdot \sin\beta = 0{,}5 \cdot 69674 + 13{,}65 \cdot 9{,}81 \cdot 56 \cdot \sin 12{,}36°$$

$$F_{oS} = 36442 \text{ N} \quad [2.26]$$

2.2.10.2 Skutečná nabíhající síla

$$F_{nS} = \frac{1}{2} \cdot F_z + F + m_p \cdot g \cdot L \cdot \sin\varepsilon$$

$$F_{nS} = 0{,}5 \cdot 69674 + 58937 + 13{,}65 \cdot 9{,}81 \cdot 56 \cdot \sin 12.36°$$

$$F_{nS} = 95379 \text{ N} \quad [2.27]$$

2.2.11 Kontrola průvěsů dopravního pásu

2.2.11.1 Pro plnou větev

$$T_i \geq \frac{t_1 \cdot (m_p + q) \cdot g}{8 \cdot y_{max}} = \frac{2 \cdot (13{,}65 + 167{,}9) \cdot 9{,}81}{8 \cdot 0{,}02} = 22263 \ N \quad [2.28]$$

2.2.11.2 Pro prázdnou větev

$$T_i \geq \frac{t_1 \cdot m_p \cdot g}{8 \cdot y_{max}} = \frac{4 \cdot 13{,}65 \cdot 9{,}81}{8 \cdot 0{,}02} = 3348 \ N \quad [2.29]$$

y_{max} → dovolený relativní průvěsdopravního pásu, dle ČSN ISO 5048

Výše vypočteným podmínkám napínací síla vyhovuje a je možno volit $F_z = 70000$ N a velikost odbíhající síly se tím zvětší na hodnotu:

$$F_0 = \frac{1}{2} \cdot F_z + m_p \cdot g \cdot L \cdot \sin\beta = 0{,}5 \cdot 70000 + 13{,}65 \cdot 9{,}81 \cdot 56 \cdot \sin 12{,}36°$$

$$F_0 = 36605 \ N \quad [2.30]$$

Velikost nabíhající síly, která je pro daný dopravník maximální silou při jeho ustáleném chodu bude:

$$F_n = F_o + F = 36605 + 58937 = 95542 \text{ N} \quad [2.31]$$

2.2.12 Pevnostní kontrola dopravního pásu

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B \geq T_{max} \quad [2.32]$$

$$T_{max} = F_{nS} \text{ nebo } F_{oS} \quad [2.33]$$

$$F_{dov} = 50 \cdot 1400 = 70000 \text{ N}$$

$$T_{max} = F_{oS} = 36442 \text{ N}$$

$$F_{dov} \geq T_{max}$$

$$70000 \geq 36442$$

Zvolený dopravní pás vyhovuje.

3 Konstrukční návrh poháněcí stanice dopravníku na spojovacím mostě

3.1 Poháněcí stanice

Poháněcí stanice slouží k přeměně točivého momentu pohonu na tažnou sílu v dopravním páse. Poháněcí stanice tvoří – hnací buben, pohon (elektromotor, převodovka, spojka, brzda, nosná konstrukce). Pro pohon pásových dopravníků se nejčastěji používají asynchronní motory s kotvou na krátko. Mezi motorem a převodovkou se nejčastěji používá pružná spojka. Dále se mezi převodovkou a hnacím bubnem nachází nepružná spojka. Většinou se jedná o spojku přírubovou nebo zubovou. Na vstupní straně převodovky se nachází brzda (v mém případě je brzda řešena u motoru).

Obr. 13 Brzda Svenborg BSFI 204

Brzda se nejčastěji používá kotoučová u starších provedení se používala brzda čelisťová. Hnací buben je nejčastěji svařované konstrukce, je umístěn na výsypné straně dopravníku. Důležitou částí hnacího bubnu je jeho povrh (obložení), v současné době se používá keramické obložení. Na druhu a stavu (čistotě) povrchu bubnu závisí velikost přenášených sil.

Čím čistější povrch bubnu, tím větší součinitel tření a zároveň menší tahová síla na hnacím bubnu.

Spojovací most tvoří šikmá celosvařovaná příhradová konstrukce, jejíchž část je uložena pomocí příčné dvojice ložiskových opěr na rámu otočné plošiny spočívajících prostřednictvím tří dvoukolových vahadel na kruhové dráze, upravené v ose otáčení na střední stavbě. Na svém dolním konci je spojovací most opřen o výkyvný vyrovnávací vozík housenicového podvozku.

Mimo shora uvedených strojních dílů otočné plošiny, je v konstrukci spojovacího mostu zabudován dopravní pás s poháněcí stanicí, usměrňovací klapkou (štítem), napínacím zařízením, válečkovými soupravami a prašným pasem. Dopravní pás dopravuje skrývku od přesypu ze shazovacího vozu do přesypu výložníkového (zakládacího) pásu v ose otáčení zakladače. Hnací stanice spojovacího mostu je v horní části na plošině nad přesypem v ose otáčení. Konstrukčně je pohon spojovacího mostu tvořen převodovkou, brzdou, elektromotorem. Na jednostranně prodloužený konec hřídele hnacího bubnu je nasazena převodovka připojená pomocí pružné spojky na spojovací hřídel procházející v tomto případě pod horní větví dopravního pásu na jeho druhou stranu, kde je opatřen spojkou s brzdovým kotoučem a připojen na elektromotor. Hnací buben je obložen keramickými destičkami. Strojní díly otočné plošiny tvoří dvojice vahadel s pojezdovými koly a usměrňovací klapkou vestavěnou do přesypu v ose otáčení zakladače.

Klapka slouží k regulaci toku materiálu do následné násypky výložníkového (zakládacího) pásu. Přestavuje se dle potřeby ručně a její poloha je závislá na vzájemné úhlové vazbě spojovacího mostu a výložníkového (zakládacího) pásu. Válečkové soupravy spojovacího mostu jsou v horní větvi tvořeny girlandovými soupravami zavěšenými na nosných lanech napnutých po obou stranách spojovacího mostu. Pod přesypem spojovacího mostu jsou dopadové tříválečkové girlandy zavěšené do rámu ocelové konstrukce. Korýtkovou girlandových souprav je 30°, v místech přechodu k hnacímu bubnu jsou pevné válečkové stolice s korýtkovití 20° a 10°. Spodní větev spojovacího mostu je tvořena diskovými válečky a opatřeny dvěma samoregulačními soupravami a dvěma šípovými stěrači. Šířka pásu na spojovacím mostě je 1400 mm, rychlost je 4,84 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$, sklon 17°.

3.2 Provozní výkon pohonu spojovacího mostu

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} = \frac{58937 \cdot 4{,}84}{10^3 \cdot 0{,}95} = 300{,}2\ kW \qquad [3.1]$$

$$P_M = \frac{P}{n_e} = \frac{300{,}2}{1} = 300{,}2\ kW \qquad [3.2]$$

Zvolen elektromotor 1AG 355-M4 o výkonu 315 kW, jedná se o 3-fázový asynchronní s kroužkovou kotvou, tvar IM 1001, 500 V, 50 Hz.

- jmenovité otáčky $n = 1480$ ot min^{-1}
- hmotnost $m = 1830$ kg
- moment setrvačnosti $J_M = 51$ kg m^2
- jmenovitý moment $M_M = 1500$ Nm

Obr. 14 Motor 1 AG 355 – M4

3.3 Volba převodovky

Převodový poměr:

$$i_p = \frac{n_M}{v} \cdot \pi \cdot D_b = \frac{24,67}{4,84} \cdot \pi \cdot 1 = 16,01 \quad [3.3]$$

$$n_M = 1480\ ot\ min^{-1} = \frac{1480}{60} = 24,67\ ot\ s^{-1} \quad [3.4]$$

Volím převodový poměr 16.

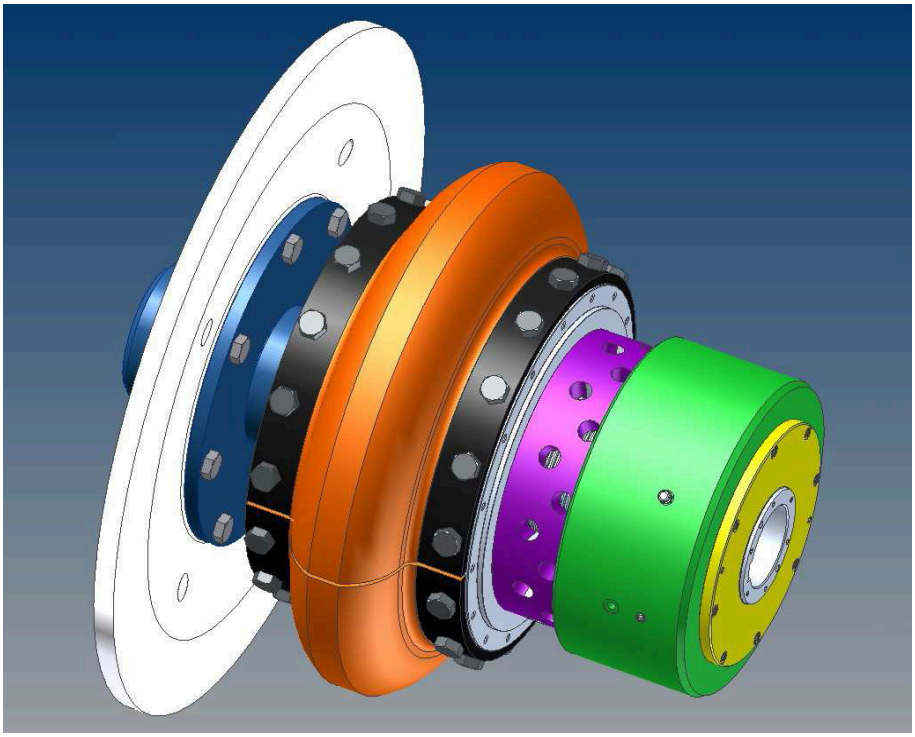
Zvolena převodovka:

- vstupní otáčky n = 1480 ot min^{-1}
- hmotnost m = 2444 kg
- moment setrvačnosti J_P = 11 kg m^2
- jmenovitý výkon 315 kW
- točivý moment T = 50 kN
- mazivo olej PARAMO PP7
- množství 110 litrů

Obr. 15 Převodovka pohonu spojovacího mostu

3.4 Volba spojky

Spojka mezi převodovkou a motorem byla zvolena pružná spojka od firmy REXNORD OMEGA 95 /90. Moment setrvačnosti $J_S = 20$ kg m^2.



Obr. 16 3D model spojky s brzdovým kotoučem

3.5 Kontrola elektromotoru

Statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru:

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0{,}5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} = \frac{1}{1} \cdot 58937 \cdot 0{,}5 \cdot 1 \cdot \frac{1}{0{,}95 \cdot 16} = 1939 \text{ Nm} \qquad [3.5]$$

$$M_{SM} \leq M_M$$

$$1939 \leq 2500$$

Elektromotor vyhovuje požadavku.

3.6 Kontrola brzdy

Dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku, redukovaný na hřídel motoru:

$$M_{DM} = \left[\left(q + 2 \cdot m_p + m_v \right) \cdot L \cdot 0{,}5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D_b} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} + n_e \cdot \frac{2 \cdot \left(J_p + J_s + J_m \right)}{D_b \cdot \eta} \right] \cdot \frac{v}{t_b}$$

$$M_{DM} = \left[(167{,}9 + 2 \cdot 13{,}65 + 23{,}7) \cdot 46 \cdot 0{,}5 \cdot 1 \cdot \frac{1}{0{,}95 \cdot 16} + \frac{2 \cdot 1145}{1} \cdot \frac{1}{0{,}95 \cdot 16} + 1 \cdot \frac{2 \cdot (11 + 20 + 51)}{1 \cdot 0{,}95} \right] \cdot \frac{4{,}84}{8}$$

$$M_{DM} = 586 \text{ Nm} \qquad [3.6]$$

Brzdný moment potřebný k zastavení dopravníku:

$$M_{B1} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[M_{DM} - \left(0{,}7 \cdot F_1 + F_2 + F_p \right) \cdot 0{,}5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{max}}{i_p} \right] \cdot k_B$$

$$M_{B1} = \frac{1}{1} \cdot \left[586 - (0{,}7 \cdot 24967 + 19765 + 14205) \cdot 0{,}5 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}95}{16} \right] \cdot 1{,}5$$

$$M_{B1} = -1412 \text{ Nm} \qquad [3.7]$$

Brzdný moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu:

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[\left(-0{,}7 \cdot F_1 + |F_2| - F_p \right) \cdot 0{,}5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{max}}{i_p} \right] \cdot k_B$$

$$M_{B2} = \frac{1}{1} \cdot \left[(-0{,}7 \cdot 24967 + |19765| - 14205) \cdot 0{,}5 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}95}{16} \right] \cdot 1{,}5$$

$$M_{B2} = -531 \text{ Nm} \qquad [3.8]$$

$k_B \in \langle 1{,}3; 2{,}1 \rangle$, volím 1,5,

$$M_{B1};\ M_{B2} \leq M_B$$
$$-1412; -531 \leq 17000$$

Brzda byla zvolena SVENBORG BSFI 204, tato brzda splňuje nejvyšší nároky kladené na bezpečnost a spolehlivost ve velkých brzdných aplikacích a multifunkčních zařízeních. Zvolená brzda svým momentem stačí na udržení pásového dopravníku v klidu.

4 Konstrukční návrh převodové skříně pohonu

4.1 Obecný popis

Převodovky jsou jak jednoduché, tak složitější zařízení, které vznikají sériovým nebo paralelním řazením jednoduchých převodových prvků. Převodovka se vkládá mezi motor (hnací stroj) a výstupní člen, který má různou funkci. Nedílnou součástí je její rám (skříň), který často plní další funkci. Základním úkolem převodovky je dosažení změny úhlové rychlosti a změny kroutících momentů z hřídele motoru na výstupní člen převodovky (pracovní stroj). Základními funkčními parametry jsou:

- vstupní výkon,
- otáčky na výstupu,
- celkový převod,
- celková účinnost,
- životnost.

Z provozního hlediska musí uživatel převodovky v první řadě zajistit a sledovat mazání převodových prvků a ložisek. U převodovek, kde jsou vysoké obvodové rychlosti i chlazení. Kde je použito rozstřikovací mazání, je nutné sledovat hladinu oleje v převodové skříni. Kde musí být buď tzv. olejoznak nebo měrka pro měření oleje. Kromě oleje je dále nutné sledovat hlučnost převodové skříně. Zvýšení hlučnosti signalizuje možnost poruchy (v uložení nebo v některém převodu). Opravy převodových skříní lze rozdělit do dvou skupin:

- oprava některé součásti (např. přebroušení ozubeného kola),
- výměna porušených součástí (např. otlačené pero, ulomený zub ozubeného převodu, silně poškozené ložisko).

Převodovky se skládají z jednotlivých částí převodového mechanismu (převodové prvky, rotační přenosové části, spojovací části, uložení) a tělesa převodovky (rám). Pro volbu rámu (odlitek nebo svařenec) je důležité, jestli se jedná o sériovou výrobu (odlitek) nebo o menší počet kusů (svařenec). Rám musí mít takovou konstrukci, aby bylo možné provést montáž, opravy a demontáž.

Používají se třístupňové čelní převodovky. Charakterizují se výstupním momentem T_2 až do 370 kNm. Ozubená čelní kola jsou tvrzena a broušena, kuželová kola jsou tvrzena. Konstrukční řešení je optimalizované z hlediska poměru výkonu ke hmotnosti. Valivá ložiska jsou dimenzována na bezpečný přenos vnitřních sil z ozubení i přídavných vnějších namáhání.

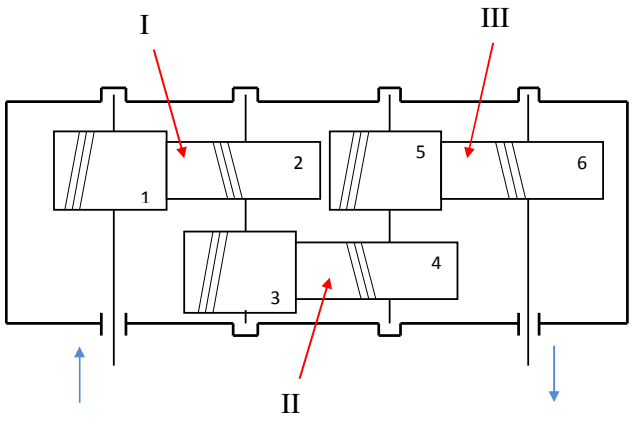
V případě velkých výkonů a těžkých pracovních podmínek je možno použít přídavného chlazení a to ventilátorem nasazeném na vstupní hřídeli, případně přídavného chladiče olej – vzduch.

Mazání je použito kombinované, broděním i pomocí olejového čerpadla s pohonem odvozeným od rychloběžných hřídelů. Konstrukční řešení je v souladu se standardy AGMA/ISO. Všeobecně lze konstatovat, že převodové skříně je nutno před uvedením do provozu náležitě překontrolovat, zda obsahuje předepsané množství a druh oleje a jsou řádně uzavřeny, usazeny vzhledem k elektromotoru. Po prvních 500 hodinách provozu převodových skříní se náplň vypustí, tělesa se vypláchnou proplachovacím olejem, vyčistí a znovu předepsaným olejem v požadovaném množství naplní. Druhá výměna se provádí po dalších 2000 provozních hodinách. Následující výměna se provádí vždy po 10000 provozních hodinách. Při výměně olejové náplně je nutno pečlivě odstranit z tělesa převodové skříně všechny zbytky opotřebovaného oleje a usazenin, poté ho vypláchnout a znovu naplnit předepsaným množstvím náplně. Údržba olejových lázní je jednoduchá a pozůstává z kontroly a doplňování oleje dle olejoznaku. Soukolí je při této kontrole v klidu.

5 Základní výpočet převodové skříně

5.1 Návrh převodovky

Přenosový výkon od motoru je 315 kW, vstupní otáčky 1480 $\mathrm{ot} \cdot \mathrm{min}^{-1}$, převodový poměr i = 16, životnost ložiska L_H = 45000 hod.



Obr. 17 schéma třístupňové čelní převodovky

5.2 Volba jednotlivých převodů

Vstupní otáčky v převodovce budou n_1 = 1480 min^{-1}, výstupní n_4 = 92,5 min^{-1}.

Převodový poměr bude:

$$i_{1,4} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1480}{92{,}5} = 16 \qquad [5.1]$$

Dle zadání volím tři čelní soukolí s přímými zuby.

Převodové poměry volím:

- čelní soukolí č. 1 → $i_{1,2} = 2$
- čelní soukolí č. 2 → $i_{2,3} = 4$
- čelní soukolí č. 3 → $i_{3,4} = 2$

kontrola:

$$i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4} = 2 \cdot 4 \cdot 2 = 16 \qquad [5.2]$$

5.3 Výpočet otáček převodů

$$n_1 = 1480\ min^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{1480}{2} = 740\ min^{-1} \quad [5.3]$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{2,3}} = \frac{740}{4} = 185\ min^{-1} \quad [5.4]$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{3,4}} = \frac{185}{2} = 92{,}5\ min^{-1} \quad [5.5]$$

5.4 Výpočet kroutících momentů

$$M_{k1} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{315000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1480} = 2032{,}5\ Nm \quad [5.6]$$

$$M_{k2} = i_{1,2} \cdot M_{k1} = 2 \cdot 2032{,}5 = 4065\ Nm \quad [5.7]$$

$$M_{k3} = i_{2,3} \cdot M_{k2} = 4 \cdot 4065 = 16260\ Nm \quad [5.8]$$

$$M_{k4} = i_{3,4} \cdot M_{k3} = 2 \cdot 16260 = 32520\ Nm \quad [5.9]$$

5.5 Výpočet čelního soukolí č. 1

Volím materiál:

- pastorek 15 241
- kolo 42 2720

5.5.1 Určení modulu v závislosti na přenášeném výkonu

$$m_{1,2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{\pi \cdot n_1 \cdot z_1 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{F_D}}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{315000}{\pi \cdot \frac{1480}{60} \cdot 20 \cdot 20 \cdot 52{,}8}} = 5{,}77\ mm \quad [5.10]$$

volím $m_{1,2}$ = 7 mm

$$\sigma_{F_D} = \frac{\sigma_{F_C}}{10} = \frac{528}{10} = 52{,}8\ MPa \quad [5.11]$$

volím $\sigma_{F_C} = 528\ MPa$

volím $z_1 = 20$

volím $z_2 = 42$

volím $\psi_m = 20$

5.5.2 Hlavní rozměry

Výpočet průměru roztečné kružnice:

pastorek

$$D_1 = m_{1,2} \cdot z_1 = 7 \cdot 20 = 140\ mm \quad [5.12]$$

kolo

$$D_2 = m_{1,2} \cdot z_2 = 7 \cdot 42 = 294\ mm \quad [5.13]$$

Volba velikosti hlavy výšky zubu:

$$h_{a_{1,2}} = m_{1,2} = 7\ mm \quad [5.14]$$

Výpočet hlavové vůle:

$$c_{a_{1,2}} = 0{,}25 \cdot m_{1,2} = 0{,}25 \cdot 7 = 1{,}75\ mm \quad [5.15]$$

Výpočet výšky paty zubu:

$$h_{f_{1,2}} = c_{a_{1,2}} + m_{1,2} = 1{,}75 + 7 = 8{,}75\ mm \quad [5.16]$$

Výpočet výšky zubu:

$$h_{n_{1,2}} = h_{a_{1,2}} + h_{f_{1,2}} = 7 + 8{,}75 = 15{,}75\ mm \quad [5.17]$$

Výpočet průměru hlavové kružnice:

pastorek

$$D_{a_1} = D_1 + 2 \cdot h_{a_{1,2}} = 140 + 2 \cdot 7 = 154\ mm \quad [5.18]$$

kolo

$$D_{a_2} = D_2 + 2 \cdot h_{a_{1,2}} = 294 + 2 \cdot 7 = 308\ mm \quad [5.19]$$

Výpočet průměru patní kružnice:

pastorek

$$D_{f_1} = D_1 - 2 \cdot h_{f_{1,2}} = 140 - 2 \cdot 8{,}75 = 122{,}5\ mm \quad [5.20]$$

Kolo

$$D_{f_2} = D_2 - 2 \cdot h_{f_{1,2}} = 294 - 2 \cdot 8{,}75 = 311{,}5\ mm \quad [5.21]$$

Výpočet rozteče mezi zuby:

$$\hat{t}_{1,2} = \pi \cdot m_{1,2} = \pi \cdot 7 = 21{,}99\ mm \quad [5.22]$$

Výpočet šířky zubu:

$$S_{1,2} = \frac{\hat{t}_{1,2}}{2} = \frac{21{,}99}{2} = 10{,}996\ mm \quad [5.23]$$

Výpočet zubové mezery:

$$S_{u_{1,2}} = S_{1,2} = 10{,}996\ mm$$

Výpočet šířky ozubení:

$$b_{1,2} = m_{1,2} \cdot \psi_m = 7 \cdot 20 = 140\ mm \quad [5.24]$$

5.6 Výpočet čelního soukolí č. 2

Volím materiál:

- pastorek 15 241
- kolo 42 2720

5.6.1 Určení modulu v závislosti na přenášeném výkonu

$$m_{3,4} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{\pi \cdot n_1 \cdot z_3 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{F_D}}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{315000}{\pi \cdot \frac{1480}{60} \cdot 15 \cdot 20 \cdot 52{,}8}} = 6{,}35\ mm \quad [5.25]$$

volím $m_{3,4}$ = 9 mm

$$\sigma_{F_D} = \frac{\sigma_{F_C}}{10} = \frac{528}{10} = 52{,}8\ MPa \quad [5.26]$$

volím $\sigma_{F_C} = 528\ MPa$

volím $z_3 = 15$

volím $z_4 = 41$

volím $\psi_m = 20$

5.6.2 Hlavní rozměry

Výpočet průměru roztečných kružnic:

pastorek

$$D_3 = m_{3,4} \cdot z_3 = 9 \cdot 15 = 135\ mm \quad [5.27]$$

kolo

$$D_4 = m_{3,4} \cdot z_4 = 9 \cdot 41 = 369\ mm \quad [5.28]$$

Volba velikosti hlavy výšky zubu:

$$h_{a_{3,4}} = m_{3,4} = 9\ mm \quad [5.29]$$

Výpočet hlavové vůle:

$$c_{a_{3,4}} = 0{,}25 \cdot m_{3,4} = 0{,}25 \cdot 9 = 2{,}25\ mm \quad [5.30]$$

Výpočet výšky paty zubu:

$$h_{f_{3,4}} = c_{a_{3,4}} + m_{3,4} = 2{,}25 + 9 = 11{,}25\ mm \quad [5.31]$$

Výpočet výšky zubu:

$$h_{n_{3,4}} = h_{a_{3,4}} + h_{f_{3,4}} = 9 + 11{,}25 = 20{,}25\ mm \quad [5.32]$$

Výpočet průměru hlavových kružnic:

pastorek

$$D_{a_3} = D_3 + 2 \cdot h_{a_{3,4}} = 135 + 2 \cdot 9 = 153\ mm \quad [5.33]$$

kolo

$$D_{a_4} = D_4 + 2 \cdot h_{a_{3,4}} = 369 + 2 \cdot 9 = 387\ mm \quad [5.34]$$

Výpočet průměru patních kružnic:

pastorek

$$D_{f_3} = D_3 - 2 \cdot h_{f_{3,4}} = 135 - 2 \cdot 11{,}25 = 112{,}5\ mm \quad [5.35]$$

kolo

$$D_{f_4} = D_4 - 2 \cdot h_{f_{3,4}} = 369 - 2 \cdot 11{,}25 = 346{,}5\ mm \quad [5.36]$$

Výpočet rozteče mezi zuby:

$$\hat{t}_{3,4} = \pi \cdot m_{3,4} = \pi \cdot 9 = 28{,}27\ mm \quad [5.37]$$

Výpočet šířky zubu:

$$S_{3,4} = \frac{\hat{t}_{3,4}}{2} = \frac{28{,}27}{2} = 14{,}137\ mm \quad [5.38]$$

Výpočet zubové mezery:

$$S_{u_{1,2}} = S_{1,2} = 14{,}137\ mm$$

Výpočet šířky ozubení:

$$b_{3,4} = m_{3,4} \cdot \psi_m = 9 \cdot 20 = 180\ mm \quad [5.39]$$

5.7 Výpočet čelního soukolí č. 3

Volím materiál:

- pastorek 15 231
- kolo 42 2720

5.7.1 Určení modulu v závislosti na přenášeném výkonu

$$m_{5,6} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{\pi \cdot n_1 \cdot z_5 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{F_D}}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{315000}{\pi \cdot \frac{1480}{60} \cdot 18 \cdot 20 \cdot 52{,}8}} = 15{,}3\ mm \quad [5.40]$$

volím $m_{5,6}$ = 15 mm

$$\sigma_{F_D} = \frac{\sigma_{F_C}}{10} = \frac{528}{10} = 52{,}8\ MPa \quad [5.41]$$

volím $\sigma_{F_C} = 528\ MPa$

volím $z_5 = 18$

volím $z_6 = 53$

volím $\psi_m = 20$

5.7.2 Hlavní rozměry

Výpočet průměru roztečných kružnic:

pastorek

$$D_5 = m_{5,6} \cdot z_5 = 15 \cdot 18 = 270\ mm \quad [5.42]$$

kolo

$$D_6 = m_{5,6} \cdot z_6 = 15 \cdot 53 = 795\ mm \quad [5.43]$$

Volba velikosti hlavy výšky zubu:

$$h_{a_{5,6}} = m_{5,6} = 15\ mm \quad [5.44]$$

Výpočet hlavové vůle:

$$c_{a_{5,6}} = 0{,}25 \cdot m_{5,6} = 0{,}25 \cdot 15 = 3{,}75\ mm \quad [5.45]$$

Výpočet výšky paty zubu:

$$h_{f_{5,6}} = c_{a_{5,6}} + m_{5,6} = 3{,}75 + 15 = 18{,}75\ mm \quad [5.46]$$

Výpočet výšky zubu:

$$h_{n_{5,6}} = h_{a_{5,6}} + h_{f_{5,6}} = 15 + 18{,}75 = 33{,}75\ mm \quad [5.47]$$

Výpočet průměru hlavových kružnic:

pastorek

$$D_{a_5} = D_5 + 2 \cdot h_{a_{5,6}} = 270 + 2 \cdot 15 = 300\ mm \quad [5.48]$$

kolo

$$D_{a_6} = D_6 + 2 \cdot h_{a_{5,6}} = 795 + 2 \cdot 15 = 825\ mm \quad [5.49]$$

Výpočet průměru patních kružnic:

pastorek

$$D_{f_5} = D_5 - 2 \cdot h_{f_{5,6}} = 270 - 2 \cdot 18{,}75 = 232{,}5\ mm \quad [5.50]$$

kolo

$$D_{f_6} = D_6 - 2 \cdot h_{f_{5,6}} = 795 - 2 \cdot 18{,}75 = 757{,}5\ mm \quad [5.51]$$

Výpočet rozteče mezi zuby:

$$\hat{t}_{5,6} = \pi \cdot m_{5,6} = \pi \cdot 15 = 47{,}12\ mm \quad [5.52]$$

Výpočet šířky zubu:

$$S_{5,6} = \frac{\hat{t}_{5,6}}{2} = \frac{47{,}12}{2} = 23{,}56\ mm \quad [5.53]$$

Výpočet zubové mezery:

$$S_{u_{5,6}} = S_{5,6} = 23{,}56\ mm$$

Výpočet šířky ozubení:

$$b_{5,6} = m_{5,6} \cdot \psi_m = 15 \cdot 20 = 300\ mm \quad [5.54]$$

5.8 Obvodové síly

čelní soukolí č. 1:

$$F_{1,2} = \frac{2 \cdot M_{k_1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 203250}{140} = 29036\ N \quad [5.55]$$

čelní soukolí č. 2:

$$F_{3,4} = \frac{2 \cdot M_{k_2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 406500}{135} = 60222\ N \quad [5.56]$$

čelní soukolí č. 3:

$$F_{5,6} = \frac{2 \cdot M_{k_3}}{D_5} = \frac{2 \cdot 1626000}{270} = 120444\ N \quad [5.57]$$

5.9 Pevnostní kontrola soukolí

5.9.1 Čelní soukolí č.1

Kontrola dle ČSN 01 4686 spočívá v kontrole zubů pastorku a kola na ohyb a otlačení.

5.9.2 Pastorek – 15 241

Základní dovolené napětí pro ohyb: $\sigma_{D_{o1}} = 220\ MPa$

Základní dovolené napětí pro otlačení: $\sigma_{D_{d1}} = 28\ MPa$

Rychlostní součinitel pro ohyb: $r_{o_1} = 0{,}318$

Rychlostní součinitel na otlačení: $r_{d_1} = 0{,}395$

Tvarový součinitel pro ohyb: $y_{o_1} = 3{,}973$

Tvarový součinitel na otlačení: $y_{d_1} = 1{,}026$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$C_{o_1} = \frac{\sigma_{D_{o_1}} \cdot r_{o_1}}{y_{o_1}} = \frac{220 \cdot 0{,}318}{3{,}973} = 17{,}61\ MPa \qquad [5.58]$$

Srovnávací hodnota pro otlačení:

$$C_{d_1} = \frac{\sigma_{D_{d_1}} \cdot r_{d_1}}{y_{d_1}} = \frac{28 \cdot 0{,}395}{1{,}026} = 10{,}78\ MPa \qquad [5.59]$$

5.9.3 Kolo – 42 2720

Základní dovolené napětí pro ohyb: $\sigma_{D_{o2}} = 180\ MPa$

Základní dovolené napětí pro otlačení: $\sigma_{D_{d2}} = 22\ MPa$

Rychlostní součinitel pro ohyb: $r_{o_2} = 0{,}454$

Rychlostní součinitel na otlačení: $r_{d_2} = 0{,}565$

Tvarový součinitel pro ohyb: $y_{o_2} = 4{,}544$

Tvarový součinitel na otlačení: $y_{d_2} = 1{,}026$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$C_{o_2} = \frac{\sigma_{D_{o2}} \cdot r_{o_2}}{y_{o_2}} = \frac{180 \cdot 0{,}454}{4{,}544} = 17{,}98\ MPa \quad [5.60]$$

Srovnávací hodnota pro otlačení:

$$C_{d_2} = \frac{\sigma_{D_{d_2}} \cdot r_{d_2}}{y_{d_2}} = \frac{22 \cdot 0{,}565}{1{,}026} = 12{,}11\ MPa \quad [5.61]$$

5.9.4 Dovolené zatížení

$$F_{D_{1,2}} = C_{min} \cdot b_{1,2} \cdot \hat{t}_{1,2} = 10{,}78 \cdot 140 \cdot 21{,}99 = 33187\ N \quad [5.62]$$

$F_{D_{1,2}} > F_{1,2} (33187\ N > 29036\ N) \implies$ **navržené soukolí vyhovuje**

5.9.5 Čelní soukolí č.2

Kontrola dle ČSN 01 4686 spočívá v kontrole zubů pastorku a kola na ohyb a otlačení.

5.9.6 Pastorek – 15 241

Základní dovolené napětí pro ohyb: $\sigma_{D_{o3}} = 220\ MPa$

Základní dovolené napětí pro otlačení: $\sigma_{D_{d3}} = 35\ MPa$

Rychlostní součinitel pro ohyb: $r_{o_3} = 0{,}318$

Rychlostní součinitel na otlačení: $r_{d_3} = 0{,}395$

Tvarový součinitel pro ohyb: $y_{o_3} = 3{,}973$

Tvarový součinitel na otlačení: $y_{d_3} = 1{,}026$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$C_{o_3} = \frac{\sigma_{D_{o3}} \cdot r_{o_3}}{y_{o_3}} = \frac{220 \cdot 0{,}318}{3{,}973} = 17{,}61\ MPa \quad [5.63]$$

Srovnávací hodnota pro otlačení:

$$C_{d_3} = \frac{\sigma_{D_{d_3}} \cdot r_{d_3}}{y_{d_3}} = \frac{35 \cdot 0{,}395}{1{,}026} = 13{,}47\ MPa \quad [5.64]$$

5.9.7 Kolo – 42 2720

Základní dovolené napětí pro ohyb: $\sigma_{D_{o4}} = 180\ MPa$

Základní dovolené napětí pro otlačení: $\sigma_{D_{d4}} = 22\ MPa$

Rychlostní součinitel pro ohyb: $r_{o_4} = 0{,}454$

Rychlostní součinitel na otlačení: $r_{d_4} = 0{,}565$

Tvarový součinitel pro ohyb: $y_{o_4} = 4{,}544$

Tvarový součinitel na otlačení: $y_{d_4} = 1{,}026$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$C_{o_4} = \frac{\sigma_{D_{o_4}} \cdot r_{o_4}}{y_{o_4}} = \frac{180 \cdot 0{,}454}{4{,}544} = 17{,}98\ MPa \quad [5.65]$$

Srovnávací hodnota pro otlačení:

$$C_{d_4} = \frac{\sigma_{D_{d_4}} \cdot r_{d_4}}{y_{d_4}} = \frac{22 \cdot 0{,}565}{1{,}026} = 12{,}11\ MPa \quad [5.66]$$

5.9.8 Dovolené zatížení

$$F_{D_{3,4}} = C_{min} \cdot b_{3,4} \cdot \hat{t}_{3,4} = 12{,}11 \cdot 180 \cdot 28{,}27 = 61623\ N \quad [5.67]$$

$F_{D_{3,4}} > F_{3,4} (61623\ N > 60222\ N) \implies$ **navržené soukolí vyhovuje**

5.9.9 Čelní soukolí č.3

Kontrola dle ČSN 01 4686 spočívá v kontrole zubů pastorku a kola na ohyb a otlačení.

5.9.10 Pastorek – 15 231

Základní dovolené napětí pro ohyb: $\sigma_{D_{o5}} = 210\ MPa$

Základní dovolené napětí pro otlačení: $\sigma_{D_{d_5}} = 26\ MPa$

Rychlostní součinitel pro ohyb: $r_{o_5} = 0{,}454$

Rychlostní součinitel na otlačení: $r_{d_5} = 0{,}565$

Tvarový součinitel pro ohyb: $y_{o_5} = 4{,}750$

Tvarový součinitel na otlačení: $y_{d_5} = 1{,}120$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$C_{o_5} = \frac{\sigma_{D_{o_5}} \cdot r_{o_5}}{y_{o_5}} = \frac{210 \cdot 0{,}454}{4{,}750} = 20{,}07\ MPa \quad [5.68]$$

Srovnávací hodnota pro otlačení:

$$C_{d_5} = \frac{\sigma_{D_{d_5}} \cdot r_{d_5}}{y_{d_5}} = \frac{26 \cdot 0{,}565}{1{,}120} = 13{,}12\ MPa \quad [5.69]$$

5.9.11 Kolo – 42 2720

Základní dovolené napětí pro ohyb: $\sigma_{D_{o6}} = 160\ MPa$

Základní dovolené napětí pro otlačení: $\sigma_{D_{d6}} = 18\ MPa$

Rychlostní součinitel pro ohyb: $r_{o_6} = 0{,}545$

Rychlostní součinitel na otlačení: $r_{d_6} = 0{,}780$

Tvarový součinitel pro ohyb: $y_{o_6} = 4{,}000$

Tvarový součinitel na otlačení: $y_{d_6} = 1{,}120$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$C_{o_6} = \frac{\sigma_{D_{o_6}} \cdot r_{o_6}}{y_{o_6}} = \frac{160 \cdot 0{,}545}{4{,}000} = 21{,}8\ MPa \quad [5.70]$$

Srovnávací hodnota pro otlačení:

$$C_{d_6} = \frac{\sigma_{D_{d_6}} \cdot r_{d_6}}{y_{d_6}} = \frac{18 \cdot 0{,}780}{1{,}120} = 12{,}54\ MPa \quad [5.71]$$

5.9.12 Dovolené zatížení

$$F_{D_{5,6}} = C_{min} \cdot b_{5,6} \cdot \hat{t}_{5,6} = 12{,}54 \cdot 300 \cdot 47{,}12 = 177265\ N \quad [5.72]$$

$F_{D_{5,6}} > F_{5,6} (177265\ N > 120444\ N) \implies$ **navržené soukolí vyhovuje**

5.10 Výpočet hřídelí a ložisek

5.10.1 Hřídel č. 1

Volím materiál 12 020:

$\tau_{D_k} = 33\ MPa$

$\sigma_{D_o} = 125\ MPa$

Průměr konce hřídele:

$$\tau_k = \frac{M_{k_1}}{W_{k_1}} = \frac{M_{k_1}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_1^3} \leq \tau_{D_k} \Rightarrow d_1$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k_1}}{\pi \cdot \tau_{D_k}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2032500}{\pi \cdot 33}} = 68\ mm \qquad [5.73]$$

Volím $d_1 = 90$ mm

Návrh pera na konci hřídele:

Materiál pera volím 11 600

Výpočet tečné síly působící na pero:

$$M_{k_1} = T_1 \cdot \frac{d_1}{2} \Rightarrow T_1 = \frac{2 \cdot M_{k_1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 2032500}{90} = 45166{,}7\ N \qquad [5.74]$$

Výpočet délky pera z podmínky ve střihu:

$$\tau_s = \frac{T_1}{b_1 \cdot l_1} \leq \tau_{s_D} \Rightarrow l_1 \geq \frac{T_1}{b_1 \cdot \tau_{s_D}} = \frac{45166{,}7}{25 \cdot 85} = 21{,}25\ mm \qquad [5.75]$$

volím $\tau_{s_D} = 85\ MPa$

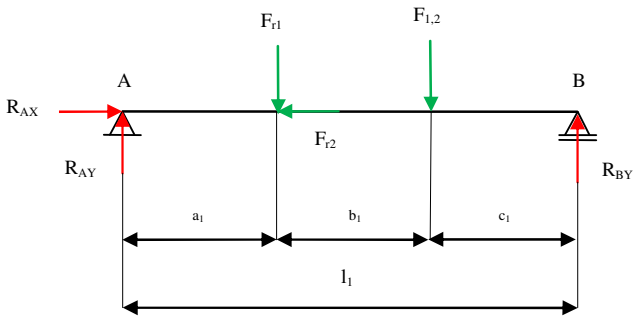
Výpočet délky pera z podmínky na otlačení:

$$p = \frac{T_1}{t_1 \cdot l_1} \leq p_D \Rightarrow l_1 \geq \frac{T_1}{t_1 \cdot p_D} = \frac{45166{,}7}{5{,}5 \cdot 100} = 82{,}12\ mm \qquad [5.76]$$

Volba pera:

Pero 25h9 x 14 x 160 ČSN 02 2562

Určení reakcí:



Obr. 18 průběh reakcí na hřídeli č. 1

Délkové rozměry hřídele:

$a_1 = 212\ mm$

$b_1 = 166\ mm$

$c_1 = 300\ mm$

$l_1 = 678\ mm$

Síly od pastorku čelního soukolí:

radiální síla

$$F_{r_1} = F_{1,2} \cdot \tan\alpha \cdot \cos\delta_1 = 29036 \cdot \tan 20 \cdot \cos 23{,}79 = 9670{,}2\ N \quad [5.77]$$

axiální síla

$$F_{a_1} = F_{1,2} \cdot \tan\alpha \cdot \sin\delta_1 = 29036 \cdot \tan 20 \cdot \sin 23{,}79 = 4263{,}1\ N \quad [5.78]$$

Výpočet reakcí:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{A_x} - F_{a_1} = 0$$

$$R_{A_x} = F_{a_1} = 4263{,}1\ N \quad [5.79]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{A_y} + F_{r_1} + F_{1,2} - R_{B_y} = 0$$

$$R_{A_y} = F_{r_1} + F_{1,2} - R_{B_y} = 9670{,}2 + 29036 - 19211{,}9 = 19494{,}3\ N \quad [5.80]$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{r_1} \cdot a_1 - F_{1,2} \cdot (a_1 + b_1) + R_{B_y} \cdot (a_1 + b_1 + c_1) = 0$$

$$R_{B_y} = \frac{F_{r_1} \cdot a_1 + F_{1,2} \cdot (a_1 + b_1)}{a_1 + b_1 + c_1} = \frac{9670{,}2 \cdot 212 + 29036 \cdot (212 + 166)}{212 + 166 + 300} = 19211{,}9\ N \quad [5.81]$$

Návrh ložiska:

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě A, kde působí větší radiální reakce než v místě B.

Volím X = 1; Y = 0

$$F_{EA} = R_{A_y} \cdot X + R_{A_X} \cdot Y = 194943 \cdot 1 + 4263{,}1 \cdot 0 = 19494{,}3\ N \quad [5.82]$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost:

$$C_A = F_{EA} \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_1 \cdot 3{,}6}{1000}} = 19494{,}3 \cdot \sqrt[3]{\frac{45000 \cdot \frac{1480}{60} \cdot 3{,}6}{1000}} = 309349{,}5\ N \quad [5.83]$$

Volím $L_H = 45000$

Životnost v otáčkách:

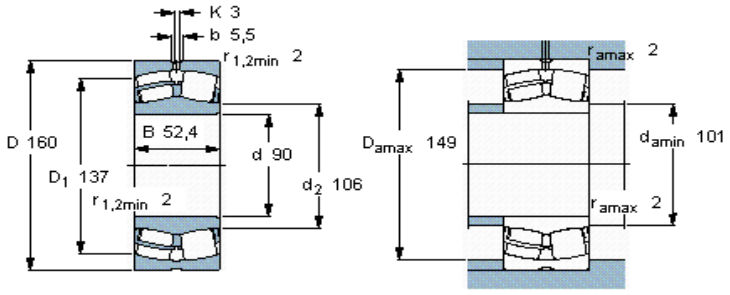
$$L_{10_A} = \left(\frac{C_A}{F_{EA}}\right)^{3,3} = \left(\frac{309349{,}5}{33762{,}2}\right)^{3,3} = 1495\ mil.\ otáček \quad [5.84]$$

Životnost v hodinách:

$$L_{10_{Ah}} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot L_{10_A} = \frac{10^6}{60 \cdot 1480} \cdot 1495 = 16836\ provozních\ hodin \quad [5.85]$$

Volba ložiska:

Z katalogu SKF volím dvouřadé naklápěcí soudečkové ložisko → **23218 CC/W33**.



Obr. 19 detail ložiska 23218 CC/W33

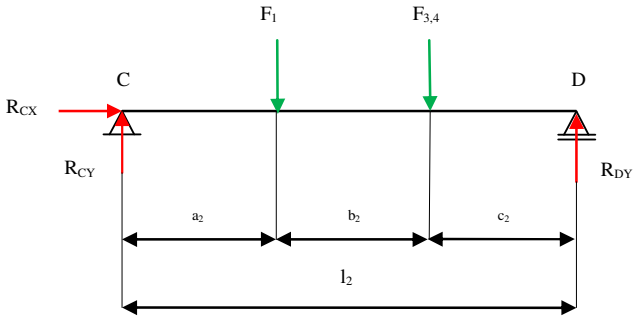
5.10.2 Hřídel č. 2

Volím materiál 12 020:

$\tau_{D_k} = 33\ MPa$

$\sigma_{D_o} = 125\ MPa$

Určení reakcí:



Obr. 20 průběh reakcí na hřídeli č. 2

Délkové rozměry hřídele:

$a_2 = 232\ mm$

$b_2 = 166\ mm$

$c_2 = 300\ mm$

$l_1 = 698\ mm$

Výpočet reakcí:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{C_x} = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{C_y} + F_{1,2} + F_{3,4} - R_{D_y} = 0$$

$$R_{C_y} = F_{1,2} + F_{3,4} - R_{D_y} = 29036 + 60222 - 43989{,}6 = 45269\ N \qquad [5.86]$$

$$\sum M_D = 0$$

$$-F_{1,2} \cdot a_2 - F_{3,4} \cdot (a_2 + b_2) + R_{D_y} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) = 0$$

$$R_{D_y} = \frac{F_{1,2} \cdot a_2 + F_{3,4} \cdot (a_2 + b_2)}{a_2 + b_2 + 2} = \frac{29036 \cdot 232 + 60222 \cdot (232 + 166)}{232 + 166 + 300} = 43989{,}6\ N \quad [5.87]$$

Průměr hřídele:

$$M_{o_{max2}} = R_{c_y} \cdot a_2 = 45269 \cdot 0{,}232 = 10502\ Nm \quad [5.88]$$

$$M_{o_{red2}} = \sqrt{M_{o_{max2}}^2 + 0{,}75 \cdot \left(0{,}7 \cdot M_{k_2}\right)^2}$$

$$M_{o_{red2}} = \sqrt{10502^2 + 0{,}75 \cdot (0{,}7 \cdot 4065)^2} = 10787\ Nm \quad [5.89]$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{red2}}}{W_o} = \frac{M_{o_{red2}}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} \leq \sigma_{D_o} \Rightarrow d_2$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{red2}}}{\pi \cdot \sigma_{D_o}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10787000}{\pi \cdot 125}} = 96\ mm \quad [5.90]$$

Volím d_2 = 130 mm.

Návrh ložiska:

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě C, kde působí větší radiální reakce než v místě D, proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel č. 2 jen pro tuto větší reakci.

Volím X = 1; Y = 0

$$F_{EC} = R_{C_y} \cdot X + R_{C_X} \cdot Y = 45269 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 45269\ N \quad [5.91]$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost:

$$C_C = F_{EC} \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_2 \cdot 3{,}6}{1000}} = 19494{,}3 \cdot \sqrt[3]{\frac{45000 \cdot \frac{740}{60} \cdot 3{,}6}{1000}} = 570163\ N \quad [5.92]$$

Volím L_H = 45000

Životnost v otáčkách:

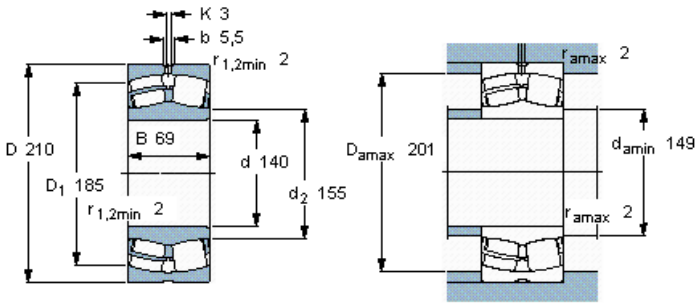
$$L_{10_C} = \left(\frac{C_C}{F_{EC}}\right)^{3,3} = \left(\frac{570163}{45269}\right)^{3,3} = 4272\ mil.otáček \quad [5.93]$$

Životnost v hodinách:

$$L_{10_{Ch}} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10_C} = \frac{10^6}{60 \cdot 740} \cdot 4272 = 96216\ provozních\ hodin \quad [5.94]$$

Volba ložiska:

Z katalogu SKF volím dvouřadé naklápěcí soudečkové ložisko → **24028 CC/W33**.



Obr. 21 detail ložiska 24028 CC/W33

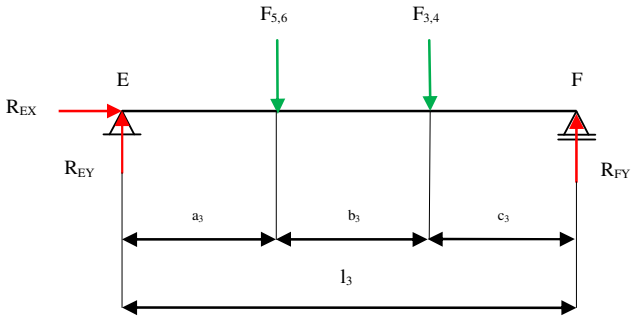
5.10.3 Hřídel č. 3

Volím materiál 12 020:

$\tau_{D_k} = 33\ MPa$

$\sigma_{D_o} = 125\ MPa$

Určení reakcí:



Obr. 22 průběh reakcí na hřídeli č. 3

Délkové rozměry hřídele:

$a_3 = 111\ mm$

$b_3 = 346\ mm$

$c_3 = 111\ mm$

$l_3 = 568\ mm$

Výpočet reakcí:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{E_x} = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{E_y} + F_{3,4} + F_{5,6} - R_{F_y} = 0$$

$$R_{E_y} = F_{3,4} + F_{5,6} - R_{F_y} = 60222 + 120444 - 108675 = 71991\ N \qquad [5.95]$$

$$\sum M_F = 0$$

$$-F_{3,4} \cdot a_3 - F_{5,6} \cdot (a_3 + b_3) + R_{F_y} \cdot (a_3 + b_3 + c_3) = 0$$

$$R_{F_y} = \frac{F_{3,4} \cdot a_3 + F_{5,6} \cdot (a_3 + b_3)}{a_3 + b_3 + c_3} = \frac{60222 \cdot 111 + 120444 \cdot (111 + 346)}{111 + 346 + 111} = 108675\ N \quad [5.96]$$

Průměr hřídele:

$$M_{o_{max3}} = R_{E_y} \cdot a_3 = 71991 \cdot 0{,}111 = 887001\ Nm \quad [5.97]$$

$$M_{o_{red3}} = \sqrt{M_{o_{max3}}^2 + 0{,}75 \cdot \left(0{,}7 \cdot M_{k_3}\right)^2}$$

$$M_{o_{red3}} = \sqrt{887001^2 + 0{,}75 \cdot (0{,}7 \cdot 16260)^2} = 887056\ Nm \quad [5.98]$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{red3}}}{W_o} = \frac{M_{o_{red3}}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} \leq \sigma_{D_o} \Rightarrow d_3$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{red3}}}{\pi \cdot \sigma_{D_o}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 88705600}{\pi \cdot 125}} = 193\ mm \quad [5.99]$$

Volím d_3 = 200 mm.

Návrh ložiska:

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě F, kde působí větší radiální reakce než v místě E, proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel č. 3 jen pro tuto větší reakci.

Volím X = 1; Y = 0

$$F_{EF} = R_{F_y} \cdot X + R_{F_x} \cdot Y = 108675 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 108675\ N \quad [5.100]$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost:

$$C_F = F_{EF} \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_3 \cdot 3{,}6}{1000}} = 19494{,}3 \cdot \sqrt[3]{\frac{45000 \cdot \frac{185}{60} \cdot 3{,}6}{1000}} = 862266\ N \quad [5.101]$$

Volím L_H = 45000

Životnost v otáčkách:

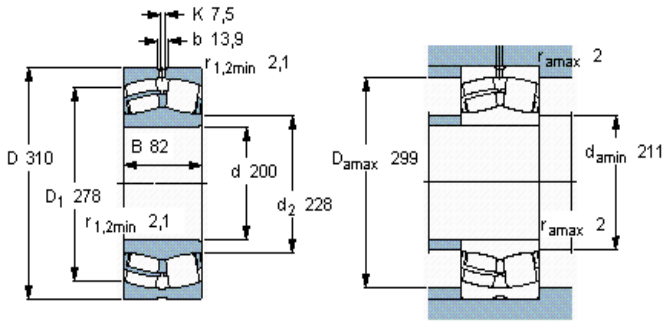
$$L_{10_F} = \left(\frac{C_F}{F_{EF}}\right)^{3,3} = \left(\frac{862266}{108675}\right)^{3,3} = 930\ mil.otáček \qquad [5.102]$$

Životnost v hodinách:

$$L_{10_{Fh}} = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot L_{10_F} = \frac{10^6}{60 \cdot 185} \cdot 930 = 83784\ provozních\ hodin \qquad [5.103]$$

Volba ložiska:

Z katalogu SKF volím dvouřadé naklápěcí soudečkové ložisko → **23040 CC/W33**.



Obr. 23 detail ložiska 23040 CC/W33

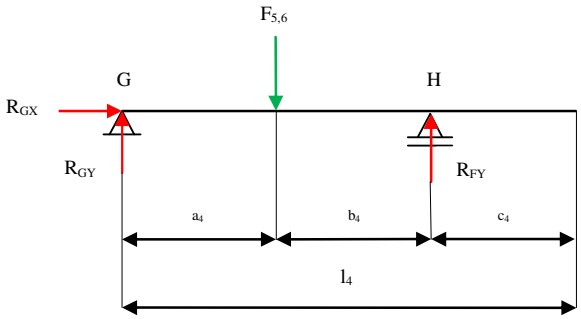
5.10.4 Hřídel č. 4

Volím materiál 12 020:

$\tau_{D_k} = 33\ MPa$

$\sigma_{D_o} = 125\ MPa$

Určení reakcí:



Obr. 24 průběh reakcí na hřídeli č. 4

Délkové rozměry hřídele:

$a_4 = 317\ mm$

$b_4 = 370\ mm$

$c_4 = 50\ mm$

$l_3 = 737\ mm$

Výpočet reakcí:

$\sum F_x = 0$

$R_{G_x} = 0$

$\sum F_y = 0$

$-R_{G_y} + F_{5,6} - R_{H_y} = 0$

$R_{G_y} = F_{5,6} - R_{H_y} = 120444 - 55576 = 64868\ N$ [5.104]

$$\sum M_G = 0$$

$$-F_{5,6} \cdot a_4 - F_{H_y} \cdot (a_4 + b_4) = 0$$

$$R_{F_y} = \frac{F_{5,6} \cdot a_4}{a_4 + b_4} = \frac{120444 \cdot 317}{317+370} = 55576\ N \quad [5.105]$$

Průměr hřídele:

$$M_{o_{max4}} = R_{G_y} \cdot a_4 = 64868 \cdot 0{,}317 = 20563\ Nm \quad [5.106]$$

$$M_{o_{red4}} = \sqrt{M_{o_{max4}}^2 + 0{,}75 \cdot \left(0{,}7 \cdot M_{k_4}\right)^2}$$

$$M_{o_{red4}} = \sqrt{20563^2 + 0{,}75 \cdot (0{,}7 \cdot 32520)^2} = 30504\ Nm \quad [5.107]$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{red4}}}{W_o} = \frac{M_{o_{red4}}}{\frac{\pi \cdot d_4^3}{32}} \leq \sigma_{D_o} \Rightarrow d_4$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{red4}}}{\pi \cdot \sigma_{D_o}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 30504000}{\pi \cdot 125}} = 135\ mm \quad [5.108]$$

Volím d_4 = 140 mm.

Návrh ložiska:

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě G, kde působí větší radiální reakce než v místě H, proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel č. 4 jen pro tuto větší reakci.

Volím X = 1; Y = 0

$$F_{EG} = R_{G_y} \cdot X + R_{G_x} \cdot Y = 64868 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 64868\ N \quad [5.109]$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost:

$$C_G = F_{EG} \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_4 \cdot 3{,}6}{1000}} = 64868 \cdot \sqrt[3]{\frac{45000 \cdot \frac{92{,}5}{60} \cdot 3{,}6}{1000}} = 408507\ N \quad [5.110]$$

Volím L_H = 45000

Životnost v otáčkách:

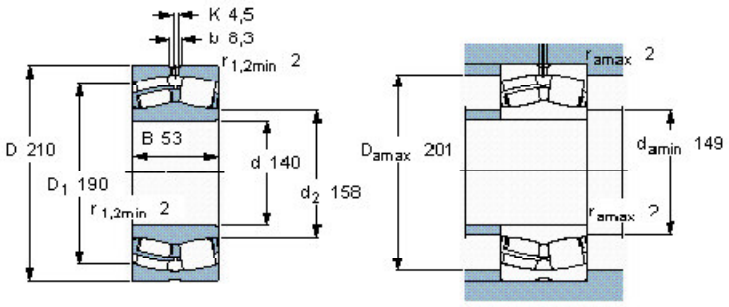
$$L_{10_G} = \left(\frac{C_G}{F_{EG}}\right)^{3,3} = \left(\frac{408507}{64868}\right)^{3,3} = 434\ mil.\ otáček \qquad [5.111]$$

Životnost v hodinách:

$$L_{10_{Gh}} = \frac{10^6}{60 \cdot n_4} \cdot L_{10_G} = \frac{10^6}{60 \cdot 92,5} \cdot 434 = 78198\ provozních\ hodin \qquad [5.112]$$

Volba ložiska:

Z katalogu SKF volím dvouřadé naklápěcí soudečkové ložisko → **23028 CC/W33**.



Obr. 25 detail ložiska 23028 CC/W33

Závěr

V úvodní části mé diplomové práce jsem provedl rešerši dopravních systémů na zakladačích. Tyto zahrnují veškeré dopravníky a přesypy. Funkcí těchto zařízení je doprava těženého materiálu od dobývacího stroje na výsypku v případě zakladačů. Vlastní provedení ocelové konstrukce ovlivňuje konkrétní uspořádání dopravního systému na zakladači. Dále jsem popsal konkrétní části a zabýval jsem se jejich využitím.

Hlavním úkolem diplomové práce byl konstrukční návrh pohonu pásového dopravníku na spojovacím výložníku zakladače. Zde jsem nejprve provedl výpočet pásového dopravníku dle zadaných parametrů a normy ČSN ISO 5048, která stanoví metodu výpočtu výkonu na poháněcím bubnu pásového dopravníku a tahových sil v pásu (platí pro pásové dopravníky s nosnými válečky). Dále jsem provedl konstrukční návrh, kde jsem popsal poháněcí stanici spojovacího mostu na zakladači ZP 3500, její konstrukční části a konstrukci jako takovou.

V závěrečné části diplomové práce jsem se zaměřil na konstrukční návrh převodové skříně. V návaznosti na tento návrh jsem provedl základní výpočet. Pro který jsem použil parametry převodové skříně pohonu spojovacího mostu na zakladači ZP 3500.

V celkovém shrnutí tématu mé diplomové práce lze konstatovat, že z výsledků výpočtu pásového dopravníku vyplývá, že navržené součásti dopravního pásu (tj. horní a spodní válečky, pás,…) vyhovují daným parametrům a pásový dopravník je zcela funkční. Při výpočtu převodové skříně jsem využil parametry dané v technické dokumentaci pro zakladač ZP 3500. I z tohoto výpočtu vyplývá, že daný typ převodové skříně vyhovuje daným požadavkům.

V závěru lze konstatovat, že pohon pásového dopravníku na spojovacím výložníku zakladače je navržen tak, aby splňoval výkon na něj kladený pro daný typ zakladače.

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc bych rád poděkoval vedoucímu práce prof. Ing. Horstu Gondekovi, DrSc.

Dále bych rád vyjádřil poděkování Odboru péče o majetek společnosti Severočeské doly, a.s. a Prodeco, a.s. za poskytnutí technických informací.

Zvláštní poděkování patří rodině a především mé manželce Kateřině za podporu a trpělivost při studiu na vysoké škole.

Seznam použité literatury

[1] Zeman, L.: *Konstrukční návrh poháněcího bubnu spojovacího výložníku zakladače* Bakalářská práce, Ostrava 2012. 56 s.

[2] Freis, J.: *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet. 1.vyd.* VŠB – Technická universita Ostrava. 2009. 189 s. ISBN 978-80-248-2080-4

[3] Polák, J.; Bailotti, K.; Pavliska, J.; Hrabovský, L.: *Dopravní a manipulační zařízení II. 1.vyd.* VŠB – Technická univerzita Ostrava. 2003. 109s. ISBN 80-248-0493-X

[4] Klimecký, O.; Veverková, H.; Bailotti, K.; Muller, J.: *Manipulace s materiálem. 1vyd.* VŠB – Technická univerzita Ostrava. 1979. 320 s.

[5] ČSN ISO 5048: *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů, pásové dopravníky s nosnými válečky, výpočet výkonu a tahových sil.* Praha: Český normalizační institut, 1994

[6] ČSN 01 6910: *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997.36 s.

[7] ČSN ISO 690: *Bibliografické citace.* Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

[8] ČSN ISO 2145 (01 0184) Dokumentace: *Číslování oddílů a pododdílů psaných dokumentů.* Praha: Český normalizační institut, 1997. 6 s.

[9] *Katalog SKF*, Hlavní katalog ložisek

[10] Matador Slovensko s.r.o [online] Dostupné z: <http://www.matador.sk>

[11] Sava trade [online] Dostupné z: <http://www.savatrade.cz/dopravni-pasy/sterace-dopravnich-pasu/>

Seznam obrázků

Obr.1 Schéma ZP 10000 …….. 17
Obr.2 Schéma ZPD 8000 …… 17
Obr.3 Schéma ZP 6800 …… 18
Obr.4 Schéma ZP 6600 …… 18
Obr.5 ZPDH 6300 ……19
Obr.6 Schéma ZP 3500 …… 20
Obr.7 Některé způsoby uspořádání poháněcí stanice pásových dopravníků ……... 26
Obr.8 Schéma pohonu hnacího bubnu ……..... 27
Obr.9 Girlandová válečková stolice ……..... 28
Obr.10 Čelní stěrač (typ CJPU) ……....30
Obr.11 Schéma dopravníku ……..31
Obr.12 Schéma tříválečkového uspořádání ……..32
Obr.13 Brzda Svenborg BSFI 204 ……...……39
Obr.14 Motor 1 AG 355 – M 4 …… 41
Obr.15 Převodovka pohonu spojovacího mostu …….. 42
Obr.16 3D model spojky s brzdovým kotoučem …… 43
Obr.17 Schéma třístupňové čelní převodovky …… 48
Obr.18 Průběh reakcí na hřídeli č. 1……..61
Obr.19 Detail ložiska 23218 CC/W33…….. 62
Obr.20 Průběh reakcí na hřídeli č. 2 …… 63
Obr.21 Detail ložiska 24028 CC/W33 …… 65
Obr.22 Průběh reakcí na hřídeli č. 3 …… 66
Obr.23 Detail ložiska 23040 CC/W33 …… 68
Obr.24 Průběh reakcí na hřídeli č. 4 …… 69
Obr.25 Detail ložiska 23028 CC/W33 …… 71

Seznam tabulek

Tab.1 Hodnoty základních parametrů dopravovaného materiálu …… 31

Tab.2 Rozměry zvolených válečků …….. 32

Tab.3 Parametry pásu ……... 34

Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

DP - ZEM-0042-0-A1 Hnací stanice spojovacího pásu

DP - ZEM-0042-1-A2 Převodová skříň

DP - ZEM-0042-2-A2 Pastorkový hřídel