



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK DŘEVNÍ ŠTĚPKY

WOOD CHIP BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Kamínek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jan Kamínek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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

Pásový dopravník dřevní štěpky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedení výpočtu a konstrukčního řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry a materiál:

- dopravní výkon 19 000 kg.h⁻¹,
- dopravní vzdálenost 19 m,
- výškový rozdíl 3 m,
- předpokládaná měrná hmotnost dřevní štěpky 650 kg.m⁻³.

Cíle bakalářské práce:

Provedení rešeršního rozboru v této technické oblasti včetně popisů a parametrů dopravovaného materiálu – dřevní štěpky.

Rozbor možností kotvení dopravníku.

Provedení funkčního výpočtu a určení hlavních rozměrů, návrhu pohonu dopravníku.

Nakreslení sestavného výkresu dopravníku s určujícími řezy a pohledy pohonu, napínací stanice, rámu i kotvení dopravníku.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce v úvodu obsahuje rešeršní zpracování na téma pásového dopravníku a rozbor kotvení dopravníku. V následujících kapitolách se nachází návrh a funkční výpočet pásového dopravníku pro přepravu dřevní štěpky s předpokládanou měrnou hmotností $650 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Pásový dopravník se navrhl s dopravní vzdáleností 19 m , dále s výškovým rozdílem 3 m a s dopravní výkonností $19\,000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. O vlastnostech přepravovaného materiálu je dále provedený podrobnější rozbor. Na závěr se výpočtem ověřuje pevnost hnané a hnací hřídele.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dřevní štěpka, pevnostní výpočet, dopravní pás, funkční výpočet, válečky, napínací stanice, pohon pásového dopravníku, konstrukce

ABSTRACT

The bachelor's thesis in the introduction contains research on the topic of the belt conveyor and an analysis of the anchoring of the conveyor. In the following chapters there is a design and functional calculation of a belt conveyor for transporting wood chips with an assumed specific weight $650 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. The belt conveyor was designed with a transport distance of 19 m , a height difference of 3 m and a transport performance of $19,000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. A more detailed analysis of the properties of the transported material is also carried out. Finally, the strength of the driven and drive shaft is verified by calculation.

KEYWORDS

Belt conveyor, wood chips, strength calculation, conveyor belt, functional calculation, rollers, tension station, belt conveyor drive, construction

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KAMÍNEK, Jan. *Pásový dopravník dřevní štěpky*. Online, bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2024. Vedoucí práce Jiří Malásek. Dostupné z https://www.vut.cz/studis/student.phtml?sn=zav_prace_moje&ZP_zav_id=157065&p=detail.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2024

.....

Jan Kamínek



PODĚKOVÁNÍ

Za nápomocné konzultace a rady, které jsem zúročil při zhotovení bakalářské práce, bych rád poděkoval panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi Ph.D.

OBSAH

Úvod.....	12
1 Pásový dopravník.....	13
1.1 Rozdělení pásového dopravníku	13
1.2 Schéma pásového dopravníku.....	14
2 Konstrukce pásového dopravníku	15
2.1 Dopravní pás	15
2.2 Nosná ocelová konstrukce stabilního dopravníku	16
2.3 Válečky	17
2.3.1 Rozdělení válečků	18
2.3.2 Schéma válečku.....	18
2.4 Válečkové stolice	18
2.4.1 Rozdělení válečkových stolic.....	18
2.5 Bubny	20
2.6 Poháněcí stanice	20
2.7 Napínací zařízení.....	22
2.7.1 Tuhá	22
2.7.2 Napínací zařízení se závažím	23
2.7.3 Pneumatické	23
2.7.4 Elektrické napínací zařízení	23
2.7.5 elektrohydraulické napínací zařízení	23
2.8 Čističe pásu	23
3 Rozbor možností kotvení dopravníku	24
3.1 klasifikace kotvicích mechanismů	24
3.2 Lehké (nenosné) kotvení	25
3.3 Nosné kotvení	26
3.4 Vyztužené patky sloupů, průřezy sloupů, patky sloupů.....	27
3.5 Montáž sloupů na základy.....	28
4 Popis parametrů dopravovaného materiálu - dřevní štěrky.	29
4.1 Definice dřevní štěrky	29
4.2 Základní technické parametry štěrky	29
5 Funkční výpočet pásového dopravníku.....	30
5.1 Zadané hodnoty	30
5.2 Sklon pásového dopravníku	30
5.3 Rychlost pásu	30
5.4 Teoretický průřez pásu.....	30
5.5 Šířka pásu.....	30
5.6 Plocha průřezu pásu	31
5.6.1 Využitá ložná šířka pásu	31
5.6.2 Úhel sklonu nosných válečků:	31
5.6.3 Využitá ložná šířka pásu při korýtkovém provedení válečkové stolice.....	31
5.6.4 Teoretický průřez náplně pásu – spodní část	31
5.6.5 Teoretický průřez náplně pásu – vrchní část.....	31

5.6.6	Součet teoretických průřezů	32
5.6.7	Sypný úhel	32
5.6.8	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	32
5.6.9	Součinitel sklonu	32
5.6.10	Výpočet skutečné náplně pásu	33
5.6.11	Kontrola pásu na potřebný ložný prostor	33
5.7	Dopravní výkonnost	33
5.7.1	Objemová dopravní výkonnost	33
5.7.2	Hmotnostní dopravní výkonnost	33
5.7.3	Kontrola dopravní výkonnosti	33
5.8	Hlavní odpory	33
5.8.1	Hmotnost válečkových stolic v dopadové větvi	33
5.8.2	hmotnost rotujících částí válečku v nezátížené větvi na metr	34
5.8.3	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky	34
5.8.4	Výpočet hlavních odporů	35
5.9	Vedlejší odpory	35
5.9.1	Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování	35
5.9.2	Urychlovací délka	35
5.9.3	Odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením	36
5.9.4	Odpor ohybu pásu na bubnech	36
5.9.5	Odpor v ložiskách hnaného bubnu	36
5.9.6	Celkové vedlejší opory	37
5.9.7	Opor vychýlených bočních válečků	37
5.9.8	Přídavné hlavní odpory	37
5.9.9	Odpor od čističe pásu	37
5.9.10	Odpor od tření bočního vedení s materiálem	38
5.9.11	Přídavné vnější odpory	38
5.9.12	Odpor pro překonání dopravní výšky	38
5.9.13	Obvodová síla na hnacím bubnu	39
5.10	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	39
5.11	Provozní výkon na hnacím bubnu	39
5.12	Přenos obvodové síly na hnacím bubnu	39
5.13	Omezení podle průvěsu pásu na horní větvi	40
5.14	Největší tahová síla v pásu	40
5.15	Kontrola pásu	40
5.16	Síla v horní větvi	40
5.17	Síla ve vratné větvi	40
5.18	Celková síla namáhající buben	40
5.19	Odpor v dolní větvi	41
5.19.1	Tíha pásu připadající na metr	41
5.19.2	Síla odporu působící v dolní větvi	41
5.20	Tahová síla na hnaném bubnu ve spodní větvi	41
5.21	Tahová síla na hnaném bubnu v horní větvi	41
5.22	Napínací síla	41
5.23	Kontrola napnutí pásu	41
6	Konstrukční řešení	42
6.1	Dopravní pás	42
6.1.1	Spojení pásu	42

6.2	Válečková stolice a válečky	43
6.2.1	Válečková stolice pro nosnou a dopadovou větev	43
6.2.2	Válečky v nosné válečkové stolici	43
6.2.3	Váleček v dopadové válečkové stolici	44
6.2.4	Válečková stolice vratné větve	45
6.2.5	Strážný váleček	45
6.2.6	Vratný váleček	46
6.3	Poháněcí stanice	46
6.3.1	Pohon dopravníku	47
6.3.2	Hnací buben	48
6.3.3	Kuličková ložisková jednotka	48
6.4	Napínací stanice	49
6.4.1	Hnaný buben	50
6.4.2	Ložisková jednotka	51
6.4.3	Tlačná pružina	52
6.5	Čistič pásu	52
6.6	Nosná konstrukce	52
6.7	Konstrukce stojin	53
6.8	Zakrytování	53
6.9	Násypka	54
6.10	Výsypka	54
7	Pevnostní výpočet	55
7.1	Reakce působící na hnací hřídel	55
7.1.1	Silové působení od tíhy hnacího bubnu	55
7.1.2	Důsledek celkového napětí na bubnu	55
7.1.3	Výsledné vnitřní účinky na hnacím hřídeli	55
7.1.4	Otáčky hnaného a hnacího bubnu	56
7.1.5	Výstupní kroutící moment	56
7.1.6	Působící kroutící momenty na hřídeli	56
7.1.7	Kroutící moment v místě styku hřídele s bočnicemi	56
7.1.8	Síla působící v místě styku hřídele s bočnicemi	56
7.1.9	Reakce v místě ložiska 1	56
7.1.10	Reakce v místě ložiska 2	57
7.2	První místo na hnacím hřídeli – ohyb, krut, vrub	57
7.2.1	Modul průřezu v ohybu v místě 1	57
7.2.2	Modul průřezu v krutu v místě 1	57
7.2.3	Ohybový moment v místě 1	57
7.2.4	Kroutící moment v místě 1	57
7.2.5	Napětí v ohybu v místě 1	58
7.2.6	Napětí v krutu v místě 1	58
7.2.7	Redukované napětí podle maxT v místě 1	58
7.2.8	Bezpečnost k mezi kluzu v místě 1	58
7.3	2. místo na hnacím hřídeli – ohyb, krut	59
7.3.1	Ohybový moment v místě 2	59
7.3.2	Kroutící moment v místě 2	59
7.3.3	Modul průřezu v ohybu v místě 2	59
7.3.4	Modul průřezu v krutu v místě 2	59
7.3.5	Napětí v ohybu v místě 2	59

7.3.6	Napětí v krutu v místě 2	59
7.3.7	Redukované napětí podle $\max\tau$ v místě 2.....	60
7.3.8	Bezpečnost k mezi kluzu v místě 2	60
7.4	Kontrola výstupního průměru hnací hřídele.....	60
7.4.1	Modul průřezu v krutu na výstupním hřídeli.....	60
7.4.2	Napětí v krutu na výstupním hřídeli	60
7.4.3	Redukované napětí dle $\max\tau$	60
7.4.4	Bezpečnost k mezi kluzu	60
7.5	Výpočet délky pera na hnacím hřídeli	61
7.5.1	Obvodová síla působící na bok drážky.....	61
7.5.2	Dovolený tlak na bocích drážek v náboji	61
7.5.3	Výpočet délky pera.....	61
7.6	Reakce působící na hnaném hřídeli	62
7.6.1	Silové působení od tíhy hnaného bubnu.....	62
7.6.2	Důsledek celkového napětí na bubnu	62
7.6.3	Výsledné vnitřní účinky na hnaném hřídeli.....	62
7.6.4	Síla působící v místě styku hřídele s bočnicemi.....	62
7.6.5	Reakce v místě ložiska 2	63
7.6.6	Reakce v místě ložiska 1	63
7.7	První místo na hnaném hřídeli – ohyb, vrub	63
7.7.1	Modul průřezu v ohybu v místě 1.....	63
7.7.2	Ohybový moment v místě 1.....	63
7.7.3	Napětí v ohybu v místě 1	63
7.7.4	Bezpečnost k mezi kluzu v místě 1	64
7.8	Druhé místo na hnaném hřídeli – ohyb	64
7.8.1	Ohybový moment v místě 2.....	64
7.8.2	Modul průřezu v ohybu v místě 2.....	64
7.8.3	Napětí v ohybu v místě 2.....	64
7.8.4	Bezpečnost k mezi kluzu v místě 2	64
Závěr		65
Použité informační zdroje.....		66
Seznam použitých zkratk a symbolů.....		69
Seznam příloh		73

ÚVOD

Dopravní zařízení slouží k organizovanému přemísťování různých substrátů v nejrůznějších oborech. Je přirozené, že takovéto organizovaná doprava musí přihlížet jak k množství dopravovaného materiálu, tak i k jeho vlastnostem jak fyzikálním tak i ekonomickým, neboť tyto vlastnosti mají vedle dopravní vzdálenosti a teploty značnou důležitost pro volbu a stavbu dopravního zařízení. [2] V porovnání s ostatními dopravo-manipulačními prostředky dopravník představuje optimální řešení vodorovné a šikmé dopravy sypkých a kusových hmot. [1]

Uplatňují se zejména v hutním, těžebním, potravinářském, chemickém a automobilovém průmyslu. [3], [4]

Mezi výhody dopravníků spadá plynulá doprava a s tím i vysoká účinnost, velké dopravované vzdálenosti ve sklonu terénu, spolehlivost, jednoduchá konstrukce, lehká montáž a demontáž. Avšak naproti tomu oponují nevýhody jako je životnost komponentů a cenová náročnost. [1]



Obr. 1 Ukázka pásového dopravníku [5]

1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Pásové dopravníky jsou základním dopravno-manipulačním prostředkem. Pásové dopravníky umožňují přepravovat téměř všechny druhy sypkých, resp. zrnitých materiálů s objemovou přepravní kapacitou až do $10\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ při rychlosti pásu do $5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a rozsah přepravovaných vzdáleností sahá od několika metrů až po několika kilometrové vzdálenosti (dálková doprava). [1]

Mají nekonečně dlouhý pás obíhající v uzavřeném obvodu kolem dvou bubnů (vratného a hnacího) s navzájem rovnoběžnými osami. Dopravní pás má dvě větve (horní (nosnou) - pracovní a dolní (vratnou) - nepracovní) podpírané válečkovými stolicemi. K zajištění vedení pásu se využívá strážné válečky. Pokud dopravník dosahuje větších vzdáleností, využijí se vyrovnávací stolice. Pás se napíná na vratné stanici posuvem bubnu anebo se zajistí protizávažím v dolní větvi. Materiál je přiváděn na plochu horní větve pásu násypkou nebo podavačem. V místě dopadu jsou válečkové stolice hustě při sobě. Odvedení materiálu obvykle probíhá přepadem přes hnací buben. [8]

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Podle materiálu pásu rozlišujeme dopravníky s pásy: [2]

- pryžovými
- textilními, příp. z umělých hmot (PVC)
- ocelovými
- pletivovými

Podle sklonu a tvaru dopravní trasy rozeznáváme dopravníky: [2]

- vodorovné
- šikmé dovrchní, resp. úpadní
- lomené buď konvexního tvaru nebo konkávního tvaru

Podle provedení ložného profilu se dopravníky s pryžovými pásy rozdělují na: [2]

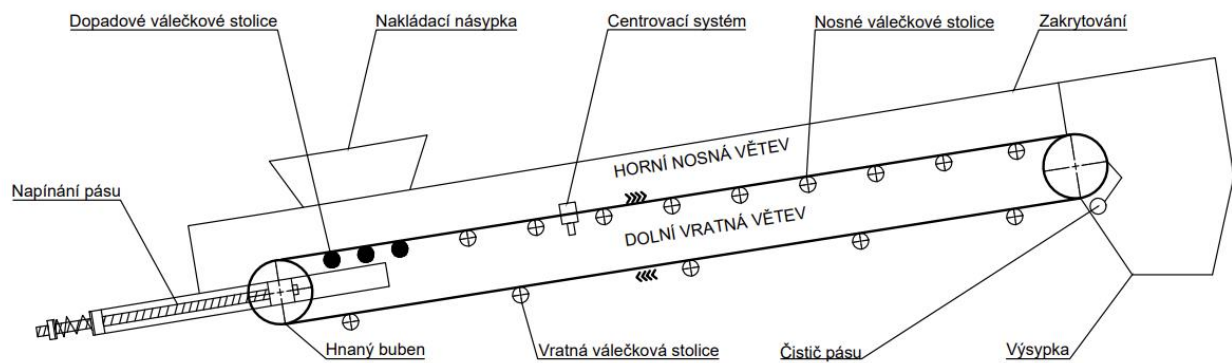
- pásové dopravníky s profilem rovným
- pásové dopravníky s profilem korýtkovým

Podle použití a konstrukce jsou dopravníky: [1]

- stabilní
- pojízdné
- přenosné
- stavební

1.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Na Obr. 2 se znázornilo schéma pásového dopravníku, z kterého se vycházelo při návrhu.



Obr. 2 Schéma pásového dopravníku

2 KONSTRUKCE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

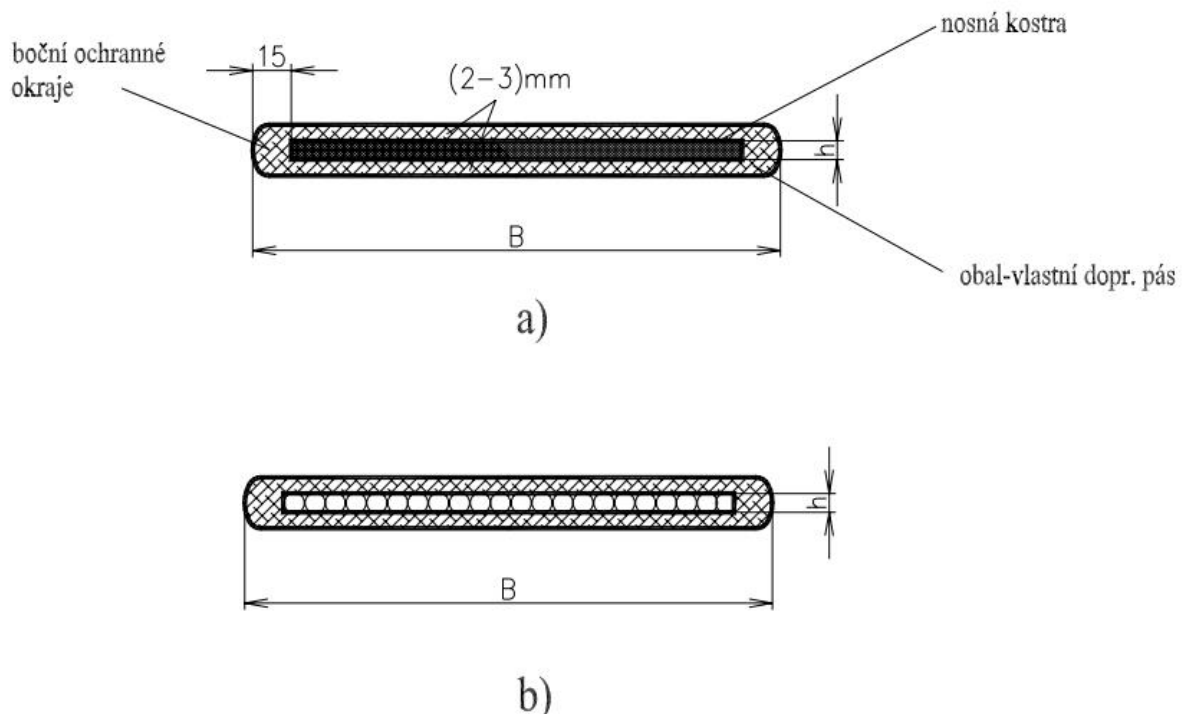
2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pásy se vyrábí celistvé nebo nespojené. U nespojených se spoj provede vulkanizací, kde pojivem je kaučuk nebo mechanickými spojkami u méně namáhaných pásů. [7]

Dopravní pásy jsou vyráběny v normalizovaných šířkách 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200 a 2400 mm. [7]

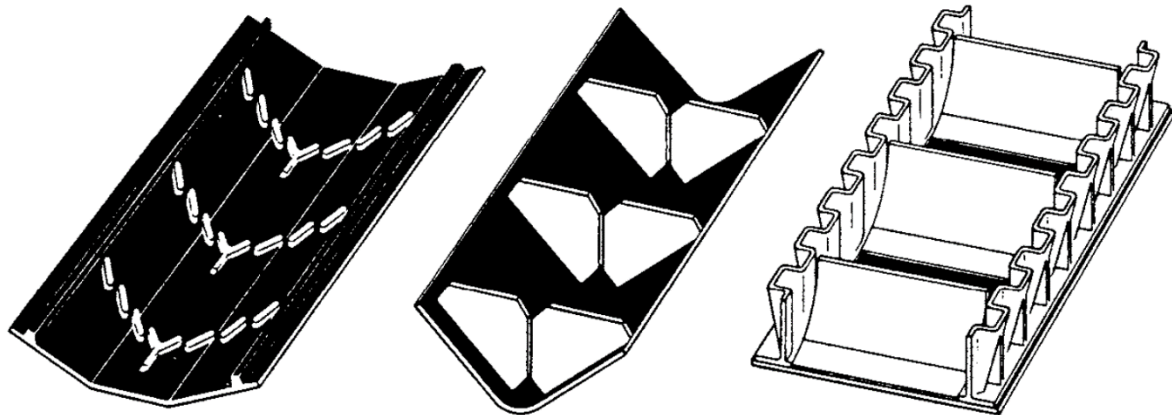
Kostru dopravních pásů tvoří textilní vložky z bavlny, polyamidu, příp. jejich kombinace, přičemž ochranu zajišťuje gumová vrstva na ploše pásu a jejích okrajích. Textilní vložky se propojují pomocí tenké pryže. Horní krycí vrstva má za účel chránit textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, atmosférickými vlivy a případným jiným mechanickým poškozením, dolní vrstva před abrazivními vlivy válečků a bubnů. Boční vrstva zase chrání pás před odíráním vodícími válečky. Tloušťka horní krycí vrstvy se pohybuje od 1,5 do 5 mm, dolní 1,5 až 2 mm a boční vrstva bývá 5 až 20 mm. [7]

Pásy mohou například dosahovat pevností od 45 do 450 $N \cdot mm^{-1}$. Mnohem vyšších pevností lze dosáhnout použitím vložek z pozinkovaných ocelových lanek. [7]



Obr. 3 Základní konstrukce dopravního pásu s: a) textilní vícevrstvou kostrou, b) kostrou z ocelových lanek [4]

Doprava materiálu ve sklonech lze dosáhnout uplatněním profilového pásu nebo pásu s unašeči. Pokud se vyžadují větší úhly sklonu, uplatní se zvlnění okrajů pásu. [8]



Obr. 4 Dopravní pás s příčnými unašeči [8]

Na pásy se kladou vyšší nároky, zde jsou uvedené některé z nich: [8]

- vysoká odolnost proti opotřebení otěrem
- vysoká životnost
- vysoká podélná tuhost (malá prodloužení i při vysokých tazích v pásu)
- minimální navlhavost
- vysoká pevnost při malé hmotnosti
- schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání

Podle konstrukce se dělí na: [8]

- kryté, jejichž textilní kostra je kryta ochrannými vrstvami gummy ze všech stran
- řezané, vybavené pouze horní a dolní vrstvou gummy ze všech stran
- nekryté, bez ochranných vrstev měkké gummy

Dle materiálu se dělí na: [1]

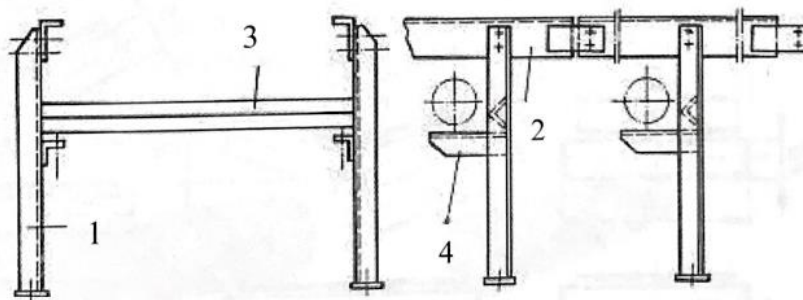
- gumové (gumo-textilní nebo ocelolanové)
- plastové
- ocelové
- z drátěného pletiva
- a jejich kombinace

Dle povrchu pásu: [1]

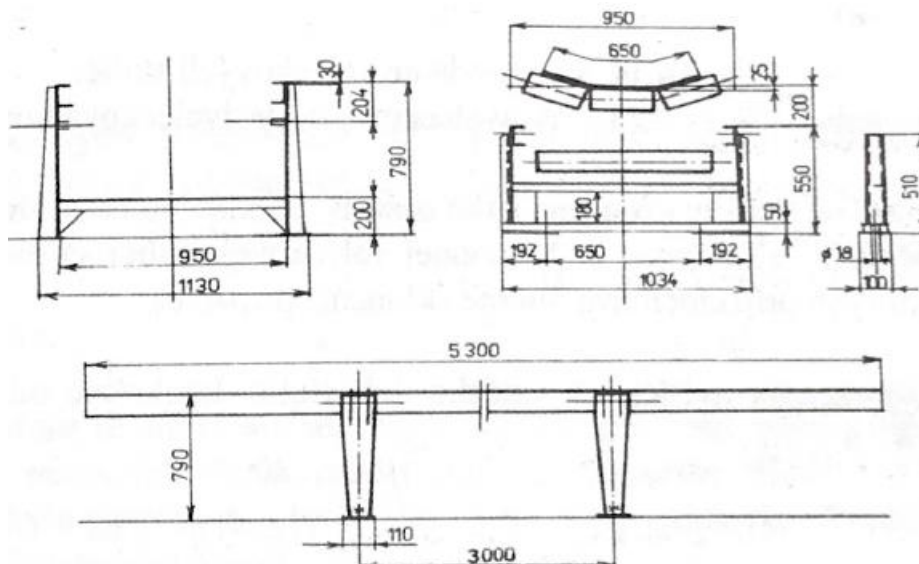
- hladké
- profilové

2.2 NOSNÁ OCELOVÁ KONSTRUKCE STABILNÍHO DOPRAVNÍKU

Konstrukce pásového dopravníku by měla být nejlépe řešená jako sestava ze standardizovaných segmentů. [1]



Obr. 5 Nosná ocelová konstrukce stabilního dopravníku 1 – vertikální podpěra, 2 – podélný nosník, 3 – příčný nosník, 4 – konzole uchycení dolní válečkové stolice [1]



Obr. 6 Modulární stavba podélné nosné konstrukce dopravníku [1]

2.3 VÁLEČKY

Válečky se vkládají do nosných válečkových stolic. Válečky by měly mít malý odpor proti otáčení, malou hmotnost, jednoduchou konstrukci, vzdornost proti znečištění a měly by být vyvážené a nenáročné na údržbu. [7]

Váleček se skládá z pláště, svařeného ze zakrouženého plechu, uvnitř válečku jsou přivařena čela a v dutině čela se nachází jednořadé kuličkové ložisko, chráněné proti vnikání nečistot těsněním a opatřené mazivem. Mazivo je uchováváno v ložisku pomocí ocelové těsnicí planžety. [7]

2.3.1 ROZDĚLENÍ VÁLEČKŮ

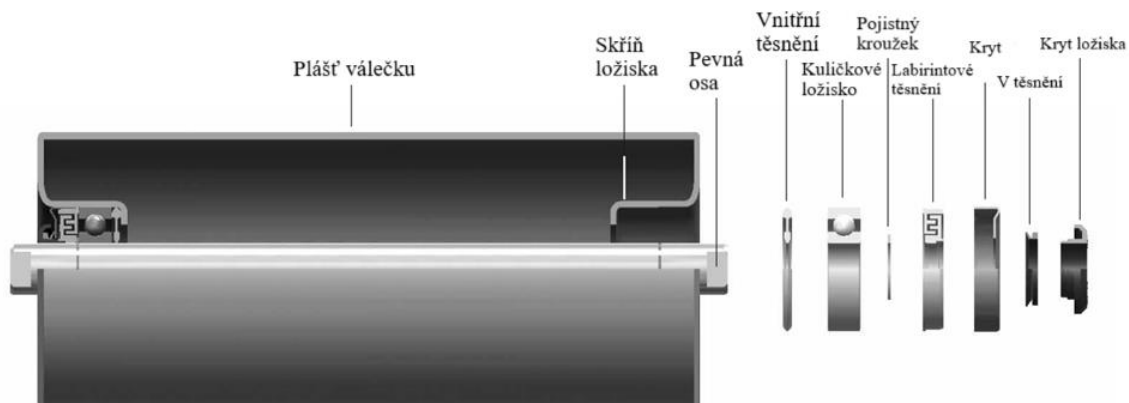
Pro technologickou i pro dálkovou pásovou dopravu se používají tyto typy: [11]

- nosné válečky
- strážní válečky
- nosné válečky dopadové
- válečky diskové

Nosné válečky se potom dělí na: [11]

- hladké válečky bez obložení
- hladké válečky s obložením (pryž, umělé hmoty)
- diskové válečky s disky pružnými či nepružnými
- válečky s nákrůžkem z pružného materiálu

2.3.2 SCHÉMA VÁLEČKU



Obr. 7 Schéma válečku [6]

2.4 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Účelem válečkových stolic je podpírat horní (nosnou) větev s materiálem a spodní (vratnou) prázdnou větev. Stolice rovná se použije při podepření dolní prázdné větve. Dvou, tří či více válečkových stolic se užijí k podepření horní dopravní větve. Vnější válečky jsou skloněné pod úhlem 20°, 30°, a 35°, což zvětšuje příčný průřez přepravovaného materiálu. [7]

Pás má tendenci vybočovat do stran, to je způsobeno nepřesným spojením konců pásu a nepřesnou montáží válečků. Další příčinou vybočování pásu je jeho nerovnoměrné zatížení. U krátkých dopravníků se využívá strážných válečků. [7]

Vzdálenost rozteče nosných stolic se pohybuje od 0,75 do 1,8 m, kdy v nezátížené větvi se pohybují rozteče od 3 do 5 m. Vzdálenost by měla být taková, aby pás nepřekročil velikostí průhybu 2% rozteče stolic. V dopadové části jsou rozteče menší, většinou 0,45 až 0,6 m. [7]

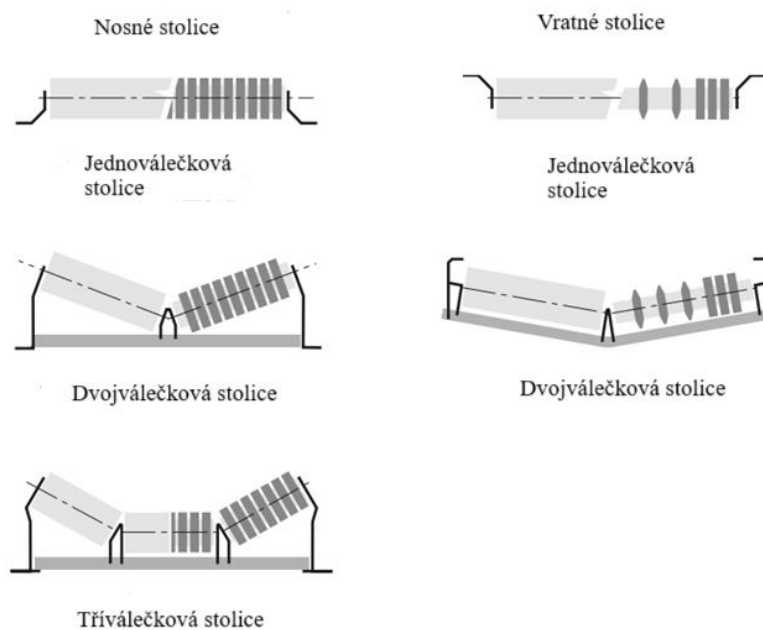
2.4.1 ROZDĚLENÍ VÁLEČKOVÝCH STOLIC

Druhy válečkových stolic dle počtu válečků: [1]

- jednoválečkové
- dvojeválečkové
- trojeválečkové

Z hlediska konstrukce existují dvě základní řešení: [1], [7]

- pevná
 - rovná
 - korýtková
- girlandová
 - korýtková



Obr. 8 Pevné válečkové stolice [6]



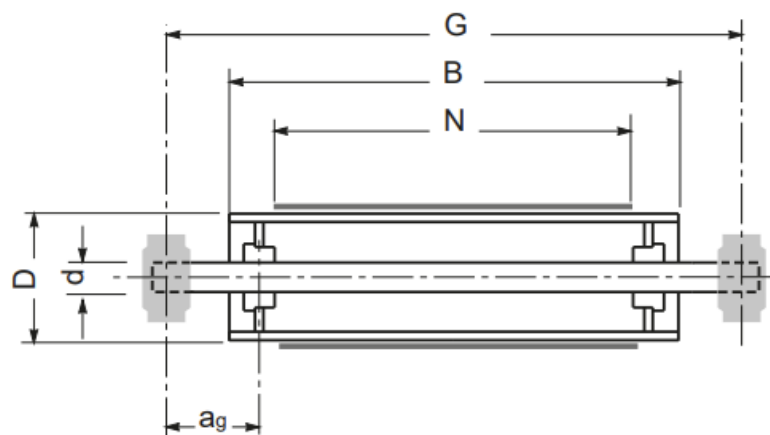
Obr. 9 Girlandová válečková stolice [6]

2.5 BUBNY

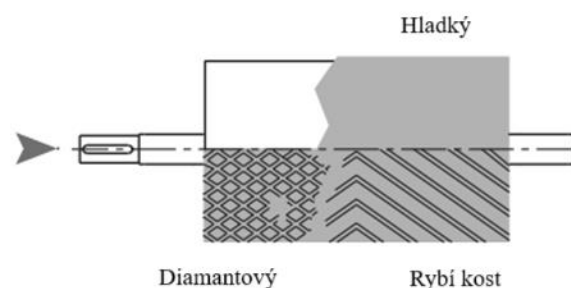
Bubny jsou buď lité nebo svařované z plechu. Povrch bubnu bývá rovný s konickými okraji pro lepší vedení pásu. [7]

Hnací buben se umísťuje na nejvyšší místo dopravníku a musí přenášet obvodové síly na pás. Proto bývá povrch pogumován a opatřen rýhami za účelem zvýšení součinitele tření a tím se zamezí prokluzu. [7]

Hnané bubny bývají umístěné v oblasti nakládání ve vratné stanici, na tomto bubnu nedochází k přenosu kroutícího momentu z bubnu na pás a proto je hladký. [7]



Obr. 10 Základní koncepce bubnu v pohledu na jeho řez [6]

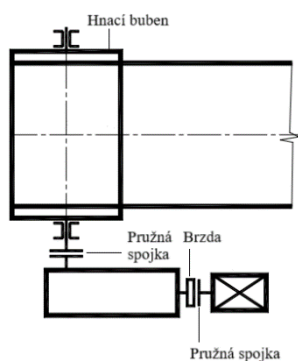


Obr. 11 Druhy povrchů bubnu [6]

2.6 POHÁNĚCÍ STANICE

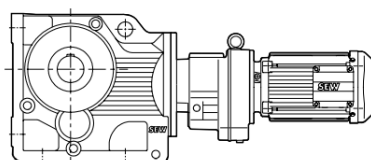
Poháněcí stanice neboli hnací stanice slouží k pohonu dopravníku, skládá se většinou z elektromotoru, převodové skříně, spojky, brzdy a hnacího bubnu. U šikmých dopravníků je dále nutno zabezpečit zpětný chod pásu po vypnutí elektropohonu zpětnou zdrží (elektromechanické třecí brzdy [12]). U méně výkonných dopravníků se používají asynchronní motory s kotvou nakrátko a pružné spojky mezi jednotlivými částmi hnacího mechanismu. Ve snaze snížit proudový ráz při zapnutí elektromotoru, zařazují se občas rozběhové spojky

(odstředivé nebo kapalinové). Pro výkonnější pásové dopravníky je nutno využít asynchronní motory s kotvou kroužkovou a odporovými spouštěči. [7]



Obr. 12 Poháněcí stanice pásového dopravníku – klasická koncepce [4]

Kompaktní uspořádání představuje použití elektopřevodovky, vyznačující se spojením elektromotoru a převodovky do jednoho celku. [1]



Obr. 13 Elektopřevodovka značky SEW [13]

Pro nejkompaktnější řešení se volí elektrobuben, u kterého je elektromotor a převodovka uložené přímo uvnitř hnacího bubnu. [1]



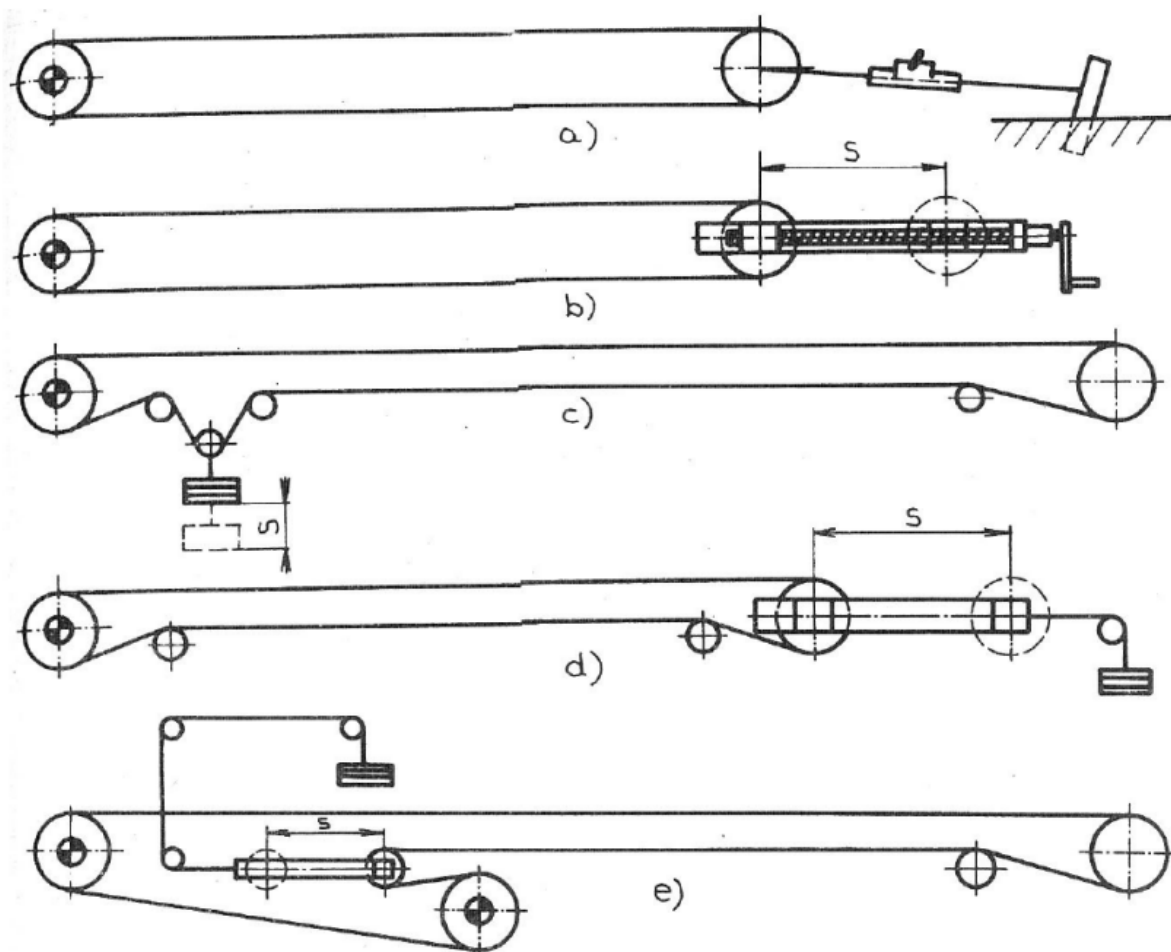
Obr. 14 Elektrobuben [14]

2.7 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací síla je potřebná k vyvození dostatečného tření mezi bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena tažná síla na pás a zároveň, aby se redukoval převis pásu válečky v horní větvi. Na napínacím zařízení závisí správné napnutí pásu, jeho životnost a tím také hospodárnost celého zařízení. [7], [1]

Rozdělení podle druhu a způsobu vyvození napínací síly: [7], [1]

1. Tuhá (pevná) napínací zařízení (s napínacími šrouby, napínáky atd.)
2. samočinná napínací zařízení se závažím (gravitační)
3. samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení (pneumatické, elektrické, elektrohydraulická)



Obr. 15 Druhy napínacích zařízení [7]

2.7.1 TUHÁ

Používají se převážně pro krátké dopravníky a pro pásy s vložkami z ocelových lanek. Častou koncepcí je vratný buben popojíždějící na saních, který změnou polohy vytváří potřebné napnutí pásu. Napínání se provádí buď napínákem s lanem nebo napínacími šrouby. [7]

2.7.2 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ SE ZÁVAŽÍM

Používají se především u delších dopravníků a dopravníků s pásem s textilními vložkami. Tento typ napínání zajišťuje konstantní velikost teoreticky určené napínací síly bez ohledu na okamžité protažení pásu. [7]

2.7.3 PNEUMATICKÉ

Zajišťuje se potřebné napnutí pásu tlakovým vzduchem v pneumatických válcích. [7]

2.7.4 ELEKTRICKÉ NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

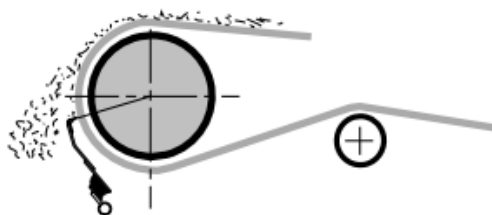
Zde je potřebná napínací síla zajišťována elektricky napínacím navijákem přes šnekový převod. Výhodou tohoto uspořádání je jeho jednoduchost při zajišťování velkých posuvů napínacího bubnu. [7]

2.7.5 ELEKTROHYDRAULICKÉ NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací síla se vyvozuje tlakem hydraulického oleje v lineárním hydromotoru. [7]

2.8 ČISTIČE PÁSU

Pásky musí být během provozu čistěny, protože strana pásu, která je v kontaktu s přepravovaným materiálem, přejíždí po válečcích v dolní větvi. Děje se tak zejména u lepkavých a vlhkých materiálů. Nalepením materiálu na pás by se zvětšily odpory, aby se tomu zabránilo, uplatňují se na začátek dolní větve čističe pásu. Čističe bývají vyrobené z měkké pryže, které jsou na hnací bubben přitlačovány závažím. Lepší čistící účinek má rotační čistič, kdy pás čistí válcovým kartáčem nebo místo kartáče se využívá plochá ocel zkroužená do šroubovice s velkým stoupáním. [7] Jestli je materiál suchý, stačí použít jednoduchou škrabku. [1]



Obr. 16 Schéma použití škrabáku [6]

3 ROZBOR MOŽNOSTÍ KOTVENÍ DOPRAVNÍKU

Kotevní prvky zajišťují přenos účinků zatížení z uchycovaných předmětů nebo konstrukcí ke kotevnímu podkladu, přičemž podkladem zde rozumíme nosnou i nenosnou konstrukci. Prostředí, ve kterém se kotevní prvky umísťují, má rovněž zásadní vliv na jejich volbu a to z hlediska vlivů na materiál kotev, ať už jsou zabudovány v konstrukci nebo se nachází v otevřeném prostoru, vzduchové mezeře apod. [18] Typickým materiálem je beton. [19]

3.1 KLASIFIKACE KOTVÍCÍCH MECHANISMŮ

Existují zejména 3 základní druhy kotvení: [19]

- tvarové kotvení (pracuje se sladěným tvarem díry v podkladu a upevňovaného prvku)
- třecí kotvení (pracuje s třením, která vzniká tlačěním upevňovaného prvku k podkladu)
- spojivé kotvení (využívají chemické kotvy)

Rozdělení kotev dle namáhání: [19]

- v tlaku
- v tahu
- ve smyku

V oblasti kotevní techniky se velmi dobře osvědčuje nerezová ocel díky své velké odolnosti vnějším vlivům a ostatním fyzikálně-mechanickým vlastnostem. Základní spektrum kotvicích prvků zahrnuje: [19]

- hmoždinky
- ocelové kotvy a kotvy do betonu
- kotevní patky
- samořezné šrouby

Dle [20] dělíme kotvení do základů:

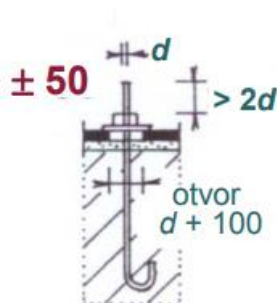
- lehké (nenosné konstrukční): běžné patky skeletů, nepřenáší tah
- nosné: Přenáší tah, pro sloupy tažené

3.2 LEHKÉ (NENOSNÉ) KOTVENÍ

Kotevní šrouby volit M16 až M30.

Nejdůležitější druhy: [20]

1. předem zabetonované šrouby s hákem – tolerance ± 50 mm (použijí se šablony ± 15 mm)



Obr. 17 Předem zabetonovaný šroub s hákem [20]

2. dodatečně osazené šrouby do závlače



Obr. 18 Dodatečně osazený šrouby do závlače [20]

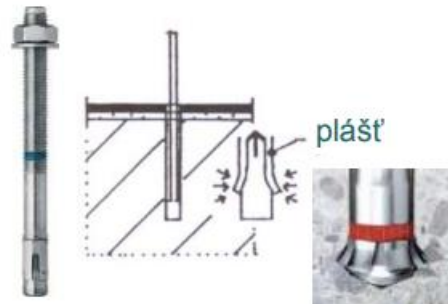
3. lepené do vrtaných děr (chemické kotvy)
 - nevhodné pro trvalý tah – nastává relaxace
 - dvě složky lepidla: pryskyřice (epoxidové, polyesterové, epoxy-akryláty, metakryláty) + katalyzátor – odtud vzniká chemická reakce pro tvrdnutí
 - obvykle po vyčištění otvoru se vytlačují pistolí z dvoukazety nebo se použije chemická patrona (např. Hilti)



Obr. 19 Lepená kotva do vrtaných děr (chemické kotvy) [20]

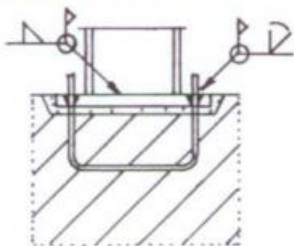
4. ocelové mechanické kotvy

- průvlekové (skrz plech), převlečné (před osazením plechu) – např. HILTI (až do M24), zarážecí
- plášť se zaražením nebo utahováním vnitřního dřívku roztahuje okolo jeho kuželové hlavy a rozpíná beton

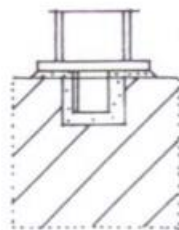


Obr. 20 Ocelová mechanická kotva [20]

5. další možnosti kotvení

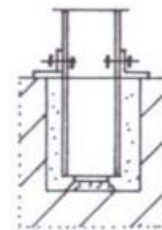
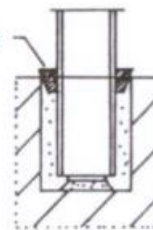
 přivaření k výztuži do
betonového suterénu


bez svislého kotvení



do prohlubní (pro OK výjimečně)

dřevo



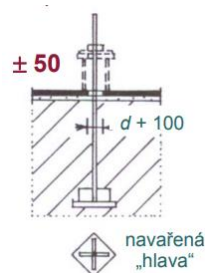
Obr. 21 Další možnosti kotvení [20]

3.3 NOSNÉ KOTVENÍ

Kotevní šrouby výpočtem, M30 až M100. [20]

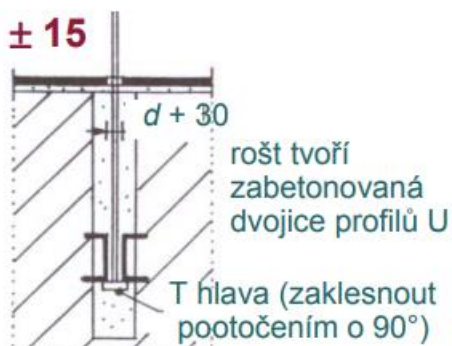
1. předem zabetonované šrouby s kotevní hlavou

- tolerance $\pm 50 \text{ mm}$ (použijí-li se šablony $\pm 15 \text{ mm}$)
- kotevní hlavu může tvořit deska, držaná v pozici s maticemi na závitě kotevní tyče



Obr. 22 Předem zabetonovaný šroub s kotevní hlavou [20]

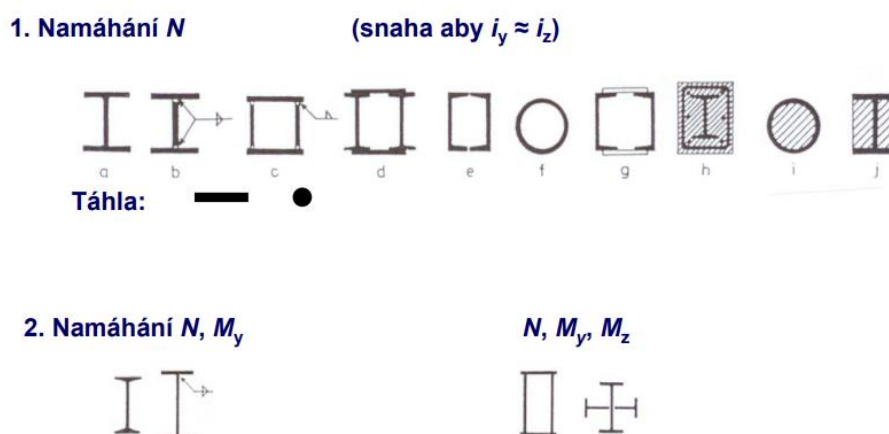
2. Dodatečně osazené šrouby s T hlavou do roštu
 - tolerance $\pm 15 \text{ mm}$



Obr. 23 Dodatečně osazený šroub s T hlavou do roštu [20]

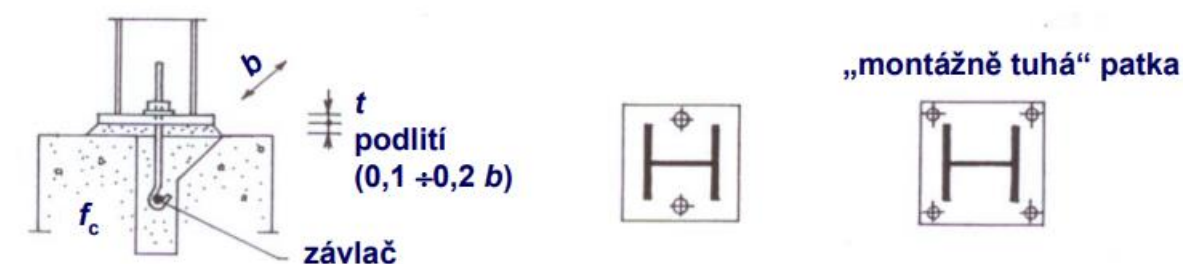
3.4 VYZTUŽENÉ PATKY SLOUPŮ, PRŮŘEZY SLOUPŮ, PATKY SLOUPŮ

Níže jsou uvedeny průřezy sloupů viz Obr. 24.



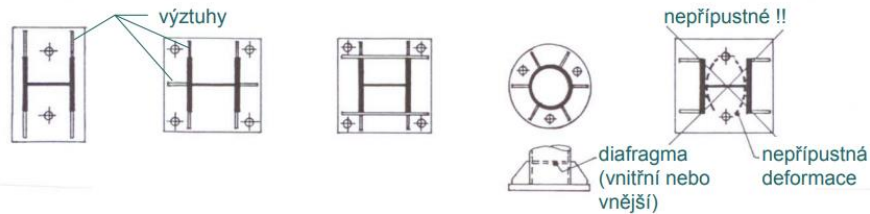
Obr. 24 Průřezy sloupů [20]

Mezi patky sloupů patří kloubové, konstrukčně obvykle netvoří skutečný kloub (natočení jsou malá). [20]



Obr. 25 Kloubové patky [20]

Zde jsou uvedeny vyztužené patky sloupů viz *Obr. 26*. Obvykle se volí tloušťka patního plechu $t \leq 50 \text{ mm}$. Pokud nevyhovuje doporučuje se vyztužená patka. [20]



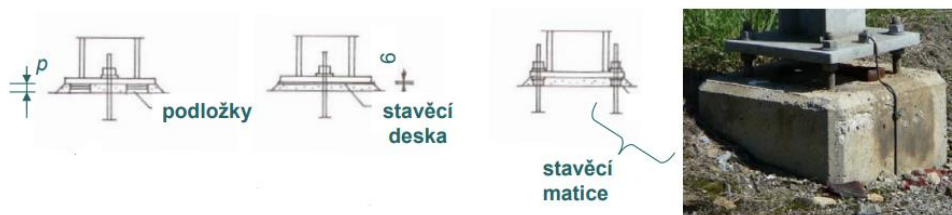
Obr. 26 Vyztužené patky [20]

3.5 MONTÁŽ SLOUPŮ NA ZÁKLADY

Montáž sloupů může probíhat: [20]

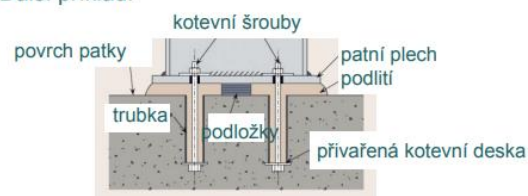
- 1) na montážní podložky
 - podložky s různými tloušťkami $\Sigma = p+10$
- 2) na stavěcí desku
 - $t = \pm 6 \text{ mm}$
 - pro patky do rozměru cca 500 mm
 - klade se v předstihu na zabetonované šrouby
 - vrtání $D + 5 \text{ mm}$
- 3) na stavěcí matice
 - pro patky menších rozměrů

Podlití tloušťky $p = \pm 0,1 \cdot b$ (b je nejmenší rozměr patky) se provádí na vlhký beton ze strany, u velkých patek i z otvoru uvnitř patního plechu (průměr min. 70 mm), který rovněž indikuje dostatečné podlití. Šrouby se po zatvrdnutí utáhnou na 60% pevnosti v tahu. [20]



Obr. 27 Montáž sloupů na základy s podlitím [20]

Další příklad:



Obr. 28 Schéma ukotveného sloupu na základ s podlitím [20]

4 POPIS PARAMETRŮ DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU - DŘEVNÍ ŠTĚPKY.

Pásový dopravník je dimenzován na přepravu dřevní štěpky.



Obr. 29 Ilustrační fotka dřevní štěpky [16]

4.1 DEFINICE DŘEVNÍ ŠTĚPKY

Štípaná dřevní biomasa s téměř s pravouhlým tvarem a běžné délky 5 mm až 50 mm, obvykle ve formě kusů se stanovenou velikostí částice vyrobená mechanickým zpracováním ostrými nástroji jako noži. [15]

Je získávána z odpadů lesní těžby a průmyslového zpracování dřeva nebo rychle rostoucích dřevin. Jedná se o velmi levné biopalivo určené pro vytápění větších budov. Podle kvality štěpky a dalších příměsí ji můžeme dělit na štěpku zelenou, hnědou a bílou. [16]

4.2 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY ŠTĚPKY

Dle článku [16] má dřevní štěpka tyto parametrické údaje:

- Výhřevnost: 8 až 15 MJ·kg⁻¹
- váha/objem: kolem 250 kg·m⁻³, obsah štěky po těžbě dosahuje až 300 kg·m⁻³ kvůli vysoké vlhkosti
- vlhkost: 15-50 %, vlhkost štěpky po těžbě až 55 %
- S násypným úhlem mezi 29° a 46° lze tedy dřevní štěpku kategorizovat od normální po špatně tekoucí [17]

5 FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

5.1 ZADANÉ HODNOTY

Dopravní výkonnost

$$Q = 19000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = 5,2778 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dopravní vzdálenost

$$L = 19 \text{ m}$$

Výškový rozdíl

$$H = 3 \text{ m}$$

Měrná hmotnost dřevní štěpky

$$m = 650 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$$

5.2 SKLON PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

$$\delta = \sin^{-1} \left(\frac{H}{L} \right) \quad (1)$$

$$\delta = \sin^{-1} \left(\frac{3}{19} \right)$$

$$\delta = 9,0847^\circ$$

5.3 RYCHLOST PÁSU

Voleno:

$$v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

5.4 TEORETICKÝ PRŮŘEZ PÁSU

$$S_T = \frac{Q}{v \cdot m} \quad (2)$$

$$S_T = \frac{5,2778}{0,5 \cdot 650}$$

$$S_T = 0,0162 \text{ m}^2$$

5.5 ŠÍŘKA PÁSU

Voleno dle [7] str. 149 tab. 8.4:

$$B = 400 \text{ mm} = 0,4 \text{ m} \quad (3)$$

5.6 PLOCHA PRŮŘEZU PÁSU

5.6.1 VYUŽITÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

Vždy menší než šířka pásu B [7] str. 150:

$$b = 0,8B \quad (4)$$

$$b = 0,8 \cdot 400$$

$$b = 320 \text{ mm} = 0,32 \text{ m}$$

5.6.2 ÚHEL SKLONU NOSNÝCH VÁLEČKŮ:

Volilo se dle katalogu [22] str. 89:

$$\beta = 20^\circ \quad (5)$$

5.6.3 VYUŽITÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU PŘI KORÝTKOVÉM PROVEDENÍ VÁLEČKOVÉ STOLICE

Dle [7] str. 149, tab. 8.4:

$$b_1 = b \cdot \cos \beta \quad (6)$$

$$b_1 = 0,4 \cdot \cos 20$$

$$b_1 = 0,3007 \text{ m}$$

5.6.4 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU – SPODNÍ ČÁST

Dle [7] str. 150:

$$S_1 = \frac{1}{6} b_1^2 \cdot \tan 30 \quad (7)$$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot 0,3007 \cdot \tan 30$$

$$S_1 = 0,0087 \text{ m}^2$$

5.6.5 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU – VRCHNÍ ČÁST

Dle [7] str. 150:

$$S_2 = \frac{1}{8} b^2 \cdot \sin 2 \cdot 20 \quad (8)$$

$$S_2 = \frac{1}{8} \cdot 0,32 \cdot \sin 2 \cdot 20$$

$$S_2 = 0,0082 \text{ m}^2$$

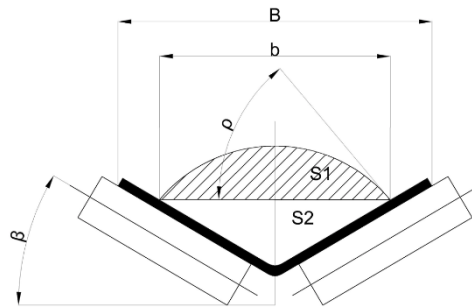
5.6.6 SOUČET TEORETICKÝCH PRŮŘEZŮ

Dle [7] str. 150:

$$S = S_1 + S_2 \quad (9)$$

$$S = 0,0087 + 0,0082$$

$$S = 0,0169 \text{ m}^2$$



Obr. 30 Schéma průřezu materiálu na pásu

5.6.7 SYPNÝ ÚHEL

Voleno dle článku o vlastnostech dřevní štěpky [17]:

$$\rho = 30^\circ$$

5.6.8 SOUČINTEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

Dle [8] str. 82:

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos \delta^2 - \cos \rho^2}{1 - \cos \rho^2}} \quad (10)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos 9,0847^2 - \cos 30^2}{1 - \cos 30^2}}$$

$$k_1 = 0,953$$

5.6.9 SOUČINTEL SKLONU

Dle [8] str. 82:

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (11)$$

$$k = 1 - \frac{0,0087}{0,0169} \cdot (1 - 0,953)$$

$$k = 0,9759$$

5.6.10 VÝPOČET SKUTEČNÉ NÁPLNĚ PÁSU

$$S_k = S \cdot k \quad (12)$$

$$S_k = 0,0169 \cdot 0,9759$$

$$S_k = 0,0165 \text{ m}^2$$

5.6.11 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

$$S_k > S_T \quad (13)$$

$$0,165 > 0,0162 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.7 DOPRAVNÍ VÝKONNOST

5.7.1 OBJEMOVÁ DOPRAVNÍ VÝKONNOST

Dle [28] str. 10:

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (14)$$

$$I_v = 0,0169 \cdot 0,5 \cdot 0,9759$$

$$I_v = 0,0083 \text{ m}^3 \cdot \text{s}$$

5.7.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKONNOST

$$I_m = I_v \cdot m \quad (15)$$

$$I_m = 0,0083 \cdot 650$$

$$I_m = 5,369 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 19\,328 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

5.7.3 KONTROLA DOPRAVNÍ VÝKONNOSTI

$$I_m > Q \quad (16)$$

$$5,3690 > 5,2778 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.8 HLAVNÍ ODPORY

5.8.1 HMOTNOST VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOPADOVÉ VĚTVI

Dle [7] str. 157:

$$q_{RO} = \frac{2P_1 \cdot q_1}{L} + \frac{2P_{ld} \cdot g_{ld}}{L} \quad (17)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 16 \cdot 2,3}{19} + \frac{2 \cdot 5 \cdot 2,7}{19}$$

$$q_{RO} = 5,295 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

P_1	[-]	Počet válečkových stolic v nosné větvi - voleno
q_1	[kg]	Hmotnost rotujících částí nosného válečku – dle katalogu [6] str. 96
q_{1d}	[kg]	Hmotnost rotujících částí dopadového válečku – dle katalogu [6] str. 164
P_{1d}	[-]	Počet válečkových stolic v dopadové větvi – voleno

5.8.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU V NEZATÍŽENÉ VĚTVI NA METR

Dle [7] str. 157:

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L} \quad (18)$$

$$q_{RU} = \frac{0,8 \cdot 3}{19}$$

$$q_{RU} = 0,126 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

q_2	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku v nezatížené větvi – dle katalogu [6] str. 136
P_2	[-]	Počet válečkových stolic ve vratné větvi - voleno

5.8.3 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA 1 METR DÉLKY

Dle [28] str. 6:

$$q_G = \frac{I_m}{v} \quad (19)$$

$$q_G = \frac{5,369}{0,5}$$

$$q_G = 10,378 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

5.8.4 VÝPOČET HLAVNÍCH ODPORŮ

Dle [28] str. 6:

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot (q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos 0,1586) \quad (20)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 19 \cdot 9,81 \cdot (5,295 + 0,126 + (2 \cdot 4,2 + 10,378) \cdot \cos 9)$$

$$F_H = 90,7 \text{ N}$$

q_B	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost pásu na metr – dle [9]
f	$[-]$	Globální součinitel tření – dle [28] str. 7
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační konstanta

5.9 VEDLEJŠÍ ODPORY

5.9.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V OBLASTI NAKLÁDANÍ A URYCHLOVÁNÍ

Dle [28] str. 12:

$$F_{ba} = I_m \cdot (v - v_0) \quad (21)$$

$$F_{ba} = 5,369 \cdot (0,5 - 0)$$

$$F_{ba} = 2,7 \text{ N}$$

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

5.9.2 URYCHLOVACÍ DÉLKA

Dle [28] str. 12:

$$I_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (22)$$

$$I_b = \frac{0,5 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,7}$$

$$I_b = 0,018 \text{ m}$$

μ_1	$[-]$	Součinitel tření mezi materiálem a pásem – dle normy [28] str. 12
---------	-------	---

5.9.3 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANÝM MATERIÁLEM A BOČNÍM VEDENÍM

Dle [28] str. 12:

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot m \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot (b \cdot \cos \beta)^2} \quad (23)$$

$$F_f = \frac{0,7 \cdot 0,0083^2 \cdot 650 \cdot 9,81 \cdot 0,018}{\left(\frac{0,5 + 0}{2}\right)^2 \cdot (0,32 \cdot \cos 20)^2}$$

$$F_f = 1,0 \text{ N}$$

$$\mu_2 \quad [-]$$

Součinitel tření mezi bočnicemi a dopravovanou hmotou – dle [28] str. 12

5.9.4 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

Dle [28] str. 12:

$$F_0 = 9B \cdot \left(140 \cdot 0,01 \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D_h} \quad (24)$$

$$F_0 = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 \cdot 0,01 \cdot \frac{5000}{0,4}\right) \cdot \frac{0,0065}{0,4}$$

$$F_0 = 1023,8 \text{ N}$$

$$F \quad [N]$$

Průměrný tah v pásu na bubnu – voleno

$$D_h \quad [m]$$

Průměr hnacího bubnu – voleno

$$d \quad [mm]$$

Tloušťka pásu – dle [9]

5.9.5 ODPOR V LOŽISKÁCH HANANÉHO BUBNU

Dle [28] str. 12:

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D_h} \cdot F \quad (25)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,053}{0,4} \cdot 5000$$

$$F_t = 3,3 \text{ N}$$

d_0 [m] Průměr hnaného hřídele pro usazení ložiska – voleno

5.9.6 CELKOVÉ VEDLEJŠÍ OPORY

Dle [28] str. 6:

$$F_N = F_{ba} + F_f + F_t + F_0 \quad (26)$$

$$F_N = 2,7 + 1 + 3,3 + 1023,8$$

$$F_N = 1030,9 \text{ N}$$

5.9.7 OPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ

Dle [28] str. 13:

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \cdot \mu \cdot L \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad (27)$$

$$F_\varepsilon = 0,4 \cdot 0,4 \cdot 19 \cdot (4,2 + 10,378) \cdot 9,81 \cdot \cos 9 \cdot \sin 0$$

$$F_\varepsilon = 0 \text{ N}$$

C_ε [–] Součinitel korýtkovosti – dle [28] str. 13

μ [–] Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem – dle [28] str. 13

ε [°] Úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu – voleno

5.9.8 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

Dle [28]:

$$F_{s1} = F_\varepsilon \quad (28)$$

$$F_{s1} = 0 \text{ N}$$

5.9.9 ODPOR OD ČISTIČE PÁSU

Dle [28] str. 13:

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (29)$$

$$F_r = 1200 \cdot 10^{-6} \cdot 30\,000 \cdot 0,6$$

$$F_r = 21,6 \text{ N}$$

A	$[m^2]$	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu – zjištěno dle modelu v programu Inventor
p	$[N \cdot m^{-2}]$	Tlak mezi dopravním pásem a čističem pásu– dle [28] str. 13
μ_3	$[-]$	Součinitel tření mezi dopravním pásem a čističem pásu – voleno

5.9.10 ODPOR OD TŘENÍ BOČNÍHO VEDENÍ S MATERIÁLEM

Dle [28] str. 12:

$$F_{g1} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot m \cdot g \cdot L_d}{(b \cdot \cos 0,3491)^2 \cdot v^2} \quad (30)$$

$$F_{g1} = \frac{0,7 \cdot 0,0083^2 \cdot 650 \cdot 9,81 \cdot 1}{(0,32 \cdot \cos 20)^2 \cdot 0,5^2}$$

$$F_{g1} = 13,5 \text{ N}$$

μ_2	$[-]$	Součinitel tření mezi bočnicemi a dopravovanou hmotou – dle [28] str. 13
---------	-------	--

5.9.11 PŘÍDAVNÉ VNĚJŠÍ ODPORY

Dle [28]:

$$F_{s2} = F_r + F_{g1} \quad (31)$$

$$F_{s2} = 21,6 + 13,5$$

$$F_{s2} = 35,1 \text{ N}$$

5.9.12 ODPOR PRO PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

Dle [28] str. 6:

$$F_{ST} = q_G \cdot H \cdot g \quad (32)$$

$$F_{ST} = 10,378 \cdot 3 \cdot 9,81$$

$$F_{ST} = 316,0 \text{ N}$$

5.9.13 OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM BUBNU

Dle [28] str. 6:

$$F_U = F_H + F_N + F_{s1} + F_{s2} + F_{ST} \quad (33)$$

$$F_U = 90,7 + 1030,9 + 0 + 35,1 + 316,0$$

$$F_U = 1472,7 \text{ N}$$

5.10 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (34)$$

$$P_A = 1472,7 \cdot 0,5$$

$$P_A = 736,2 \text{ W}$$

5.11 PROVOZNÍ VÝKON NA HNACÍM BUBNU

Dle [28] str. 6:

$$P = \frac{F_U \cdot v}{\eta} \quad (35)$$

$$P = \frac{1472,7 \cdot 0,5}{0,85}$$

$$P = 866,3 \text{ W}$$

 η

[-]

Účinnost motoru – voleno
dle [28] str. 9**5.12 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU**

Dle [28] str. 9:

$$F_{2min} = F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad (36)$$

$$F_{2min} = 2945,4 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,5} - 1}$$

$$F_{2min} = 968,8 \text{ N}$$

 φ

[rad]

Úhel opásání poháněcího
bubnu – voleno

5.13 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU NA HORNÍ VĚTVI

Dle [28] str. 9:

$$F_{mind} = \frac{a_u \cdot g \cdot q_B}{8 \cdot 0,015} \quad (37)$$

$$F_{mind} = \frac{5 \cdot 9,81 \cdot 4,2}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{mind} = 1716,8 \text{ N}$$

$$a_u \quad [m]$$

Rozteč dolních válečkových stolic – voleno

5.14 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

Dle [28] str. 10:

$$F_{max} = F_U \cdot 2 \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) \quad (38)$$

$$F_{max} = 1472,7 \cdot 2 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,5} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} = 3914,3 \text{ N}$$

5.15 KONTROLA PÁSU

$$B \cdot R_d \geq F_{max} \quad (39)$$

$$0,4 \cdot 250 \cdot 10^3 \geq 3914,3 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$R_d \quad [N \cdot m^{-1}]$$

Pevnost v pásu – voleno dle [9]

5.16 SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_1 = F_{max} = 3914,3 \text{ N} \quad (40)$$

5.17 SÍLA VE VRATNÉ VĚTVI

$$F_2 = F_{2min} = 968,8 \text{ N} \quad (41)$$

5.18 CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (42)$$

$$F_C = 3914,3 + 968,8$$

$$F_C = 4883,1 \text{ N}$$

5.19 ODPOR V DOLNÍ VĚTVI

5.19.1 TÍHA PÁSU PŘIPADAJÍCÍ NA METR

$$q_{Bt} = q_B \cdot g \quad (43)$$

$$q_{Bt} = 4,2 \cdot 9,81$$

$$q_{Bt} = 41,202 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

5.19.2 SÍLA ODPORU PŮSOBÍCÍ V DOLNÍ VĚTVI

Dle [1] str. 179:

$$F_{OD} = q_{Bt} \cdot f \cdot L \cdot \cos \delta - q_{Bt} \cdot L \cdot \sin \delta \quad (44)$$

$$F_{OD} = 41,202 \cdot 0,02 \cdot 19 \cdot \cos 9 - 41,202 \cdot 19 \cdot \sin 9$$

$$F_{OD} = -108,1 \text{ N}$$

5.20 TAHOVÁ SÍLA NA HNANÉM BUBNU VE SPODNÍ VĚTVI

Dle [1] str. 181:

$$F_3 = F_{OD} + F_2 \quad (45)$$

$$F_3 = -108,1 + 968,8 = 860,7 \text{ N}$$

$$F_3 = 860,7 \text{ N}$$

5.21 TAHOVÁ SÍLA NA HNANÉM BUBNU V HORNÍ VĚTVI

Dle [1] str. 181:

$$F_4 = F_3 = 860,7 \text{ N} \quad (46)$$

5.22 NAPÍNACÍ SÍLA

Dle [1] str. 181:

$$T_g = 2F_3 \quad (47)$$

$$T_g = 2 \cdot 860,7$$

$$T_g = 1721,4 \text{ N}$$

5.23 KONTROLA NAPNUTÍ PÁSU

$$T_g \geq F_{mind} \quad (48)$$

$$1721,4 \geq 1716,8 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

6.1 DOPRAVNÍ PÁS

Vrchní a spodní vrstva je vyrobená z pryže, horní má tloušťku 3 mm a spodní vrstva 2 mm. Pás je vhodný pro provoz na válečcích s korýtkovým profilem, avšak nevhodný pro provoz na kluzné desce.



Obr. 31 EP 250/2 Y – Pryžový dopravníkový pás [9]

Tab. 1 Parametry dopravního pásu Gumex [9]

Materiál	Pevnost [$N \cdot mm^{-1}$]	Typ	Počet vložek	Šířka [mm]	Tloušťka horní krycí vrstvy [mm]	Tloušťka spodní krycí vrstvy [mm]	Síla [mm]	Min. \varnothing hnacího bubnu	Hmotnost [kg/m]
pryž	250	EP 250/2 Y	2	400	3	2	6,5	250	4,2

6.1.1 SPOJENÍ PÁSU

Mechanická spojka určená pro spojení pryžových dopravníkových pásů. [22]



Obr. 32 Spojka k pryžovým dopravníkovým pásům R2 [21]

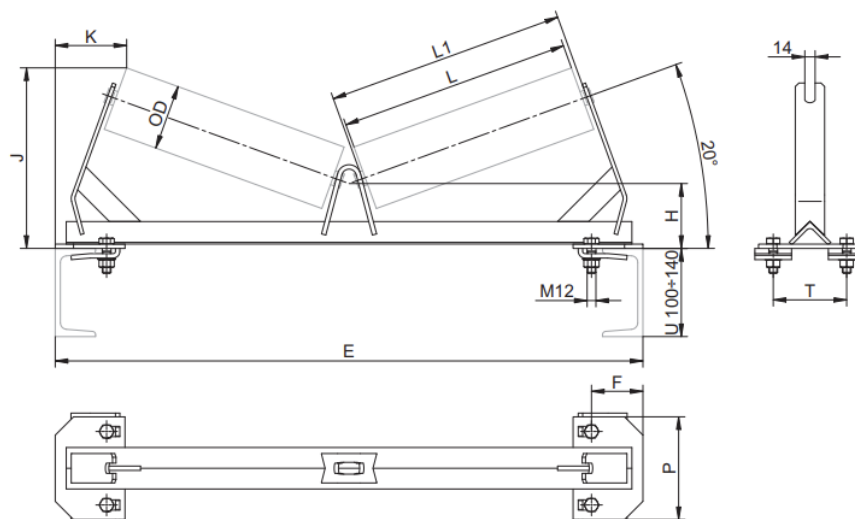
Tab. 2 Parametry spojky pásu Gumex [21]

Šíře spojky [mm]	Pevnost v tahu [$N \cdot mm^{-2}$]	Min. \varnothing bubnu [mm]	Materiál
44 mm	500	125	Pozink. Ocel

6.2 VÁLEČKOVÁ STOLICE A VÁLEČKY

6.2.1 VÁLEČKOVÁ STOLICE PRO NOSNOU A DOPADOVOU VĚTEV

Pražec je svařen z plechových dílů a válcovaných profilů. Je opatřen stojánky se zářezy pro uložení válečků a přírubami pro uchycení pražce závěsnými příložkami na nosník z válcovaného U profilu. Závěsné příložky se spojovacím materiálem pro upevnění na nosnou konstrukci jsou součástí pražce. Nosné válečky nejsou součástí dodávky pražce. [23]



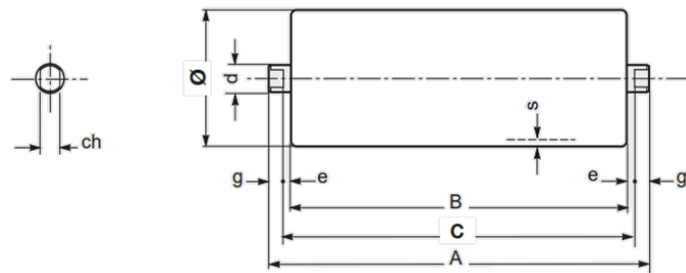
Obr. 33 Pražec dvouválečkový Interroll 314 T [22]

Tab. 3 Parametry válečkové stolice Interroll 314 T [22]

šířka pásu B [mm]	E [mm]	Označení	D [mm]	L [mm]	L1 [mm]	H [mm]	J [mm]	K [mm]	F [mm]	P [mm]	T [mm]	hmotnost [kg]
400	700	4-31406-00018	63 ÷ 89	250	260	88	224	108	95	140	100	5,1

6.2.2 VÁLEČKY V NOSNÉ VÁLEČKOVÉ STOLICI

K redukci síly po dopadu materiálu na pás se použily dopadové válečky. Válečky jsou pokryty gumovou vrstvou, která absorbuje část nárazu.

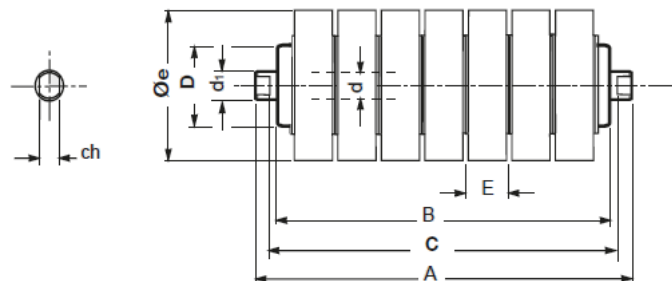


Obr. 34 Váleček PSV/1-FHD nosné stolice značky Rumelca [6]

Tab. 4 Parametry válečku PSV/1-FHD značky Rumelca [6]

Průměr válečku \varnothing [mm]	Pro pás [mm]	B	C	A	Rotující části	Celková hmotnost	Zatížení vzhledem k rychlosti pásu $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [kg]	Ch	d
89	400	250	258	276	2,3	3	226	14	20

6.2.3 VÁLEČEK V DOPADOVÉ VÁLEČKOVÉ STOLICI

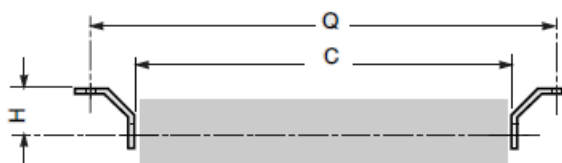


Obr. 35 Dopadový váleček značky Rumelca [6]

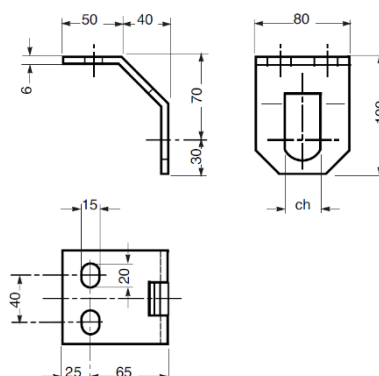
Tab. 5 Parametry válečku dopadové válečkové stolice [6]

Průměr válečku \varnothing [mm]	Pro pás [mm]	B	C	A	Rotující části	Celková hmotnost	ch	d1
89	400	250	258	276	2,6	3	14	20

6.2.4 VÁLEČKOVÁ STOLICE VRATNÉ VĚTVE



Obr. 36 Válečková stolice SPT 243 ve vratné větvi [6]



Obr. 37 Podpěrný držák Rumelca SPT 243 [6]

Tab. 6 Parametry válečkové stolice vratné větve [6]

Šířka pásu [mm]	Ø válečku [mm]	C [mm]	ch [mm]	H [mm]	Q [mm]
400	90-110-140	508	30	70	640

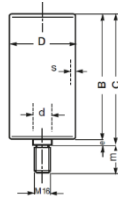
6.2.5 STRÁŽNÝ VÁLEČEK

Za účelem, aby pás nevyjžděl z válečkových nosných stolic, se použily strážné válečky upevněné podél pásu. Strážný váleček se uchytil k nosné stoličce šroubovými spoji. Držák se uchytil k hornímu podélnému nosníku šroubovými spoji.



Obr. 38 Strážný váleček [6]

Váleček se zvolil od firmy Rumelca typu PSV.

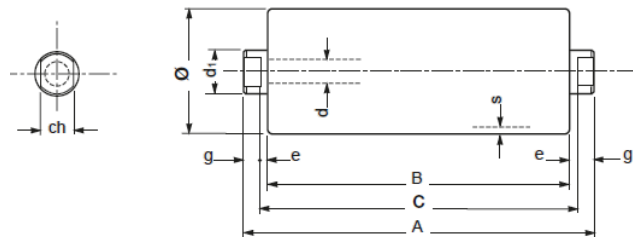


Obr. 39 Strážný váleček PSV/G7-NCD [6]

Tab. 7 Parametry strážného válečku PSV/G7-NCD [6]

D [mm]	s [mm]	d [mm]	B [mm]	C [mm]	m [mm]	e [mm]	M	Ložisko	Hmotnost [kg]
60	3	15	80	88	33	8	14	6202	0,9

6.2.6 VRATNÝ VÁLEČEK



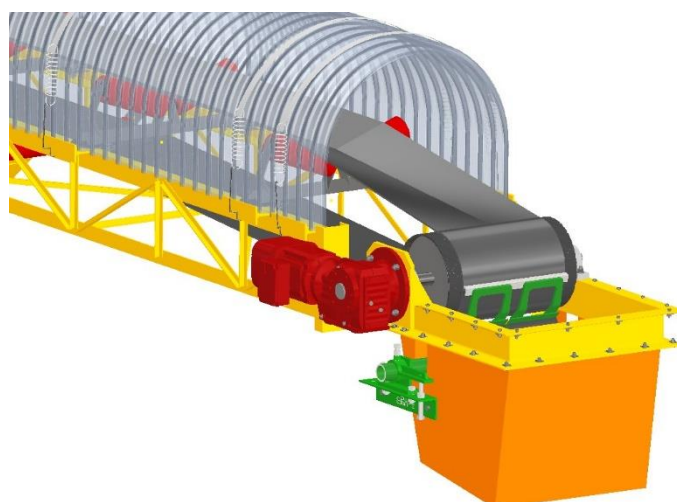
Obr. 40 Vratný váleček Rumelca PL2 [6]

Tab. 8 Parametry válečku ve vratné větvi Rumelca PL2 [6]

Ø válečku [mm]	Šířka pásu [mm]	B	C	A	Rotující části [kg]	Celková hmotnost [kg]	Zatížení vzhledem k rychlosti pásu $m \cdot s^{-1}$ [kg]
90	400	500	508	528	1,3	2,6	97

6.3 POHÁNĚCÍ STANICE

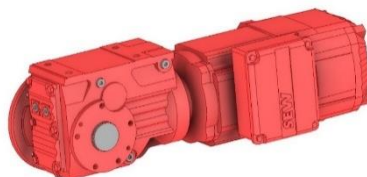
Poháněcí stanice se skládá z hnacího bubnu a elektromotoru značky SEW. Buben s hřídelí je otočně uložený v ložiskových domcích od firmy SKF. Kroutící moment se přenáší z hřídele na náboj pomocí pera v drážce hřídele, jedná se tedy o spoj s tvarovým stykem. Elektromotor uchycen šroubovými spojeními a drží staticky na přírubě, která se přivařila ke konstrukci pásového dopravníku viz Obr. 41.



Obr. 41 Poháněcí stanice bez zakrytování

6.3.1 POHON DOPRAVNÍKU

Pohonem dopravníku se zvolil kuželový převodový elektromotor s elektromagnetickou brzdou, dutým hřídelem a přírubovým provedením. Brzda je odbrzdována elektricky. Brzdění probíhá po vypnutí napětí. [23]



Obr. 42 Kuželový převodový elektromotor s označením KAF37DRN80MK4BE1

Tab. 9 Technické údaje elektromotoru [23]

Jmenovité otáčky motoru [1/min]	Výstupní otáčky [1/min]	Převodový poměr celkově	Výstupní krouticí moment [N·m]	Dutý hřídel [mm]	Průměr příruby [mm]	Výkon motoru [kW]	hmotnost [kg]	Brzdý moment [N·m]
1455	24	60,81	440	40	250	1,1	50,6	14

Brzda BE je elektromagnetická kotoučová brzda buzená stejnosměrným proudem, která se elektricky odbrzdí a brzdí silou pružin. Používá dvojcívkový systém společnosti SEW-EURODRIVE. Brzda je řízena ovládacím zařízením, které je umístěno v přípojovacím prostoru motoru nebo ve spínací skříni.



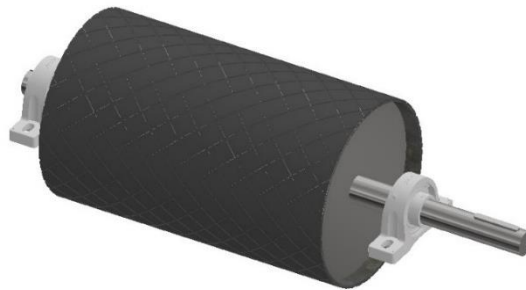
Obr. 43 Pohled na kotoučovou brzdou [23]

Tab. 10 Technické parametry brzdy BE1- SEW - kotoučová brzda (230 V, 7 Nm) [23]

Výkonnost [N·m]	Výkonnost [kJ]	Životnost [MJ]
10	12	120

6.3.2 HNACÍ BUBEN

Hnací buben je ze svařeného zakrouceného plechu a dvou čel přivařených k vnitřnímu obvodu pláště po obou stranách, buben se zhotoví z materiálu S235JRG1 (ČSN 11 373.0). Čela (bočnice) jsou vnitřním průměrem přivařené na hřídel. Pro lepší vedení pásu a navýšení součinitele tření mezi pásem a bubnem se povrch bubnu opatřil gumovým obložením s diamantovým vzorem.



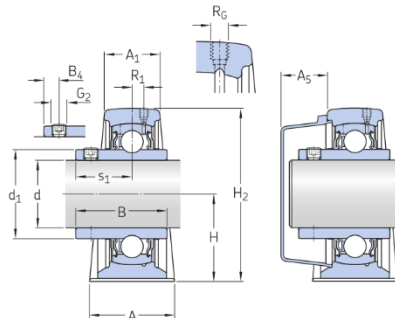
Obr. 44 Hnací bubem

Tab. 11 Rozměry hnacího bubnu

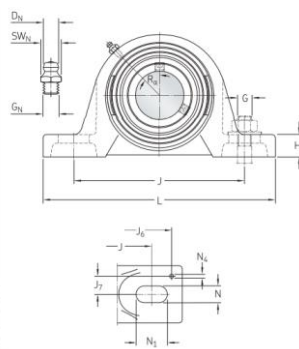
Průměr bubnu D [mm]	Šířka bubnu B [mm]	Délka hřídele bubnu l_0 [mm]	Průměr osy pro ložisko d_0 [mm]	Průměr osy pro čela D_0 [mm]
300	500	885	40	45

6.3.3 KULIČKOVÁ LOŽISKOVÁ JEDNOTKA

Jedná se o kuličkové ložisko s prodlouženým vnitřním kroužkem a aretací pomocí stavěcího šroubu. Kuličkové ložiskové jednotky se skládají z vložkového ložiska namontovaného v litinovém pouzdře, které lze přišroubovat k nosné ploše. [24]



Obr. 45 Hlavní rozměry ložiskové jednotky SKF SY 40 TR [24]



Obr. 46 Hlavní rozměry ložiskové jednotky SKF SY 40 TR [24]

Tab. 12 Hlavní rozměry ložiskové jednotky SKF SY 40 TR [24]

d [mm]	40	J [mm]	min. 125
H ₂ [mm]	99	H ₁ [mm]	19
H [mm]	49,2	N [mm]	14
A [mm]	48	N ₁ [mm]	24,5
L [mm]	175	G [mm]	12

Tab. 13 Specifikace ložiska SKF SY 40 TR [24]

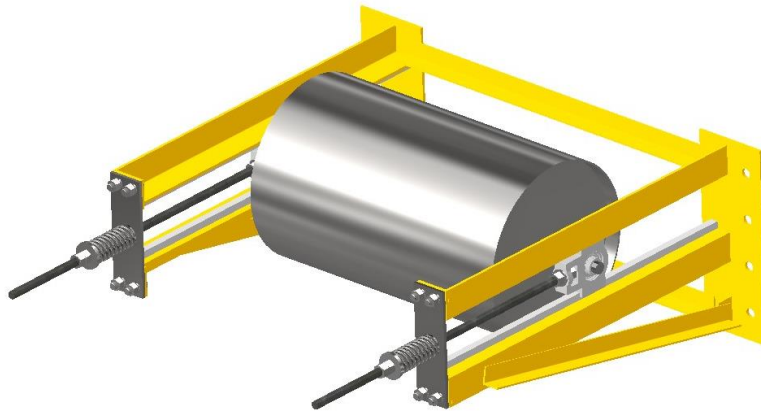
Dynamická únosnost C [kN]	Statická únosnost C ₀ [kN]	Limit únavového zatížení P _u [kN]	Limit rychlosti [r·min ⁻¹]	Hmotnost [kg]
30,7	19	0,8	2800	1,84

6.4 NAPÍNACÍ STANICE

Napínací ústrojí pásu se zvolilo jako tuhé napínání s napínacími šrouby. Po obou stranách napínací stanice se utahují matice na šroubu dokud pružina nevyvine dostatečnou sílu k napnutí pásu. Napnutí se pojišťuje kontramaticí. Vratný buben uložený v ložiskových jednotkách popojíždí na saních a změnou polohy vytváří potřebné napnutí pásu. Protážení pásu s textilními vlákny vyžaduje minimálně 2% délky center dopravníku. [6]

Výhodou napínání s pružinou je utlumení nárustu napínací síly při rozběhu motoru, zároveň slouží jako kontrola protažení pásu, kdy se pružina lehce uvolní a změní svoji délku stlačením, může se tady kontrolovat opotřebení pásu.

Konstrukce se zhotovila z L profilů dle DIN 59370, dále úchytné destičky jsou z ocelové tyče ploché válcované za tepla pro všeobecné použití (EN 100 58) z materiálu S235JR (ČSN 11373.0). Celá konstrukce napínání se přichytí šroubovými spoji k nosné konstrukci.



Obr. 47 Napínací stanice

6.4.1 HNANÝ BUBEN

Hnaný buben je ze svařeného zakrouceného plechu a dvou čel přivařených k vnitřnímu obvodu pláště po obou stranách, buben se zhotovil z materiálu S235JRG1 (ČSN 11 373.0), víceméně provedení je obdobné hnacímu bubnu.



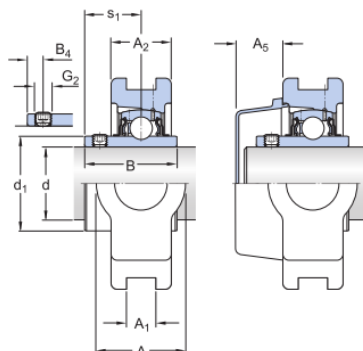
Obr. 48 Svařenec hnaného bubnu a hřídele

Tab. 14 Specifikace hnaného bubnu

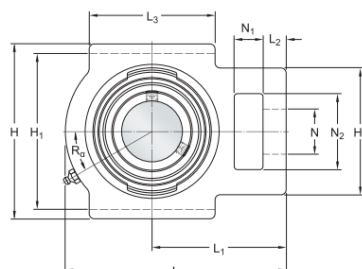
Průměr bubnu D [mm]	Šířka bubnu B [mm]	Délka hřídele bubnu l_0 [mm]	Průměr osy pro ložisko d_0 [mm]	Průměr osy pro bočnice D_0 [mm]
300	500	680	20	25

6.4.2 LOŽISKOVÁ JEDNOTKA

Kuličková ložisková jednotka sestávající se z vložkového ložiska namontovaného v pouzdru z šedé litiny. Jednotka se montuje do rámu a má vnitřní kroužek rozšířený po obou stranách a je zajištěn utažením stavěcího šroubu na vnitřním kroužku. [25]



Obr. 49 Hlavní rozměry ložiskové jednotky SKF TU 50 TF [25]



Obr. 50 Hlavní rozměry ložiskové jednotky SKF TU 50 TF [25]

Tab. 15 Hlavní rozměry ložiskové jednotky SKF TU 50 TF [25]

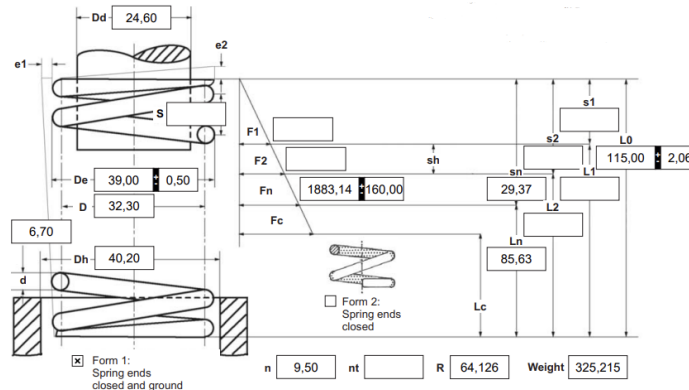
d [mm]	20	H ₁ [mm]	76
A ₂ [mm]	25	N ₁ [mm]	16
s ₁ [mm]	18,3	L ₂ [mm]	10
B [mm]	31	N ₁ [mm]	16
A ₁ [mm]	13,5	N ₂ [mm]	32
A [mm]	34	L ₃ [mm]	54
H [mm]	92	L ₁ [mm]	62

Tab. 16 Specifikace ložiska SKF SY 55 TF [25]

Základní dynamická únosnost C [kN]	Základní statická únosnost C ₀ [kN]	Mezní únavové zatížení P _u [kN]	Mezní otáčky [r·min ⁻¹]	Hmotnost [kg]
12,7	6,55	0,98	8 500	0,852

6.4.3 TLAČNÁ PRUŽINA

Dle vypočtené napínací síly se zvolila pružina D-389A-07 | Pružinová ocel $\varnothing 6,7 \times 32,3 \times 115$ mm.



Obr. 51 Schéma s rozměry zvolené pružiny [26]

6.5 ČISTIČ PÁSU

Čistič pásu je navržen tak, aby byl umístěn pod hnací buben. Je označován jako primární čistič, protože je to první čistič po přepadu materiálu. Obsahuje sadu bočních sestav, tyč a řadu čepelí, z nichž každá obsahuje pryžový polštář, jehož špička je v kontaktu s pásem. Torze je aplikována na tyč prostřednictvím dvojice točivých ramen [26].



Obr. 52 Čistič pásu

6.6 NOSNÁ KONSTRUKCE

Konstrukce je příhradová z normalizovaných profilů, která se zvolila na základě delší dopravní vzdálenosti, dobrého rozložení mechanického napětí, co nejmenší hmotnosti, malých rozměrů a nižších finančních nákladů.

Celková nosná konstrukce je svařovaná a skládá se ze čtyř segmentů, které spolu drží pohromadě šroubovými spoji. Horní podélný nosník je tvořen profilem U dle ČSN 42 5570, přičemž zbytek konstrukce je tvořen profily L dle DIN 59370. Na dolní nosník se přivařily destičky, na kterých se upevnily stojiny šroubovými spoji.

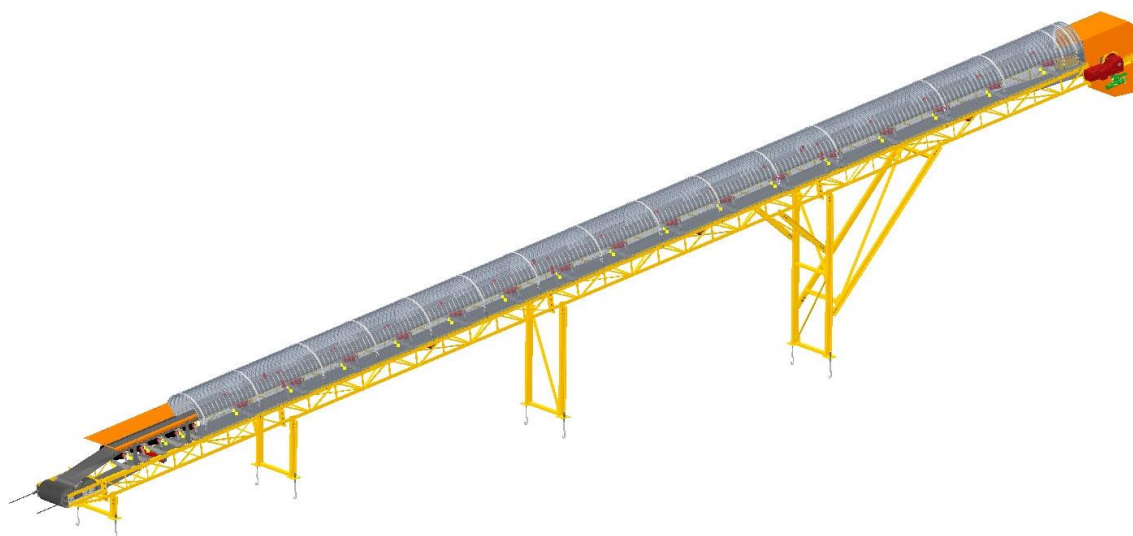


Obr. 53 Nosná konstrukce

6.7 KONSTRUKCE STOJIN

Nosnou konstrukci podepírají čtyři stojiny a dvě vzpěry. Spojení stojin a nosné konstrukce proběhlo formou šroubových spojů. Stojiny drží pomocí patek na betonovém základu zasazené na předem zabetonovaném šroubu s hákem (M20x400), kdy se kotvicí šroub zahákne za závlač.

Stojiny a vzpěru tvoří vertikálně umístěné profily U dle ČSN 42 5570 vyztužené příčníky L dle DIN 59 370 a U ČSN 42 5570. Patek se navrhly z tyče ploché válcované za tepla pro všeobecné použití (EN 100 58) z materiálu S235JR (ČSN 11373.0).



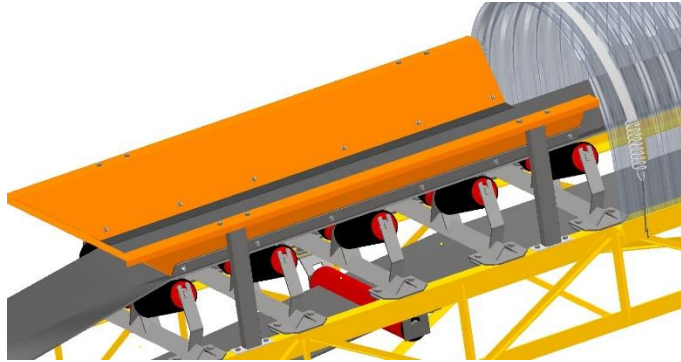
Obr. 54 Celkový návrh pásového dopravníku

6.8 ZAKRYTOVÁNÍ

Pro zakrytování dopravní trasy se zvolily standardní kryty firmy Anchenbach-CZ, S.R.O., které se zajistili pomocí napínacího a uchycovacího systému K-V2A, který je tvořený uchycovacím hákem, nerezovým pásem obepínající celý obloukový kryt, tažnou pružinou a ručním uchycovačem. Uchycovací systém zajistí možnost odstranění krytování v kterémkoliv segmentu v případě údržby pásu. Krytování je možné spatřit na obrázku dopravníku viz Obr. 54.

6.9 NÁSYPKA

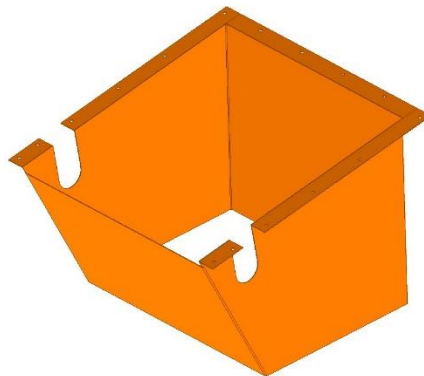
Násypka se svařila z plechů dle ČSN 42 530. Z důvodu, aby materiál zaručeně dopadal na pás, se na okraj konců plechů upevnila pryž. Násypka stojí na nohách, které se přišroubovaly k nosné konstrukci.



Obr. 55 Násypka

6.10 VÝSYPKA

Výsypka se rovněž vytvořila z plechů dle ČSN 42 5301. Ke konstrukci se uchytila přes přírubu, která je kolem vstupu výsypky, šroubovými spoji.



Obr. 56 Výsypka

7 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

7.1 REAKCE PŮSOBÍCÍ NA HNACÍ HŘÍDEL

7.1.1 SILOVÉ PŮSOBNÍ OD TÍHY HNACÍHO BUBNU

$$q_t = m_t \cdot g \quad (49)$$

$$q_t = 15,8 \cdot 9,81$$

$$q_t = 155,0 \text{ N}$$

$$m_t \quad [\text{kg}]$$

Hmotnost hnacího bubnu –
dle návrhu v programu
Inventor

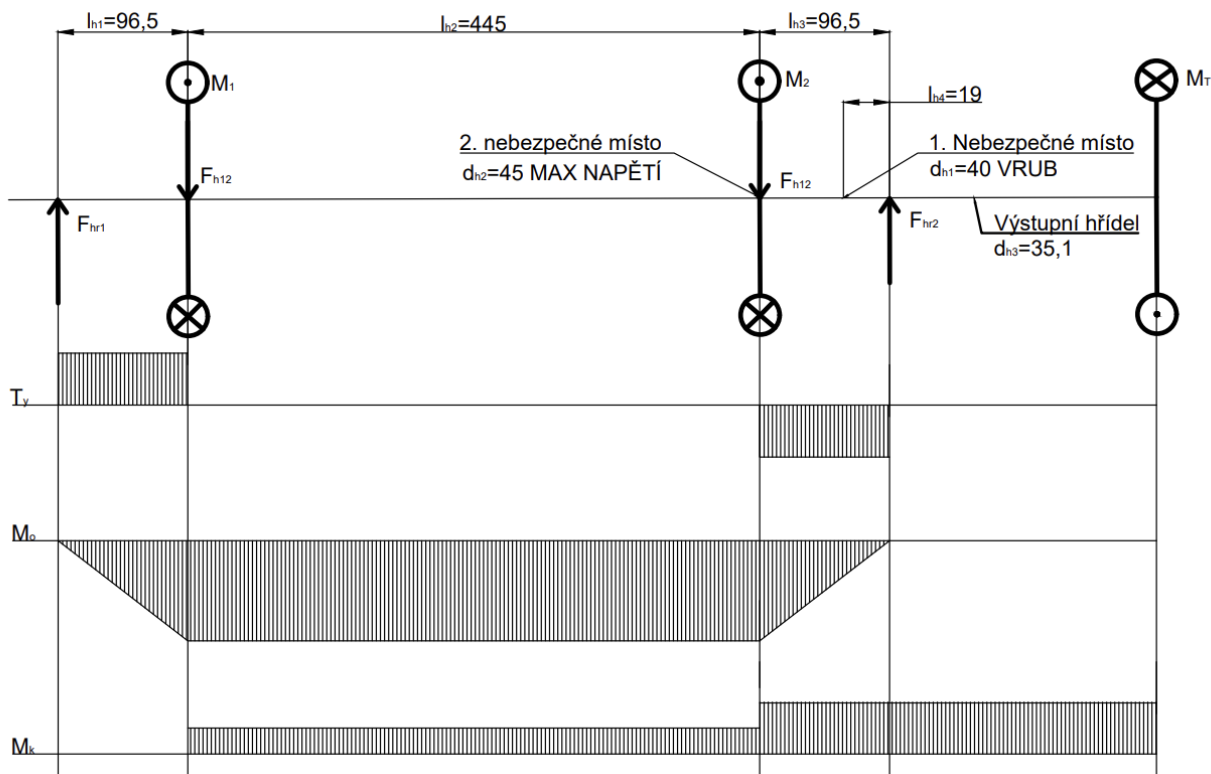
7.1.2 DŮSLEDEK CELKOVÉHO NAPĚTÍ NA BUBNU

$$C_p = \sqrt{(F_1 + F_2)^2 + q_t^2} \quad (50)$$

$$C_p = \sqrt{(3914,3 + 968,8)^2 + 155,0^2}$$

$$C_p = 4884,8 \text{ N}$$

7.1.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY NA HNACÍM HŘÍDELI



Obr. 57 Výsledné vnitřní účinky na hnacím hřídeli

7.1.4 OTÁČKY HNANÉHO A HNACÍHO BUBNU

$$n_h = \frac{v}{\pi \cdot D_h} \quad (51)$$

$$n_h = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,3}$$

$$n_h = 0,5305 \text{ s}^{-1}$$

7.1.5 VÝSTUPNÍ KROUTÍCÍ MOMENT

$$M_t = \frac{P_A}{2 \cdot \pi \cdot n_h} \quad (52)$$

$$M_t = \frac{736,2}{2 \cdot \pi \cdot 0,5305}$$

$$M_t = 220,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7.1.6 PŮSOBÍCÍ KROUTÍCÍ MOMENTY NA HŘÍDELI

$$M_1 = M_2 = M_{k12} \quad (53)$$

7.1.7 KROUTÍCÍ MOMENT V MÍSTĚ STYKU HŘÍDELE S BOČNICEMI

$$M_{k12} = \frac{M_t}{2} \quad (54)$$

$$M_{k12} = \frac{220,9}{2}$$

$$M_{k12} = 110,5 \text{ N}$$

7.1.8 SÍLA PŮSOBÍCÍ V MÍSTĚ STYKU HŘÍDELE S BOČNICEMI

$$F_{h12} = \frac{C_p}{2} \quad (55)$$

$$F_{h12} = \frac{4884,8}{2}$$

$$F_{h12} = 2442,4 \text{ N}$$

7.1.9 REAKCE V MÍSTĚ LOŽISKA 1

$$F_{hr1} = 2F_{h12} - F_{hr2} \quad (56)$$

$$F_{hr1} = 2 \cdot 2442,4 - 2442,4$$

$$F_{hr1} = 2442,4 \text{ N}$$

7.1.10 REAKCE V MÍSTĚ LOŽISKA 2

$$F_{hr2} = \frac{F_{h12}(l_{h1}2 + l_{h2})}{l_{h1} + l_{h2} + l_{h3}} \quad (57)$$

$$F_{hr2} = \frac{2442,4 \cdot (0,0965 \cdot 2 + 0,44)}{0,0965 + 0,44 + 0,0965}$$

$$F_{hr2} = 2442,4 \text{ N}$$

7.2 PRVNÍ MÍSTO NA HNACÍM HŘÍDELI – OHYB, KRUT, VRUB**7.2.1 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ 1**

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_{h1}^3}{32} \quad (58)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot 0,04^3}{32}$$

$$W_{o1} = 6,2832 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

7.2.2 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU V MÍSTĚ 1

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_{h1}^3}{16} \quad (59)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot 0,04^3}{16}$$

$$W_{k1} = 1,2566 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

7.2.3 OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ 1

$$M_{o1} = F_{hr1} \cdot l_{h4} \quad (60)$$

$$M_{o1} = 2442,4 \cdot 0,019$$

$$M_{o1} = 46,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7.2.4 KROUTÍCÍ MOMENT V MÍSTĚ 1

$$M_{k1} = M_1 + M_2 \quad (61)$$

$$M_{k1} = 110,5 + 110,5$$

$$M_{k1} = 221,0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7.2.5 NAPĚTÍ V OHYBU V MÍSTĚ 1

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1} \cdot \alpha_1}{W_{o1}} \quad (62)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{46,4 \cdot 1,9}{6,2832 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{o1} = 14,0311 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 14,0 \text{ MPa}$$

$$\alpha_1 \quad [-]$$

Součinitel koncentrace
napětí vrubu v ohybu – dle
[29]

7.2.6 NAPĚTÍ V KRUTU V MÍSTĚ 1

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1} \cdot \alpha_{\tau 1}}{W_{k1}} \quad (63)$$

$$\tau_{k1} = \frac{221,0 \cdot 1,3}{1,2566 \cdot 10^{-5}}$$

$$\tau_{k1} = 2,28633 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 22,9 \text{ Mpa}$$

$$\alpha_{\tau 1} \quad [-]$$

Součinitel koncentrace
napětí vrubu v krutu – dle
[26]

7.2.7 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE MAXT V MÍSTĚ 1

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 4\tau_{k1}^2} \quad (64)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{(14,0311 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (2,28633 \cdot 10^7)^2}$$

$$\sigma_{red1} = 4,78309 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 47,8 \text{ MPa}$$

7.2.8 BEZPEČNOST K MEZI KLUZU V MÍSTĚ 1

$$k_{b1} = \frac{R_{ehn}}{\sigma_{red1}} \quad (65)$$

$$k_{b1} = \frac{195,0}{47,8}$$

$$k_{b1} = 4,0$$

$$R_{ehn} \quad [\text{Mpa}]$$

Mez kluzu materiálu dle
materiálového listu

7.3 2. MÍSTO NA HNACÍM HŘÍDELI – OHYB, KRUT

7.3.1 OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ 2

$$M_{o2} = F_{hr2} \cdot l_{h3} \quad (66)$$

$$M_{o2} = 2442,4 \cdot 0,0965$$

$$M_{o2} = 235,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7.3.2 KROUTÍCÍ MOMENT V MÍSTĚ 2

$$M_t = M_{k2} = 220,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7.3.3 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ 2

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_{h2}^3}{32} \quad (67)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}$$

$$W_{o2} = 8,9462 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

7.3.4 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU V MÍSTĚ 2

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_{h2}^3}{16} \quad (68)$$

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{16}$$

$$W_{k2} = 1,7892 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

7.3.5 NAPĚTÍ V OHYBU V MÍSTĚ 2

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} \quad (69)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{235,7}{8,9462 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{o2} = 2,63464 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 26,3 \text{ Mpa}$$

7.3.6 NAPĚTÍ V KRUTU V MÍSTĚ 2

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} \quad (70)$$

$$\tau_{k2} = \frac{220,9}{1,7892 \cdot 10^{-5}}$$

$$\tau_{k2} = 1,23463 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 12,3 \text{ MPa}$$

7.3.7 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE σ_{MAXT} V MÍSTĚ 2

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 4 \cdot \tau_{k2}^2} \quad (71)$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{(2,63464 \cdot 10^7)^2 + 4 \cdot (1,23463 \cdot 10^7)^2}$$

$$\sigma_{red2} = 3,6109 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 36,1 \text{ Mpa}$$

7.3.8 BEZPEČNOST K MEZI KLUZU V MÍSTĚ 2

$$k_{b2} = \frac{R_{ehn}}{\sigma_{red2}} \quad (72)$$

$$k_{b2} = \frac{195,0}{36,1}$$

$$k_{b2} = 5,4$$

7.4 KONTROLA VÝSTUPNÍHO PRŮMĚRU HNACÍ HŘÍDELE**7.4.1 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU NA VÝSTUPNÍM HŘÍDELI**

$$W_{kv} = \frac{\pi \cdot d_{h3}^3}{16} \quad (73)$$

$$W_{kv} = \frac{\pi \cdot 0,0351^3}{16}$$

$$W_{kv} = 8,4909 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

7.4.2 NAPĚTÍ V KRUTU NA VÝSTUPNÍM HŘÍDELI

$$\tau_{kv} = \frac{M_{k1}}{W_{kv}} \quad (74)$$

$$\tau_{kv} = \frac{221}{8,4909 \cdot 10^{-6}}$$

$$\tau_{kv} = 2,602787 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 26,0 \text{ Mpa}$$

7.4.3 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ DLE σ_{MAXT}

$$\sigma_{redv} = \sqrt{0 + 4\tau_{kv}^2} \quad (75)$$

$$\sigma_{redv} = \sqrt{0 + 4 \cdot (2,602787 \cdot 10^7)^2}$$

$$\sigma_{redv} = 5,205574 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 52,1 \text{ MPa}$$

7.4.4 BEZPEČNOST K MEZI KLUZU

$$k_{b3} = \frac{R_{ehn}}{\sigma_{redv}} \quad (76)$$

$$k_{b3} = \frac{195,0}{52,1}$$

$$k_{b3} = 3,7$$

7.5 VÝPOČET DÉLKY PERA NA HNACÍM HŘÍDELI

7.5.1 OBVODOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BOK DRÁŽKY

$$F_o = \frac{P_A}{\left(\frac{d_{h3}}{2} + \frac{t_1}{2}\right) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_h} \quad (77)$$

$$F_o = \frac{736,2}{\left(\frac{0,0351}{2} + \frac{0,0049}{2}\right) \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,5305}$$

$$F_o = 11043,6 \text{ N}$$

$$t_1 \quad [m]$$

Výška drážky v náboji

7.5.2 DOVOLENÝ TLAK NA BOCÍCH DRÁŽEK V NÁBOJI

Dle [26]:

$$p_d = 0,7p_0 \quad (78)$$

$$p_d = 0,7 \cdot 90 \cdot 10^6$$

$$p_d = 6,3 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 63 \text{ Mpa}$$

$$p_0 \quad [Mpa]$$

Základní hodnota tlaku pro náboj z materiálu – šedá litina - dle [26]

7.5.3 VÝPOČET DÉLKY PERA

$$l_{p1} = b_p + \left(\frac{F_o}{p_d \cdot t_1}\right) \quad (79)$$

$$l_{p1} = 0,012 + \left(\frac{11043,6}{6,3 \cdot 10^7 \cdot 0,0049}\right)$$

$$l_{p1} = 0,0478 \text{ m} \Rightarrow \text{volím rozměr } 80 \text{ mm.}$$

$$b_p \quad [m]$$

Šířka pera

7.6 REAKCE PŮSOBÍCÍ NA HANÉM HŘÍDELI

7.6.1 SILOVÉ PŮSOBNÍ OD TÍHY HANÉHO BUBNU

$$q_{tn} = m_{tn} \cdot g$$

$$q_{tn} = 16,3 \cdot 9,81 \quad (80)$$

$$q_{tn} = 159,9 \text{ N}$$

$$m_{tn} \quad [kg] \quad \text{Hmotnost hnaného bubnu}$$

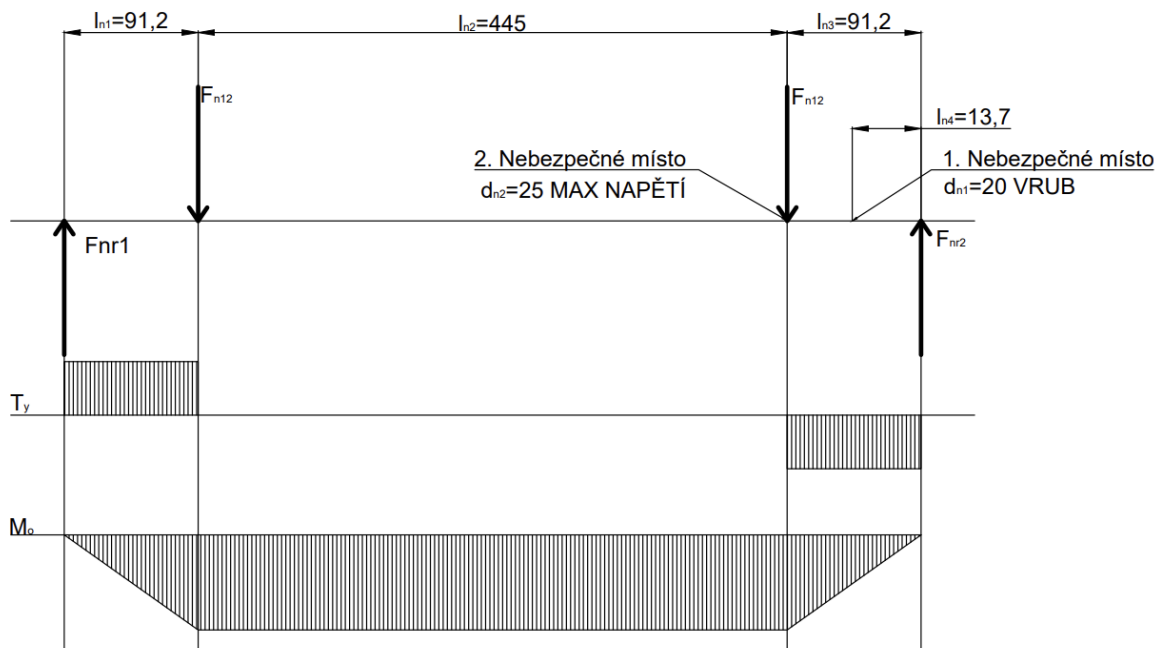
7.6.2 DŮSLEDEK CELKOVÉHO NAPĚTÍ NA BUBNU

$$C_{pn} = \sqrt{(F_3 + F_4)^2 + q_{tn}^2} \quad (81)$$

$$C_{pn} = \sqrt{(860,7 + 860,7)^2 + 159,9^2}$$

$$C_{pn} = 1728,8 \text{ N}$$

7.6.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY NA HANÉM HŘÍDELI



Obr. 58 Výsledné vnitřní účinky na hnaném hřídeli

7.6.4 SÍLA PŮSOBÍCÍ V MÍSTĚ STYKU HŘÍDELE S BOČNICEMI

$$F_{n12} = \frac{C_{pn}}{2} \quad (82)$$

$$F_{n12} = \frac{1728,8}{2}$$

$$F_{n12} = 864,4 \text{ N}$$

7.6.5 REAKCE V MÍSTĚ LOŽISKA 2

$$F_{nr2} = \frac{F_{n12} \cdot (l_{n1} \cdot 2 + l_{n2})}{l_{n1} + l_{n2} + l_{n3}} \quad (83)$$

$$F_{nr2} = \frac{864,4 \cdot (0,0912 \cdot 2 + 0,45)}{0,0912 + 0,44 + 0,0912}$$

$$F_{nr2} = 864,4 \text{ N}$$

7.6.6 REAKCE V MÍSTĚ LOŽISKA 1

$$F_{nr1} = 2F_{n12} - F_{nr2} \quad (84)$$

$$F_{nr1} = 2 \cdot 864,2 - 864,2$$

$$F_{nr1} = 864,2 \text{ N}$$

7.7 PRVNÍ MÍSTO NA HNANÉM HŘÍDELI – OHYB, VRUB**7.7.1 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ 1**

$$W_{on1} = \frac{\pi \cdot d_{n1}^3}{32} \quad (85)$$

$$W_{on1} = \frac{\pi \cdot 0,02^3}{32}$$

$$W_{on1} = 7,854 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

7.7.2 OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ 1

$$M_{on1} = F_{nr1} \cdot l_{n4} \quad (86)$$

$$M_{on1} = 864,2 \cdot 0,0137$$

$$M_{on1} = 11,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7.7.3 NAPĚTÍ V OHYBU V MÍSTĚ 1

$$\sigma_{on1} = \frac{M_{on1} \cdot \alpha_2}{W_{on1}} \quad (87)$$

$$\sigma_{on1} = \frac{11,8 \cdot 1,6}{7,854 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_{on1} = 2,4121 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 24,1 \text{ Mpa}$$

$$\alpha_2 \quad [-]$$

Součinitel koncentrace
napětí vrubu v ohybu [29]

7.7.4 BEZPEČNOST K MEZI KLUZU V MÍSTĚ 1

$$k_{bn1} = \frac{R_{en}}{\sigma_{on1}} \quad (88)$$

$$k_{bn1} = \frac{195,0}{24,1}$$

$$k_{bn1} = 8,0$$

$$R_{en} \quad [-]$$

Mez kluzu materiálu
hnaného hřídele – dle mat.
listu materiálu 11 373

7.8 DRUHÉ MÍSTO NA HNANÉM HŘÍDELI – OHYB

7.8.1 OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ 2

$$M_{on2} = F_{nr2} \cdot l_{n3} \quad (89)$$

$$M_{on2} = 864,4 \cdot 0,0912$$

$$M_{on2} = 78,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7.8.2 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ 2

$$W_{on2} = \frac{\pi \cdot d_{n2}^3}{32} \quad (90)$$

$$W_{on2} = \frac{\pi \cdot 0,025^3}{32}$$

$$W_{on2} = 1,534 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

7.8.3 NAPĚTÍ V OHYBU V MÍSTĚ 2

$$\sigma_{on2} = \frac{M_{on2}}{W_{on2}} \quad (91)$$

$$\sigma_{on2} = \frac{78,8}{1,534 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{on2} = 5,136897 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 51,4 \text{ Mpa}$$

7.8.4 BEZPEČNOST K MEZI KLUZU V MÍSTĚ 2

$$k_{bn2} = \frac{R_{en}}{\sigma_{on2}} \quad (92)$$

$$k_{bn2} = \frac{195,0}{51,4}$$

$$k_{bn2} = 3,8$$

ZÁVĚR

Zhotovil se návrh konstrukce pásového dopravníku pro přepravu dřevní štěpky splňující zadané parametry dopravní výkonnosti, dopravní vzdálenosti a výškového rozdílu.

Dále se dle cílů bakalářské práce zpracoval rešeršní rozbor v této technické oblasti včetně popisů a parametrů dopravovaného materiálu – dřevní štěpky, možností kotvení dopravníku, provedení funkčního výpočtu a určení hlavních rozměrů s návrhem pohonu dopravníku.

V příloze se nachází zhotovení výkresové dokumentace sestavného výkresu dopravníku s určujícími řezy a pohledy pohonu, napínací stanice, rámu i kotvení dopravníku.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BIGOŠ, Peter, Josef KULKA, Melichar KOPAS a Martin. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. TU v Košiciach, Strojnícka fakulta: Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach), 2012. ISBN 9788055311876. STONE, Richard. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Fourth Edition. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012. ISBN 978-0-230-57663-6.
- [2] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní*. Praha: ČVUT, 1983
- [3] TMT A.S. CHRUDIM. *Pásové dopravníky* [online]. [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://www.tmt.cz/vyrobni-program/pasove-dopravniky/>
- [4] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [5] DUBA - DP S.R.O. *Výroba pásových dopravníků* [online]. [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://www.duba-dp.cz/vyroba-pasovych-dopravniku-a-shazovacich-voziku>
- [6] Catalog Bulk Handling EN.pdf. In: RULMECA. *Rumelca* [online]. [cit. 2024-03-26]. Dostupné z: https://www.rulmeca.com/contenuti/download/cataloghi_completi/en/bulk/Catalog%5FBulk%5FHandling%5FEN.pdf
- [7] GAJDŮŠEK, Jaroslav a ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Učební texty vysokých škol. Brno: Vysoké učení technické, 1988
- [8] KOVÁČ, Milan a Klapita, Vladimír. *Manipulácia s materiálom v doprave*. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 80-8070-174-1.
- [9] GUMEX, SPOL. S R.O. *Gumex* [online]. [cit. 2024-03-26]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/ep-2502-y-pryzovy-dopravnikovy-pas-02221040#sekce=product-documentation>
- [10] STZ-SERVIS A.S. *Konstrukce pryžotextilního pásu* [online]. [cit. 2024-03-26]. Dostupné z: <http://stzservis.cz/konstrukce-pryzotextilniho-pasu>
- [11] FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2080-4
- [12] *Metody zastavování motorů* [online]. In: . [cit. 2024-03-28]. Dostupné z: [12] <https://www.elektroprumysl.cz/energetika/metody-zastavovani-motoru>

- [13] *Provozní návody* [online]. In: . [cit. 2024-03-28]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/os/dud/?tab=documents&country=CZ&language=cs_cz&doc_lang=de-DE,en-DE,cs-CZ&doc_type=G,F,DD,CD,PL,V,D,H,E,A&gid=PBA
- [14] ACHENBACH-CZ, S.R.O. *Bubnové elektropohony* [online]. [cit. 2024-03-28]. Dostupné z: http://www.achenbach.cz/bubnove_elektropohony
- [15] ČSN EN ISO 16559 (838200) A Tuhá biopaliva - Slovník. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2022
- [16] STUPAVSKÝ, Vladimír, HOLÝ, Tomáš: Dřevní štěpka - zelená, hnědá, bílá. *Biom.cz* [online]. 2010-01-01 [cit. 2024-03-30]. Dostupné z WWW: <<https://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>>. ISSN: 1801-2655.
- [17] Feeding of Biomass: Design Experience with Wood Chips. In: *Bulk-online* [online]. 2019, 6. Nov. 2019 [cit. 2024-03-30]. Dostupné z: <https://www.bulk-online.com/en/article/technical-article/feeding-biomass-design-experience-wood-chips>
- [18] KOTVENÍ STAVEBNÍCH KONSTRUKCÍ. In: MAREČEK, Jan, Kateřina KUBENKOVÁ, Miloslav ŠINDEL a Filip ČMIEL. *POZEMNÍ STAVITELSTVÍ III.* [online]. Ostrava 2007 [cit. 2024-03-30]. Dostupné z: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FAST/PS3/3.html>
- [19] Kotevní technika – základní použití a prvky. In: *Www.fasteners-cz.cz* [online]. [cit. 2024-03-30]. Dostupné z: <https://www.fasteners-cz.cz/kotevni-technika-zakladni-pouziti-prvky>
- [20] 6. Skelety: Sloupy, patky, kotvení, tužidla. In: MACHÁŠEK, Josef. *České vysoké učení technické v Praze FAKULTA STAVEBNÍ* [online]. [cit. 2024-03-30]. Dostupné z: <https://people.fsv.cvut.cz/~machacek/prednaskyOK01/OK01-6.pdf>
- [21] Spojka k pryžovým dopravníkovým pásům R2, pro tloušťku pásu 5-10mm, šíře spojky 44mm. In: *GUMEX* [online]. [cit. 2024-03-31]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/spojky-r2-r2s-pro-pryzove-pasy-01851001>
- [22] KATALOG VŠECH PRODUKTŮ. In: *Transroll.cz* [online]. [cit. 2024-03-31]. Dostupné z: <https://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog-cz-ec7f0.pdf?redir>
- [23] DriveConfigurator. In: *Sew-eurodrive* [online]. [cit. 2024-04-01]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ

- [24] SY 55 TF. In: *SKF* [online]. [cit. 2024-04-01]. Dostupné z: <https://www.skf.com/sg/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SY%2055%20TF>
- [25] TU 50 TF. In: *SKF* [online]. [cit. 2024-04-01]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-TU%2050%20TF>
- [26] Detailní stránka Tlacené pružiny: VD-389A-07 | Nerezová ocel Ø 6,7 x 32,3 x 115 mm. In: *Gutekunst + Co.KG* [online]. [cit. 2024-04-01]. Dostupné z: https://www.federnshop.com/cz/v%c3%bdrobek/tlacn%c3%a9_pru%c5%beiny/d-389a-07.html
- [27] Conveyor Belt Cleaners H Primary Belt Cleaners. In: *BELLE BANNE* [online]. [cit. 2024-04-01]. Dostupné z: <https://www.bellebannecp.com.au/product/h-primary-belt-cleaner/>
- [28] ČSN ISO 5048 (263102) A Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil. Praha: Český normalizační institut, 1994. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>.
- [29] Návrh hřídele k meznímu stavu únavy. In: *ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ. E-LEARNING VUT* [online]. [cit. 2024-04-15]. Dostupné z: https://moodle.vut.cz/pluginfile.php/710078/mod_resource/content/10/5.%20cviceni.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ČSN		Česká technická norma
A	[m ²]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a_u	[m]	Rozteč dolních válečkových stolic
B	[m]	Šířka pásu
b	[m]	Využitá ložná šířka pásu
b_1	[m]	Využitá ložná šířka pásu při korýtkovém provedení válečkové stolice
b_p	[m]	Šířka pera
C_p	[N]	Důsledek celkového napětí na hnacím bubnu
C_{pn}	[N]	Důsledek celkového napětí na hnaném bubnu
C_ε	[m]	Součinitel korýtkovosti
d	[m]	Tloušťka pásu
d_0	[m]	Průměr hnaného hřídele pro usazení ložiska
D_h	[m]	Průměr hnacího bubnu
d_{h1}	[m]	Průměr hnací hřídele v místě 1
d_{h2}	[m]	Průměr hnací hřídele v místě 2
d_{h3}	[m]	Průměr hnací hřídele v místě 3
d_{n1}	[m]	Průměr hnané hřídele v místě 1
d_{n2}	[m]	Průměr hnané hřídele v místě 2
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu
F_0	[N]	Odpor pásu na bubnech
F_1	[N]	Síla v horní větvi
F_2	[N]	Síla ve vratné větvi
F_{2min}	[N]	Přenos obvodové síly na hnacím bubnu
F_3	[N]	Tahová síla na hnaném bubnu ve spodní větvi
F_4	[N]	Tahová síla na hnaném bubnu v horní větvi
F_{ba}	[N]	Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování
F_C	[N]	Celková síla namáhající buben
F_f	[N]	Odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením
F_{g1}	[N]	Odpor od tření bočního vedení s materiálem
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_{h12}	[N]	Síla působící v místě styku hřídele s bočnicemi
F_{hr1}	[N]	Reakce v místě ložiska 1
F_{hr2}	[N]	Reakce v místě ložiska 2
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu
F_{mind}	[N]	Omezení podle průvěsu pásu na horní větvi
F_N	[N]	Celkový vedlejší odpor
F_{n12}	[N]	Síla působící v místě styku hřídele s bočnicemi
F_{nr1}	[N]	Reakce v místě ložiska 1
F_{nr2}	[N]	Reakce v místě ložiska 2
F_o	[N]	Obvodová síla působící na bok drážky
F_{OD}	[N]	Síla odporu působící v dolní větvi

F_r	[N]	Odpor od čističe pásu
F_{s1}	[N]	Přídavný hlavní odpor
F_{s2}	[N]	Přídavný vedlejší odpor
F_{ST}	[N]	Odpor pro překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_U	[N]	Obvodová síla na hnacím bubnu
F_ε	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků
g	[m·s ⁻²]	Gravitační konstanta
H	[m]	Výškový rozdíl
I_b	[m]	Urychlovací délka
I_m	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní dopravní výkon
I_v	[m ³ ·s]	Objemový dopravní výkon
k	[-]	Součinitel sklonu
k_l	[-]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
k_{b1}	[-]	Bezpečnost k mezi kluzu materiálu 11 373 v místě 1
k_{b2}	[-]	Bezpečnost k mezi kluzu materiálu 11 373 v místě 2
k_{b3}	[-]	Bezpečnost k mezi kluzu materiálu 11 373 v místě 3
k_{bn1}	[-]	Bezpečnost k mezi kluzu materiálu 11 373 v místě 1
k_{bn2}	[-]	Bezpečnost k mezi kluzu materiálu 11 373 v místě 2
L	[m]	Dopravní vzdálenost
l_{h1}	[m]	Vzdálenost působišť sil na hnacím hřídeli
l_{h2}	[m]	Vzdálenost působišť sil na hnacím hřídeli
l_{h3}	[m]	Vzdálenost působišť sil na hnacím hřídeli
l_{h4}	[m]	Vzdálenost působišť sil na hnacím hřídeli
l_{n1}	[m]	Vzdálenost působišť sil na hnaném hřídeli
l_{n2}	[m]	Vzdálenost působišť sil na hnaném hřídeli
l_{n3}	[m]	Vzdálenost působišť sil na hnaném hřídeli
l_{n4}	[m]	Vzdálenost působišť sil na hnaném hřídeli
l_{p1}	[m]	Délka pera
m	[m]	Měrná hmotnost dřevní štěpky
M_1	[N·m]	Působící kroutící moment na hnacím hřídeli
M_2	[N·m]	Působící kroutící moment na hnacím hřídeli
M_{k1}	[N·m]	Kroutící moment v místě 1 na hnacím hřídeli
M_{k12}	[N·m]	Kroutící moment v místě styku hřídele s bočnicemi
M_{k2}	[N·m]	Kroutící moment v místě 2 na hnacím hřídeli
M_{o1}	[N·m]	Ohybový moment v místě 1 na hancím hřídeli
M_{o2}	[N·m]	Ohybový moment v místě 2 na hancím hřídeli
M_{on1}	[N·m]	Ohybový moment v místě 1 na hnaém hřídeli
M_{on2}	[N·m]	Ohybový moment v místě 2 na hnaném hřídeli
m_t	[kg]	Hmotnost hancího bubnu
M_t	[N·m]	Výstupní kroutící moment
m_m	[kg]	Hmotnost hnaného bubnu
n_h	[s ⁻¹]	Otáčky hnaného a hnacího bubnu

p	[N·m ⁻²]	Tlak mezi čističem pásu a pásem
P	[W]	Provozní výkon na hnacím bubnu
p_0	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro náboj z materiálu
P_1	[-]	Počet válečkových stolic v nosné větvi
P_{1d}	[-]	Počet válečkových stolic v dopadové větvi
P_2	[-]	Počet válečkových stolic ve vratné větvi
P_A	[W]	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku
p_d	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážek v náboji
Q	[kg·m ³]	Dopravní výkon
q_1	[kg]	Hmotnost rotujících částí nosného válečku
q_{1d}	[kg]	Hmotnost rotujících částí dopadového válečku
q_2	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku v nezátížené větvi
q_B	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost pásu na metr
q_{Bt}	[N·m ⁻¹]	Tíha pásu připadající na 1 metr
q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky
q_{RO}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost válečkových stolic v dopadové větvi
q_{RU}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku v nezátížené větvi na 1 metr délky
q_t	[N]	Silové působení od tíhy hnacího bubnu
q_{tn}	[N]	Silové působení od tíhy hnaného bubnu
R_d	[N·m ⁻¹]	Pevnost v pásu
R_{ehn}	[MPa]	Mez kluzu materiálu hnacího hřídele - 11 373
R_{en}	[MPa]	Mez kluzu materiálu hnaného hřídele - 11 373
S	[m ²]	Součet teoretických průřezů
S_1	[m ²]	Teoretický průřez náplně pásu
S_2	[m ²]	Teoretický průřez náplně pásu
S_k	[m ²]	Výpočet skutečné náplně pásu
S_T	[m ²]	Teoretický průřez pásu
t_1	[m]	Výška drážky v náboji
T_g	[N]	Napínací síla
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost pásu
v_0	[m·s ⁻²]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
W_{k1}	[m ³]	Modul průřezu v krutu v místě 1 na hnacím hřídeli
W_{k2}	[m ³]	Modul průřezu v krutu v místě 2 na hnacím hřídeli
W_{kv}	[MPa]	Modul průřezu v krutu na výstupním hřídeli
W_{o1}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě 1 na hnacím hřídeli
W_{o2}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě 2 na hnacím hřídeli
W_{on1}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě 1 na hnaném hřídeli
W_{on2}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě 2 na hnaném hřídeli
α_1	[-]	Součinitel koncentrace napětí vrubu v ohybu
α_2	[-]	Součinitel koncentrace napětí vrubu v ohybu
$\alpha_{\tau 1}$	[-]	Součinitel koncentrace napětí vrubu v krutu
β	[°]	Úhel sklonu nosných válečků
δ	[°]	Sklon pásového dopravníku

ε	[-]	Úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu
η	[-]	Účinnost motoru
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ρ	[°]	Sypný úhel
σ_{o1}	[MPa]	Napětí v ohybu v místě 1
σ_{o2}	[MPa]	Napětí v ohybu v místě 2
σ_{on1}	[MPa]	Napětí v ohybu v místě 1
σ_{on2}	[MPa]	Napětí v ohybu v místě 2
σ_{red1}	[MPa]	Redukované napětí podle $\max \tau$
σ_{red2}	[MPa]	Redukované napětí podle $\max \tau$
σ_{redv}	[MPa]	Redukované napětí podle $\max \tau$
τ_{k1}	[MPa]	Napětí v krutu v místě 1
τ_{k2}	[MPa]	Napětí v krutu v místě 2
τ_{kv}	[MPa]	Napětí v krutu na výstupním hřídeli
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu

SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Typ výkresu	Název	Číslo výkresu	List
Výkres sestavy	Pásový dopravník dřevní štěpky	0-0-0	1/3
Kusovník	Pásový dopravník dřevní štěpky	0-0-0	2/3
Kusovník	Pásový dopravník dřevní štěpky	0-0-0	3/3
Výkres sestavy	Napínací ústrojí	6-2-0	1/2
Kusovník	Napínací ústrojí	6-2-0	2/2