



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh laboratorní výrobní linky
vláknocementových desek**

**Construction Design of Production Line of
Fiber Cement Boards**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2023

František NECHVÁTAL

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Jan Hoidekr, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Nechvátal** Jméno: **František** Osobní číslo: **492410**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh laboratorní výrobní linky vláknocementových desek

Název bakalářské práce anglicky:

Construction Design of Production Line of Fiber Cement Boards

Pokyny pro vypracování:

1. Uveďte do problematiky výroby vláknocementových desek a popište základní principy návrhu pásových dopravníků
2. Dle zadaných požadavků navrhnete laboratorní linku pro výrobu vláknocementových desek a vytvořte 3D model ve zvoleném CAD softwaru
3. Proveďte návrhové výpočty pro navržené řešení a vybrané konstrukční uzly pevnostně zkontrolujte
4. Vytvořte výrobní dokumentaci ve formě výrobního výkresu pro 2 zvolené součásti. Vytvořte výkres sestavy.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

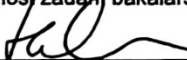
Ing. Jan Hoidekr, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS


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

Datum zadání bakalářské práce: **11.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **05.08.2023**

Platnost zadání bakalářské práce:

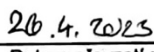

Ing. Jan Hoidekr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

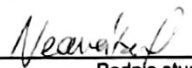

Ing. František Logot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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


Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh laboratorní výrobní linky vláknocementových desek“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Hoidekra, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 13. 6. 2023

František Nechvátal

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Janu Hoidekrovi, Ph.D. za veškerý čas, který mi při tvorbě této práce věnoval. Děkuji za cenné rady, užitečné informace a všechny konzultace. Dále děkuji své rodině a blízkým za podporu, kterou mi poskytli při psaní této práce.

Anotační list

Jméno autora:	František Nechvátal
Název BP:	Návrh laboratorní výrobní linky vláknocementových desek
Anglický název:	Construction Design of Production Line of Fiber Cement Boards
Rok:	2023
Studijní program:	B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jan Hoidekr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 41 počet obrázků 35 počet tabulek 7 počet příloh 10
Klíčová slova:	Výrobní linka, návrh výrobní linky, vláknocementové desky, pásový dopravník, flow-on metoda
Keywords:	Production line, design of the production line, fiber cement boards, belt conveyor, flow-on process

Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem laboratorní experimentální výrobní linky vláknocementových desek pro firmu Swisspearl. Linka je navržena dle požadavků firmy a zpracována do podoby 3D modelu. Další součástí práce je i výkresová dokumentace v podobě výkresu sestavy a výrobních výkresů. V práci jsou provedeny návrhové výpočty, kterými se řídí návrh linky. Dále obsahuje kontrolní výpočty, ze kterých vyplývá, že kvůli vysoké hodnotě výsledné napínací síly vychází nízká trvanlivost ložisek. Navržené řešení tohoto problému je zvýšení tření mezi dopravním pásem a poháněcím bubnem. A to zdrsněním povrchu bubnu nebo obložením válce pryží.

Abstract:

This bachelor thesis is focused on the design of a laboratory experimental production line of fiber cement boards for the company Swisspearl. The line is designed according to the requirements of the company and processed in the form of a 3D model. Further part of the thesis is the drawing documentation in the form of assembly drawing and manufacturing drawings. In the thesis, the design calculations are performed which guide the design of the line. It also includes verification calculations which show that due to the high value of the resulted tension force, low bearing durability is the consequent result. The proposed solution to this problem is to increase the friction between the conveyor belt and the drive drum. This is done by coarsening the surface of the drum or lining the drum with rubber.

Obsah

1.	ÚVOD	1
2.	CÍLE PRÁCE	2
3.	TEORETICKÁ ČÁST	3
3.1.	Problematika vláknocementových desek	3
3.1.1.	Historie vláknocementové technologie	3
3.1.2.	Vstupní suroviny pro výrobu vláknocementu	4
3.1.3.	Proces výroby vláknocementových desek.....	5
3.1.4.	Vlastnosti a využití vláknocementových desek	9
3.2.	Pásové dopravníky	10
3.2.1.	Konstrukční části pásového dopravníku.....	10
3.2.2.	Principy návrhu pásových dopravníků	16
3.3.	Závěry plynoucí z přehledu problematiky	19
4.	PRAKTICKÁ ČÁST.....	20
4.1.	Požadované parametry a funkce.....	20
4.2.	Obecný popis funkce výrobní linky	21
4.3.	Návrhová část.....	21
4.3.1.	Výpočet poháněcí síly dopravníku	21
4.3.2.	Výpočet tažných sil v pásu	23
4.3.3.	Výpočet napínací síly.....	24
4.3.4.	Výpočet pohonu dopravníku.....	24
4.3.5.	Výpočet pohonu válce headboxu.....	25
4.4.	Konstrukční část	27
4.4.1.	Základní popis výrobní linky	27
4.4.2.	Volby a popis kupovaných komponent	30
4.4.3.	Kontrola šroubů napínání na tah.....	32
4.4.4.	Kontrola trvanlivosti ložisek	33
5.	ZÁVĚR.....	35
6.	SEZNAM ZDROJŮ	36
7.	SEZNAM OBRÁZKŮ	38
8.	SEZNAM TABULEK	38
9.	SEZNAM PŘÍLOH	39
10.	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....	40

1. Úvod

Vláknocementové desky jsou univerzálním ekologickým stavebním materiálem, který slouží jako náhrada přírodního dřeva a výrobků na bázi dřeva. V současné době se vláknocementové desky stávají stále populárnější díky svým vynikajícím vlastnostem a širokému spektru uplatnění.

Výroba těchto desek však vyžaduje specializované zařízení a technologii, které zajistí efektivní výrobu. Pro dosažení optimální kvality vláknocementových desek je vhodné mít k dispozici laboratorní linky, které umožňují provádět výzkum, testování a optimalizaci výrobního procesu.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout laboratorní výrobní linku na výrobu vláknocementových desek pro firmu Cembrit. Linka umožní provádět laboratorní testování a výzkum nových receptur. Současná metoda testování, kterou společnost nyní využívá, je pomalá a nedokáže plně simulovat reálné podmínky produkce. Proto společnost požaduje vytvoření kompaktní flow-on linky, která bude ve zmenšeném provedení zachovávat základní vlastnosti standardního flow-on zařízení.

Společnost Cembrit je předním evropským výrobcem vláknocementových materiálů, poskytuje širokou škálu řešení stavebních materiálů pro střechy a fasády domů. V roce 2023 se společnost Cembrit stala součástí firmy Swisspearl. Důvodem spojení bylo vytvoření globální značky s rozšířeným sortimentem výrobků a zajištění udržitelnosti výroby.

Výsledkem této práce je kompletní návrh laboratorní výrobní linky pro vláknocementové desky včetně provedení návrhových výpočtů a tvorby 3D modelu a výrobní dokumentace ve formě výkresu sestavy a výrobních výkresů vybraných součástí.

2. Cíle práce

Cílem této bakalářské práce je návrh laboratorní linky pro výrobu vláknocementových desek metodou Flow-on pro firmu Swisspearl. Práci bude tvořit teoretická a následně praktická část.

Teoretická část této práce bude věnována základnímu vhledu do problematiky výroby vláknocementových desek a dále se zaměří na konstrukční části pásových dopravníků a na základní principy jejich návrhu.

Praktická část se zabývá návrhem laboratorní linky a tvorbou 3D modelu v software Autodesk Inventor. Budou provedeny návrhové výpočty pásového dopravníku, který je součástí výrobní linky a vybrané konstrukční uzly budou pevnostně zkontrolovány.

3. Teoretická část

Teoretická část práce nejprve představuje teorii výroby vláknocementových desek od historie až po současné výrobní procesy. Dále je tato část zaměřena na pásové dopravníky, zejména na principy jejich návrhu.

3.1. Problematika vláknocementových desek

Následující kapitoly stručně představují problematiku vláknocementového kompozitu od historie, přes suroviny určené pro výrobu, až po konkrétní výrobní metody a uplatnění vláknocementových desek.

3.1.1. Historie vláknocementové technologie

Vláknocementový kompozit se ve stavebnictví využívá více než sto let, přičemž jeho nejčastější využití je výroba střešních krytin (obr. 1) nebo trubek. Technologii na výrobu lehkých, pevných, odolných a nehořlavých azbestocementových desek vyvinul a patentoval rakouský průmyslník Ludwig Hatschek (1856-1914). [1] Hatschek spojil 90 % cementu a 10 % azbestových vláken s vodou. Směs byla zpracována ve stroji na karton do podoby azbestocementové desky. Jednalo se o průlomový objev. Hatschek nový materiál nazval "eternit" (z latiny "aeternus" = věčný), což naznačuje jeho dlouhou životnost. [2]

Hatschekova metoda výroby vláknocementu se od počátku 20. let 20. století rozšířila po celém světě. Desky byly široce používány pro bytovou výstavbu a azbest byl mnoho let využíván jako nejvhodnější materiál pro výtuhu. V 70. letech 20. století bylo prokázáno, že vlákna azbestu jsou škodlivá a byla zahájena celosvětová snaha o legislativní úpravu odstraňování azbestu z průmyslových výrobků. Pro výrobu vláknocementu se hledala nová zpevňující vlákna. Jako alternativa se začala používat celulóza a syntetická vlákna. [1]



Obr. 1: Azbestocementové (eternitové) střešní krytiny [3]

V rámci snahy o nahrazení azbestu ve vláknocementovém kompozitu a s tím spojeným vývojem postupů, společnost BELL vyvinula svoji vlastní technologii. V rámci flow-on metody byly kádě a síťované válce Hatschekova stroje nahrazeny utvářečem vrstvy materiálu (headbox). V době vývoje flow-on metody se společnost BELL věnovala mimo jiné i papírenskému průmyslu. Proto pro výrobu vláknocementu využila, v papírenství dobře známý, flow-on proces FOURDRINIER. [2]

Vláknocementové desky (obr. 2) jsou nejen nejstarším typem cementových desek, ale také nejrozšířenějším. Dodnes jsou vláknocementové desky nejzastoupenějším typem cementových desek. Produkuje je 48 % výrobců cementových desek po celém světě. [4]



Obr. 2: Vláknocementové desky po procesu vytvrzení [5]

3.1.2. Vstupní suroviny pro výrobu vláknocementu

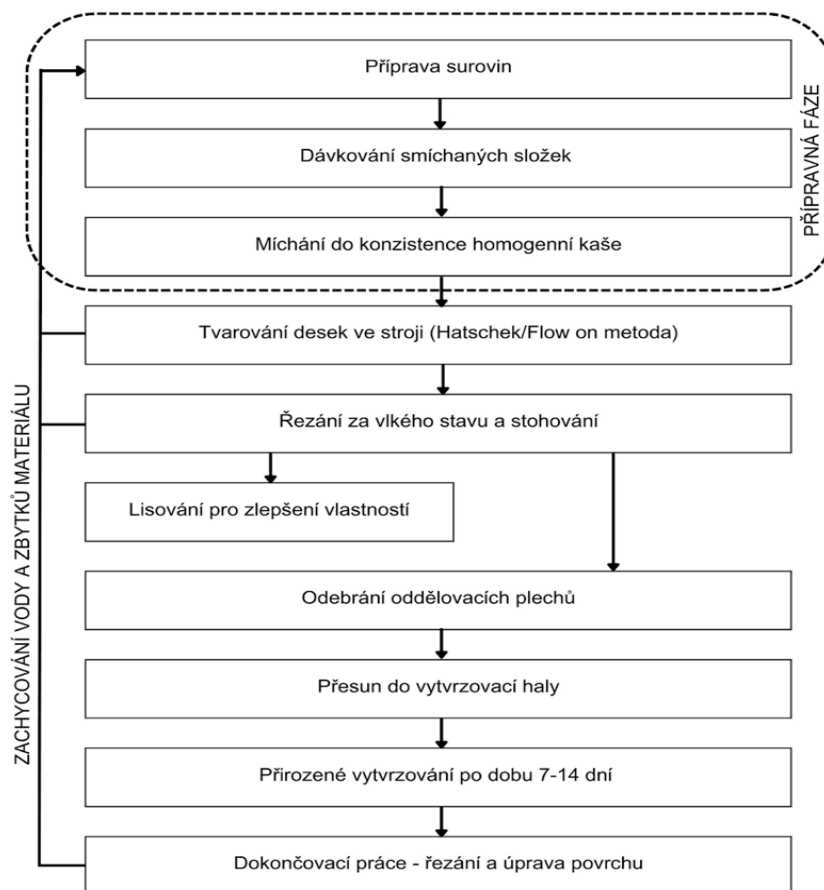
Základní suroviny, které se využívají pro výrobu vláknocementu jsou: cement, minerální plniva, celulóza, organická vlákna a voda. Konkrétní poměry surovin a příměsí jsou různé, jejich složení závisí na výrobcu. Firma Swisspearl (dříve Cembrit) pro výrobu vláknocementových desek využívá suroviny přírodního původu, což zajišťuje plnou recyklovatelnost materiálu (desky se používají jako ztracené bednění nebo drcené jako příměs betonu) a udržitelnost výroby (při vysoušení vrstvy materiálu je voda skrze plstěný pás filtrována a znovu používána). [6]

Tab. 1: Složení vláknocementových desek firmy Swisspearl [9]

Materiál	Hmotnost (% výsledného produktu)
Portlandský cement	35-60
Inertní plniva (vápenec, slída)	32-61
Celulóza	4-6
PVA vlákna (polyvinylalkohol)	0-2
Lehká plniva	0-12

3.1.3. Proces výroby vláknocementových desek

Pro výrobu vláknocementových desek bez obsahu azbestu je nutné uzpůsobení celého výrobního procesu (obr. 3), zejména přizpůsobení výběru surovin a zároveň je nutné dbát na kvalitu výrobku. Nejrozšířenější proces výroby vláknocementových desek je Hatschekův postup. Nicméně ne vždy jsou suroviny zpracovatelné tímto postupem. Alternativou je v takových případech BELL Flow-on metoda, známá také pod názvem FOURDRINIER. [2] Mezi další postupy patří například technologie vytlačování (Extrusion process) nebo Perlitová metoda (Perlite process). [4]



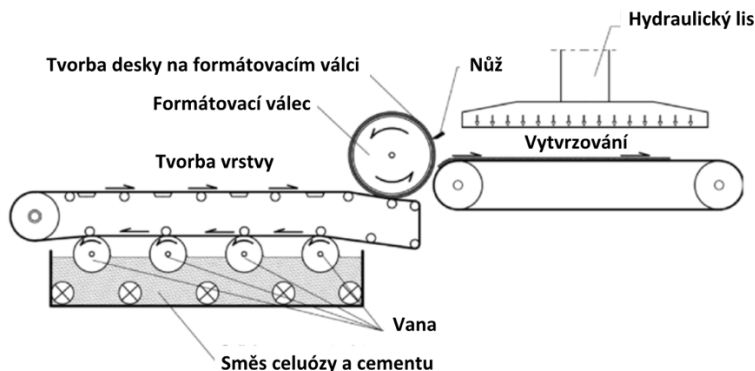
Obr. 3: Výrobního proces vláknocementových desek (Hatschekova metoda a Flow-on metoda) [1]

Hatschekova metoda

Hatschekův stroj (obr. 4 a 5) byl vyvinut pro výrobu azbestového cementu. Princip tohoto stroje je i v současné době podobný. Došlo k uzpůsobení pro výrobu vláknocementových desek bez azbestu a prošel modernizací, která zajistila vyšší výkonnost. [2]

Jde o nejběžnější výrobní postup, při kterém je nebělená celulóza rozmělněna ve vodě, následně zušlechtěna oxidem křemičitým a různými přísadami. Dále je směs smíchána s cementem. Nanáší se na síťový válec, ze kterého se přenese na plstěný pás, a směs se vakuově odvlhčuje. Následuje její navíjení na formátovací válec a po odříznutí tak vzniká cementová deska, která se dále vytvrzuje na vzduchu. Tento proces vytvrzování je vhodný pro výrobu střešních krytin a pro všechny aplikace, kde jsou desky přímo vystaveny nepříznivým povětrnostním podmínkám. [4]

Hlavní nevýhodou Hatschekova procesu výroby je velké množství produkované odpadní vody a skutečnost, že lze vyrábět desky pouze ve formě plátů. Snahy o snížení množství odpadní vody zahrnují instalaci filtračních systémů nebo úpravu pH vody pro opětovné použití. [4]



Obr. 4: Schematické znázornění Hatschekova stroje [7]



Obr. 5: Pohled na Hatschekův stroj v provozu [2]

Technologie vytlačování

Jedná se o alternativní metodu převzatou z plastikařského průmyslu, která umožňuje výrobu trojrozměrných vláknocementových bloků s použitím menšího množství odpadní vody. Výroba probíhá vytlačováním vysoce viskózní směsi tvarovanou matricí. Dosažení správné viskozity vyžaduje použití většího množství přísad, včetně pojiv, dispergátorů a povrchových látek, což zvyšuje výrobní náklady. [4]

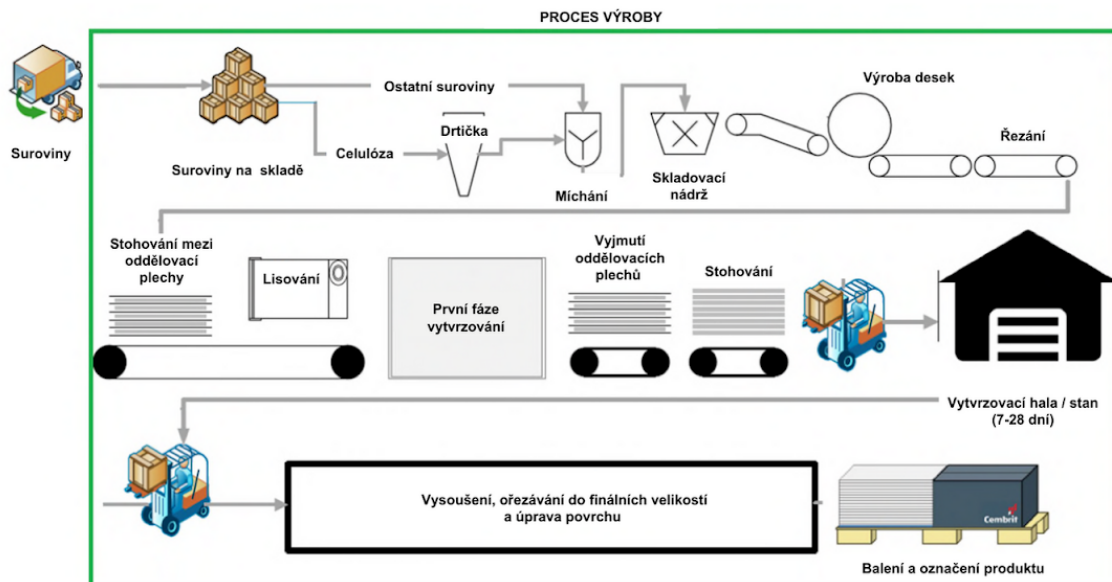
Perlitová metoda

Způsob výroby perlitovou metodou vyžaduje přidání expandovaného perlitu k těmto složkám: k cementu, roztoku oxidu křemičitého, zahušťovadlu a k hydrofobizačnímu činidlu. Tato kombinace směsi se pak lisuje do formy, kde se tvaruje a následně se nechá vytvrdnout. Výrobek se pak dokončuje sušením. Tuto metodu využívá například firma Knauf a USG's Durock. [4]

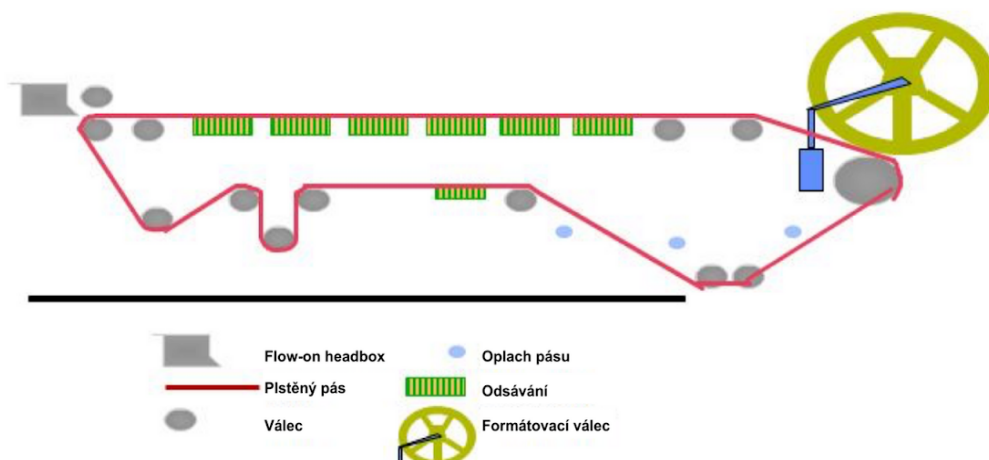
BELL Flow-on metoda

Společnost Swisspearl kromě Hatschek metody využívá také metodu Flow-on (obr. 6), která je do určité míry automatizovaná. Nejprve se celulóza nechá nabřednout ve vodě a rozmělní se. Poté se celulóza míchá s cementem, uhlíkatým vápenatým a zbytkem surovin. Směs je čerpána do výrobní linky do tzv. headboxu, který ji ve vrstvě o tloušťce 0,40 – 0,70 mm nanese na plstěný pás, přes který se ze směsi odsává pomocí vakuových čerpadel část vody. [8]

Dále se z pásu předsušená vrstva nanáší na přitlačovaný formátovací válec, na který se postupně namotává, dokud není dosaženo požadované tloušťky desky. Vrstva, která je stále vlhká a tvárná, se poté přeruší a odvine z formátovacího válce. Ořízne se na požadovanou velikost. Zbytky materiálu jsou vráceny do výrobního procesu, což zamezí vzniku odpadu. Rozřezané desky jsou na sebe naskládány a stlačeny hydraulickým lisem. Poté jsou vytvrzeny a uskladněny. [9]



Obr. 6: Schematické znázornění výroby vláknocementových desek Flow-on metodou [9]



Obr. 7: Schematický pohled na Flow-on stroj [8]



Obr. 8: Pohled na Flow-on stroj v provozu [2]

Klady a zápory Flow-on metody

Tab. 2: Základní srovnání: Hatschek metoda vs. Flow-on metoda [2]

VLASTNOST	HATSCHEKŮV STROJ	FLOW-ON STROJ
Cena stroje	vyšší	nižší
Rychlost výroby	100 %	přibližně 60–80 %
Spotřeba elektrické energie	100 %	přibližně 70 %
Odpadní voda	100 %	přibližně 30 %
Hustota vstupního materiálu	přibližně 1,070 g/l (AC)	přibližně 1,140 g/l
Složení vstupního materiálu	omezené	méně omezené
Potřebný počet vrstev navinutých na formátovací válec pro vytvoření 6 mm tlusté desky	4–6 vrstev	8–9 vrstev
Ploché desky	osvědčené	osvědčené
Vlnité desky	osvědčené	špatné
Přilnutí vrstev	nižší	vyšší
Pevnost v ohybu desky	vyšší	nižší
Vysoušení	rychlejší	pomalejší
Vakuum	100 %	přibližně 50 %
Objem materiálu ve výrobním procesu	vyšší	nižší
Náběh stroje	delší	velmi krátký
Údržba, čištění	více	méně
Produkce	standardní ploché nebo vlnité desky	ploché desky s vysokou nebo nízkou hustotou

Flow-on metoda je vhodná pro výrobu vláknocementových plochých desek s použitím surovin jako jsou například lehká plniva, která způsobují problémy při výrobě na Hatschekově stroji. Jeho hlavní nevýhodou je usazování nebo vznášení se pevného materiálu v kádích, dále se objevují problémy s tvorbou vrstvy na síťových válcích. Flow-on metoda je vhodná pro krátkodobou výrobu vláknocementových desek s použitím různých složení. Metoda je ceněna pro možnost rychlého spuštění nebo zastavení výroby. Výroba Flow-on metodou umožňuje rychlé změny materiálu. Je vhodná i pro provozy, kde je cílem snížit množství vody a směsi v oběhu (produkuje méně odpadní vody a odpadní směsi, nebo může být použit uzavřený oběh vody); je to tedy vhodné zařízení, jehož cílem je snížit spotřebu energie a údržbu. Technologie Flow-on se nedoporučuje pro velkoobjemovou výrobu a výrobu vlnitých desek. [2]

I přes dlouhodobý vývoj a modernizaci Hatschekova stroje stále existují možnosti optimalizace jeho provozu, výkonu i kvality. Flow-on metoda je proti Hatschekovu stroji novější, nabízí se zde také mnoho možností inovací, které mohou napomoci zdokonalit výrobní proces a minimalizovat nevýhody této metody. [2]

3.1.4. Vlastnosti a využití vláknocementových desek

Vláknocementové desky jsou odolné proti ohni, vlhkosti, nárazu a hnilobě. Jsou lehké, což umožňuje snadnou manipulaci s nimi. Je možné na ně přímo tisknout dřevěné nebo cihlové efekty, což je činí vysoce dekorativními. Jsou vhodné pro vnitřní i vnější použití, včetně povětrnostních a fasádních desek (obr. 9 a 10), střešních krytin, obkladů a podlah. [4]

Pevnost vláknocementových desek závisí na kompozitních vláknech v několika směrech. Syntetická vlákna, jako je kevlar nebo uhlík, tvoří sice nejpevnější desky, které jsou odolné proti vlhkosti, ale jsou zároveň velmi nákladné. Celulózová vlákna mohou obsahovat vysoké množství cukru a dalších organických látek, které prodlužují dobu tuhnutí cementu a snižují odolnost desky proti vodě. Použití celulózu, které uvolňují jen velmi nízké množství cukru, může tento negativní efekt zmírnit. Mohou však také přispívat ke zvýšené nasycené hmotnosti, špatné rozměrové stabilitě při vysoušení a nižší pevnosti při nasycení, což může vést k poškození mrazem. Posledně jmenované nedostatky je možné ovlivnit vhodným složením desky. Recyklovaná celulózová vlákna jsou šetrná k životnímu prostředí i ekonomicky příhodná, ale jsou kratší než nerecyklovaná vlákna, a proto jsou desky slabší. [4]



Obr. 9: Využití vláknocementových desek [10]



Obr. 10: Obklad s dřevěným dekorem [10]

Tab. 3: Výhody a nevýhody vláknocementových desek a související přínosy a hrozby [1]

SILNÉ STRÁNKY	SLABÉ STRÁNKY
<ul style="list-style-type: none"> • Unikátní a automatizovaná technologie • Široká škála použití produktu • Výborné vlastnosti produktu 	<ul style="list-style-type: none"> • Nový produkt = nízké povědomí • Riziko spojené s implementací • Slabé prodejní struktury
PŘÍNOSY	HROZBY
<ul style="list-style-type: none"> • Jeden produkt = eliminace kanibalismu na trhu • Zdůraznění široké škály aplikací • Prezentace desek jako moderní a ekologické technologie, která se i přes náročnost vyplatí 	<ul style="list-style-type: none"> • Žádné povědomí o produktu a aplikaci • Asociace s azbestovými deskami • Velký počet aplikací a vlastností ztěžuje komunikaci • Konkurence = výrobci jiných typů desek • Dodavatelé vláknocementové desky považují za pracnější

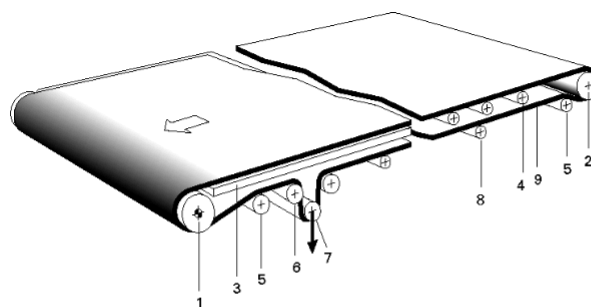
3.2. Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou nejrozšířenější dopravní prostředky v mnoha průmyslových odvětvích. Dopravní pás přitom je tažným i nosným orgánem pro přepravovaný materiál.

Slouží především ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusového zboží. Jsou využívány především v povrchových i hlubinných dolech, kde tvoří jeden z nejdůležitějších prvků technologie těžby. Dále jsou důležitým prvkem pro manipulaci se zbožím v automatizovaných logistických centrech či v potravinářském průmyslu. Standardně probíhá přeprava po rovině, nicméně je možná přeprava i v šikmém směru. [11]

3.2.1. Konstrukční části pásového dopravníku

V této kapitole jsou sepsány vlastnosti jednotlivých konstrukčních částí pásových dopravníků (obr. 11) a faktory které ovlivňují jejich funkčnost.



- | | |
|---------------------------------|---------------------------------------|
| 1 Hnací válec | 6 Směrovací válec |
| 2 Vratný válec | 7 Napínací válec |
| 3 Kluzná podložka | 8 Nosný váleček (v dolní větvi) |
| 4 Nosný váleček (v horní větvi) | 9 Dopravní pás |
| 5 Stahovací (zužovací) válec | 10 Nosná konstrukce (není zakreslena) |

Obr. 11: Popis částí pásového dopravníku [12]

Nosná konstrukce

Nosná konstrukce se nesmí deformovat v důsledku působících sil (např. napětí pásu, hmotnost dopravovaného materiálu či nerovnosti podlahy), musí být stabilní a také geometricky přesná. Tyto vlastnosti jsou potřebné pro seřízení pásového dopravníku pro bezchybný provoz. [12]

Pás dopravníku musí mít možnost se pohybovat do stran. Nesmí však docházet ke kontaktu s pevně umístěnými částmi. Z tohoto důvodu je mezi hranami pásu a dalšími prvky dostatečně velký prostor. [12]

Upevnění bubnů a válečků

Nejčastějším způsobem upevnění hnacího bubnu je pevné. Hnací buben však musí být vyrovnán v pravém úhlu vzhledem k ose chodu pásu. Pro silně namáhané vratné, směrovací a napínací bubny je vhodné použití přesuvných ložisek. Pro válečky k vyrovnávání chodu pásu a výkyvné nosné válečky, které jsou méně namáhané, se využívá upevnění pomocí podélných otvorů. [12]

Obecně platí, že počet bubnů a válečků, které jsou nezbytné ke správnému podepření a vedení pásu, má být minimální. Zejména protože každý další buben či váleček může představovat potenciální zdroj problémů při chodu pásu. [12]

Druhy pohonů pásových dopravníků

V této kapitole budou představeny vlastnosti základních druhů pohonu pásových dopravníků.

Čelní pohon

Při horizontální a vzestupné přepravě materiálu pásovým dopravníkem se při použití čelního pohonu vytvářejí příznivé tažné síly a hřídel vratného bubnu je minimálně zatěžována. Proto je čelní pohon obecně preferovaným typem pohonu. [12]

Při dopravě klesajícím směrem se v závislosti na hmotnosti přepravovaného materiálu a úhlu sklonu může stát, že přepravovaný materiál působí jako "pohon" a vytváří tak zápornou obvodovou sílu. V těchto situacích je preferován zadní pohon, který funguje prakticky jako brzda. [12]

Zadní pohon

Při použití zadního pohonu se vyvíjejí vyšší tažné síly na pásu a větší zatížení hřídele vratného bubnu, což může vyžadovat posílení konstrukce dopravníku. Tato situace je zvláště významná u delších dopravníků a při přepravě těžšího materiálu. Jak již bylo zmíněno, při dopravě se sestupným sklonem pásu je preferován zadní pohon, který má brzdny účinek. [12]

Středový pohon

Nejčastěji se středový pohon využívá při provozu s reverzací, přičemž oba vratné válce mají mít válcovitě kuželovitý tvar. Při volbě tohoto typu pohonu je ale nutné brát v potaz zvýšení příkonu a zatížení hřídelí. V rámci konstrukce těchto zařízení je kladen důraz na splnění speciálních požadavků týkajících se vedení pásu. Vhodné je minimalizovat počet změn směru chodu pásu. [12]

Pohon se dvěma válci

Pohon se dvěma válci je hojně využíván při velkých hnacích výkonech proto, aby došlo ke zvýšení celkového úhlu opásání. V případě lehkých pásových dopravníků toto není časté, jelikož je většinou postačující zvýšení úhlu opásání či vybavení hnacího bubnu třecím obložením. [12]

V případech, kdy je nutná vysoká přesnost polohy, jsou poháněny oba vratné válce. Nejčastěji tomu tak je u delších dopravníků nebo při reverzním pohonu. Tento typ pohonu bubnů by měl být opatřen regulací otáček, aby se předešlo situaci, kdy by dopravník poháněl pouze jeden z motorů, aby tato situace nezpůsobila přetížení pásu. [12]

Hnací jednotka

Pohon je tvořen třemi hlavními částmi: motorem, prvkem pro přenos výkonu (převodovkou nebo řemenovým či řetězovým převodem) a hnacím bubnem. Nejčastěji jsou využívány normalizované trojfázové motory s kotvou nakrátko. Hnací výkony nebývají velké, pohybují se od 0,5 kW do 5 kW. Ke zmírnění rázu při rozběhu se přepíná mezi zapojením hvězda-trojúhelník. [12]

Mechanická převodovka zajišťuje přizpůsobení otáček motoru. K dosažení kompaktní konstrukce se může převodovka a motor přímo spojit. Mezi využívané typy převodovek patří převodovky s čelním soukolím, se šípovým ozubením nebo se šnekovým soukolím. Motory s kotvou nakrátko řízené měničem kmitočtu jsou upřednostňovány pro pohony s regulací otáček. [12]

Při použití malých hnacích výkonů jsou nejčastěji využívány motory umístěné přímo ve válci. Tyto motory jsou chlazeny povrchem, z čehož plyne, že dopravní pás slouží k přenosu tepla. Zejména u krátkých dopravních pásů může tento jev zapříčinit silné až nepřipustné zahřívání pásu. V případě, že se pás zahřívá nerovnoměrně, může dojít k problémům při chodu pásu, nebo jeho smršťování. [12]

Napínací stanice

Napínací síla slouží k vyvolání dostatečně vysokého tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena na pás požadovaná tažná síla. Proto napínací zařízení tvoří nedílnou část pásového dopravníku. Na něm závisí jak správné napnutí pásu, tak jeho životnost a tím také hospodárnost celého zařízení. [12]

Napínací válec by měl sloužit výhradně pro napínání, není vhodné napínací válce využívat pro účely regulace chodu pásu, protože může dojít ke vzniku nerovnoměrného napětí v pásu, což povede k problémům s přenosem síly na hnacím válci. [11]

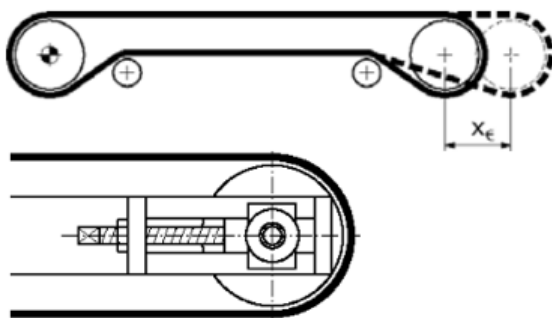
Podle druhu a způsobu vyvození napínací síly lze napínací zařízení rozdělit na:

- tuhá napínací zařízení (s napínacími šrouby, napínáky ...)
- napínací zařízení s konstantní silou

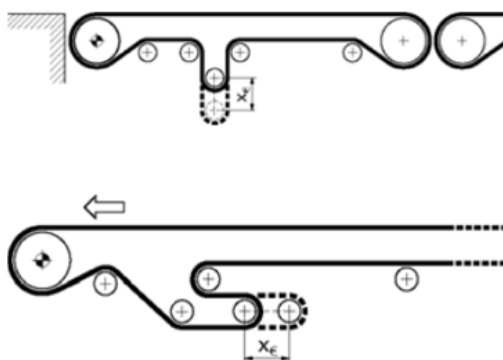
Tuhá napínací zařízení

Tuhá napínací zařízení jsou vhodná používat v případě, kdy není v rámci provozu potřeba provádět vyrovnávání napínací síly. Tato zařízení jsou tedy převážně používána u krátkých pásových dopravníků. [12]

- Nejsnadnějším řešením je napínání vratného bubnu prostřednictvím soustavy vřeten, která jsou rovnoběžná s osou pásu (obr. 12).
- V případě, že není možné měnit vzdálenost os (například u zapuštěných dopravníků), se napínací stanice umísťuje do spodní větve (obr. 13).
- Pokud se jedná o dlouhá a vysoce zatěžovaná zařízení, je vhodné umístit napínací stanici přímo za hnacím bubnem, a to ve vodorovném uspořádání.
- Napínací vřetena lze přestavovat manuálně, nebo mohou být opatřena elektrickými či pneumatickými servomotory.



Obr. 12: Napínací zařízení rovnoběžná s osou pásu [12]



Obr. 13: Tuhá napínací zařízení umístěná ve spodní větvi [12]

Napínací zařízení s konstantní silou

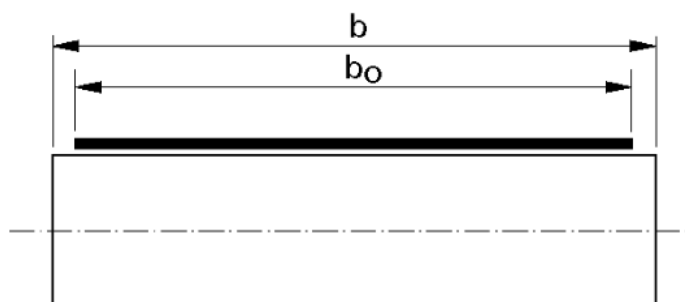
V případě, že se jedná o zařízení s dlouhou délkou a zároveň je vysoce nebo střídavě namáhané, je vhodné využití takových napínacích zařízení, která udržují konstantní napětí v pásu, za všech provozních podmínek. [12]

Pohyblivá napínací zařízení s konstantní silou za chodu automaticky vyrovnávají změny délky pásu. Pro dosažení konstantní síly při napínání může být pás předepínán prostřednictvím závaží, nebo k tomu mohou být využity pneumatické nebo hydraulické napínací stanice. Zařízení je třeba uzpůsobit tomu, aby byla schopna tyto dodatečné změny délky kompenzovat. V případě větších trvalých deformací pásu můžeme změnu kompenzovat přestavením rámu napínací stanice. Napínací zařízení se umísťují v místech s nejnižšími hodnotami tahu v pásu, kterým je dána minimální přípustná hmotnost závaží. [13]

Bubny

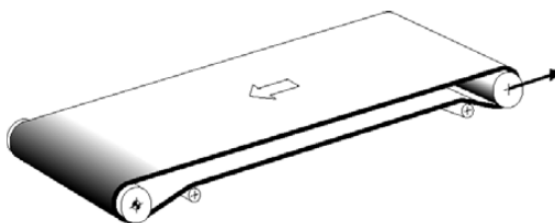
Bubny pásových dopravníků jsou buď lité, nebo svařované. Povrch pláště bývá rovný s kónickými konci, nebo může být pro lepší vedení pásu mírně bombírován (tj. upraven do specifického kónusového tvaru) pro lepší vedení pásu. Hnací bubny se většinou umísťují na výsypnou stranu dopravníku a musí zabezpečit přenos vysokých obvodových sil na pás. Proto bývá pro přenos vyšších výkonů za účelem zvýšení součinitele smykového tření jejich povrch pogumován, případně i opatřen vzorkem (rýhami). [11]

Šířka bubnů i válečků (obr. 14) musí být stanovena tak, aby byl pás celou svojí šířkou v kontaktu s bubnem i v případě, že se vychýlí od osy bubnu. [12]

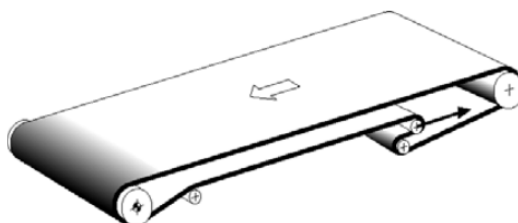


Obr. 14: Šířka bubnu [12]

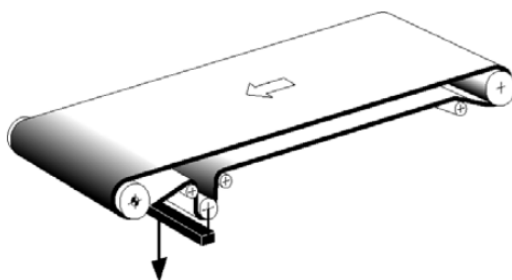
Varianty provedení pásových dopravníků



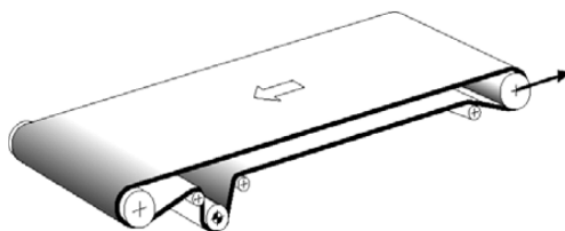
Obr. 15: Čelní pohon, vratný válec jako napínací válec [12]



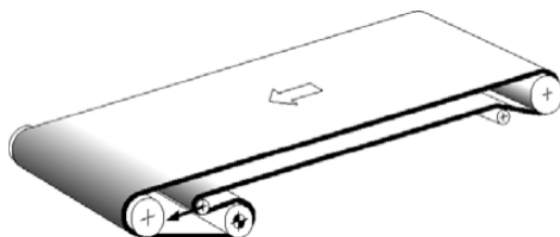
Obr. 16: Čelní pohon, napínací zařízení v dolní větvi [12]



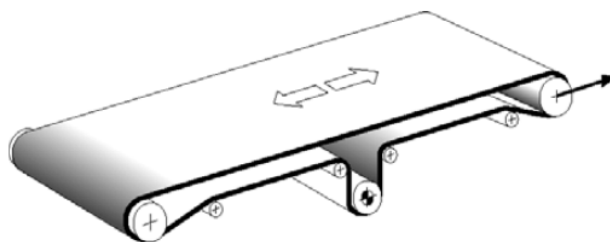
Obr. 17: Čelní pohon, napínací zařízení s konstantní silou v dolní větvi [12]



Obr. 18: Pohon v dolní větvi, vratný válec jako napínací válec [12]



Obr. 19: Pohon a napínací zařízení v dolní větvi [12]



Obr. 20: Středový pohon, vhodný pro reverzní provoz [12]

3.2.2. Principy návrhu pásových dopravníků

Výpočet potřebné poháněcí síly

Princip výpočtu poháněcí síly dosud není jednotný a lze k němu přistupovat různými směry. Obecně pro pohyb pásového dopravníku platí rovnice:

$$F_p - F_r - m \cdot a = 0 \quad (1)$$

kde F_p je poháněcí síla, F_r je celkový pohybový odpor, m je celková setrvačná hmota redukována do pásu, která zahrnuje vlastní hmotu pásu, hmotu dopravovaného materiálu a všech rotujících částí dopravníku (válečky, bubny, převodovky apod.), a je okamžité zrychlení pásu. [13]

Dále lze postupovat dle normy ČSN 26 3102. Tento výpočet dobře vyhovuje pro stabilní technologické dopravníky. Celkový pohybový odpor se v tomto výpočtu skládá ze čtyř složek:

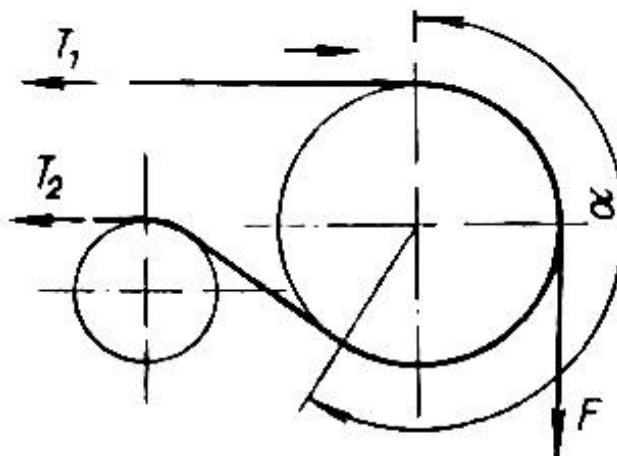
$$F_p = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad (2)$$

Kde:

- Složka F_1 se skládá z odporu proti otáčení válečků, odporu vtlačováním válečků do pásu, odporu valchováním materiálu, odporu ohýbáním pásu na bubnech apod.
- Složka F_2 je definována silou vznikající při dopravě materiálu šikmým směrem (s kladným znaménkem při dopravě nahoru a záporným při dopravě směrem dolů)
- Složka F_3 vyjadřuje odpor od shazovacích zařízení a liší se v závislosti ne jeho typu.
- Složka F_4 je tvořena odporem násypky a bočního vedení, zde záleží na tom, zdali vedení přiléhá k pásu, či ne. [14]

Výpočet tahů v pásu

Tažný element je opásán kolem bubnu pod úhlem α a oba jeho konce jsou zatíženy silami T_1 a T_2 (obr. 21). Tím vzniká tření, které přenáší poháněcí sílu z bubnu na pás.



Obr. 21: Přenos síly na poháněcím bubnu [14]

Dle Eulerovy rovnice pro vláknové tření platí vztahy:

$$T_1 = F_p \cdot \frac{\tau}{\tau-1}, \quad (3.1)$$

$$T_2 = F_p \cdot \frac{1}{\tau-1}, \quad (3.2)$$

$$\tau = e^{\mu\alpha_0}. \quad (3.3)$$

V rovnici (5) $e = 2,718$ je základ přirozených logaritmů, μ je součinitel tření mezi pásem a bubnem a α_0 je úhel opásání v radiánech.

Hodnoty součinitele tření f závisí na materiálech tažného elementu a bubnu, jakosti jejich povrchu a prostředí v jakém je dopravník provozován (vlhko, prašno apod.). Úhel opásání α z konstrukčních důvodů dosahuje nejvyšší hodnoty přibližně 240°.

V případě, že je výsledná síla F_p příliš velká, není možné ji přenést pouze na jednom bubnu. Potom je nutné zvážit zvětšení průřezu pásu, či pohánění dopravníku více bubny. [14]

Tahy T_1 a T_2 jsou důležité. Tah T_1 , který je nejmenší a nachází se před poháněcím bubnem, je zásadní při volbě průřezu pásu. Zatímco tah T_2 je za poháněcím bubnem, je nejmenší a je rozhodující pro přenos poháněcí síly F_p . Poloha těchto tahů se ovšem může lišit v závislosti na tom, kde je umístěn poháněcí buben dopravníku a také na tom, zdali je materiál dopravován směrem dolů či nahoru [14]

Napínací síla

Jak již vyplývá z předchozích kapitol, je pro přenos poháněcí síly zásadní existence tahu T_2 . Pokud uvažujeme obvyklé uspořádání s napínacím bubnem poměrně blízko k napínacímu ústrojí, platí s dostatečnou přesností, že:

$$Z \approx 2 \cdot T_2. \quad (4)$$

V případě jednobubnového pohonu, kdy co nejefektivněji využíváme úhly opásání poháněcích bubnů, je nejmenší nutná napínací síla dána vztahem:

$$Z_{min} = F_p \cdot \frac{2}{\tau-1}. \quad (5)$$

Tato síla se pro zaručení bezpečného přenosu poháněcí síly zvyšuje alespoň o 10 %. Jelikož touto upravenou napínací silou zvyšujeme tahy v pásu, je třeba takto určit skutečný nejvyšší tah v pásu:

$$T_{max} = T_1 = \frac{Z_s}{2} + F_p. \quad (6)$$

Výpočet pohonu dopravníku

Následující kapitola vychází z publikace Konstrukční úloha: pásový dopravník (Havelka). Budou zde nastíněny návrhové výpočty potřebné k návrhu pásového dopravníku.

Výpočet rychlosti pásu

Rychlost (společně se šířkou) pásu dopravníku určuje množství materiálu Q [t/h], které je schopen dopravovat. Volba rychlosti ale záleží na několika faktorech. Při vyšších rychlostech se materiál může znehodnocovat, nebo mohou být potíže s jeho vykládáním. Volba rychlosti tedy vyžaduje určité zkušenosti. [14]

Norma ČSN 26 3102 uvádí rychlosti pásu pro dopravu některých typických materiálů. Z tabulky (tab. 4) můžeme orientačně určit dopravované objemové množství materiálu V_1 [m^3/h] při rychlosti pásu $v = 1$ m/s při různých šířkách pásu a sypných úhlech materiálu.

Tab. 4: Šířka pásu a dopravované množství [14]

Šířka pásu B (mm)		400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	
Pás	sypný úhel β	Teoretické dopravované objemové množství V_1 [m^3/h] při rychlosti $v = 1$ m/s										
Rovný	20°	22	36	63	90	140	200	280	355	450	560	
	30°	36	56	90	140	220	315	450	560	710	900	
	40°	50	80	140	200	315	450	630	800	1000	1250	
Korýtkový	20°	45	70	125	200	315	450	630	900	1120	1400	
	30°	56	90	160	250	400	560	800	1120	1400	1800	
	40°	70	110	200	315	500	710	1000	1250	1600	2000	
Úhel sklonu válečků u korýtkových stolic		20°			30°			35°				

Známe-li objemovou hmotu volně sypaného dopravovaného materiálu ρ [t/m^3], můžeme určit potřebnou rychlost pásu ze vztahu:

$$v = \frac{Q}{v_1 \cdot \rho} [m/s]. \quad (7)$$

Výpočet výkonu pohonu

Z poháněcí síly F_p [kp] a rychlosti pásu v [m/s] stanovíme celkový výkon potřebný k pohonu dopravníku ze vztahu:

$$P = k \cdot \frac{F_p \cdot v}{102} [kW]. \quad (8)$$

Součinitel bezpečnosti k se volí v rozmezí 1,05 až 1,15, přičemž menší hodnoty bezpečnosti jsou pro delší dopravníky s normálním provozem.

Jelikož je na motor obvykle připojena převodovka, musí se počítat i s její účinností. Účinnost převodovek se odhaduje na $\eta = 0,9$ až $0,98$ pro převodovky s čelními či kuželovými koly. Potřebný výkon motoru tedy je

$$P_M = P/\eta. \quad (9)$$

3.3. Závěry plynoucí z přehledu problematiky

Konstrukční řešení linky se především řídí základními principy konstrukce flow-on linek, jejichž fungování bylo popsáno v teoretické části. Pro dosažení tuhosti celé linky bude zvolen rám ze svařovaných profilů. Válečky budou uloženy v ložiskových domcích, které budou na rám přišroubovány. Bubny budou z důvodu dostupnosti a jednoduchosti výroby svařované.

Pohon pásového dopravníku bude čelní a bude poháněn elektromotorem se šnekovou převodovkou. Bylo by rovněž přijatelné řešení pohonu s motorem umístěným ve válci, ale z důvodu potřeby těsnící plochy na boku válce bylo toto řešení vyloučeno. K napínání pásu bude použito tuhé napínací zařízení umístěné do spodní větvi dopravníku.

4. Praktická část

V této části práce bude popsán návrh výrobní linky včetně návrhových výpočtů, ze kterých dále vychází konstrukční část a volba komponentů.

4.1. Požadované parametry a funkce

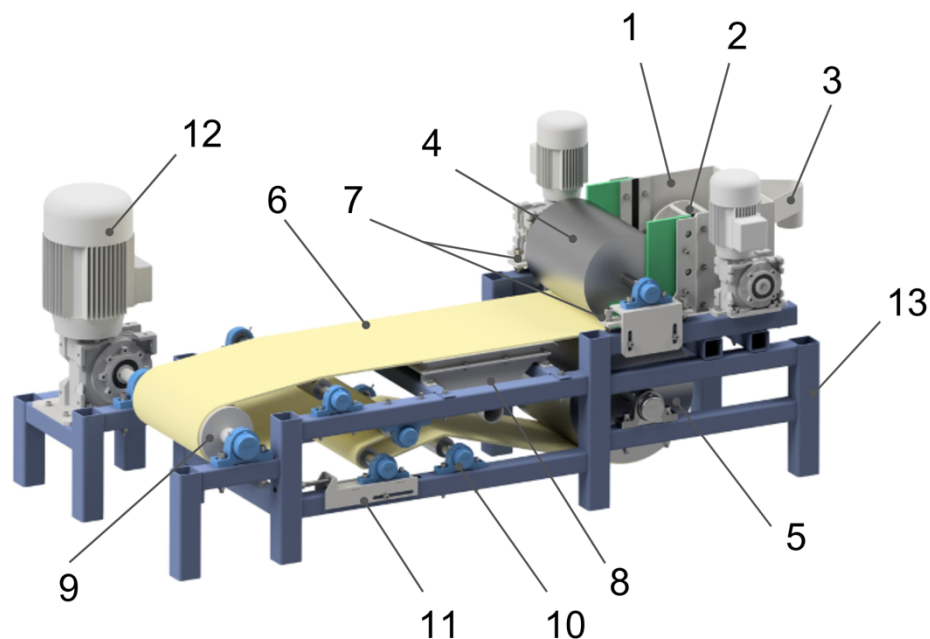
Úkolem je navrhnout laboratorní výrobní linku pro experimentální využití. Funkce linky je založena na již existujícím Flow-on stroji, který je v provozu ve výrobních závodech firmy Swisspearl. Výrobní linka bude sloužit k provádění experimentů a testování různých receptur materiálu. Jelikož bude linka sloužit pouze experimentálním účelům, nebude vystavena opotřebení dlouhodobým používáním.

Výrobní linka musí splňovat následující požadavky:

- Tloušťka vrstvy materiálu nanášeného na pás má být nastavitelná v rozmezí 0,3 až 0,7 mm. Poloha válce headboxu tedy musí být nastavitelná ve vertikálním směru pro dosažení požadované tloušťky tvořené vrstvy.
- Umožnění nastavitelnosti otáček pohonu dopravníku, válce headboxu a míchacího válce.
- Headbox musí být vybaven přepadem, který bude udržovat stálou hladinu materiálu v headboxu a přebytek vracet materiál zpět do oběhu.
- Pro výrobu desek o rozměrech 250 x 250 mm by šířka vrstvy materiálu na pásu měla mít přibližně 300 mm. Vrstva se ale nenanáší po celé šířce pásu.
- Vakuové odsávání dosahuje podtlaku o hodnotě 15 až 45 kPa.
- Celková délka linky by měla být co nejkratší. Neměla by přesahovat 3 metry.
- Délka pásu dopravníku by neměla přesahovat 10 metrů.
- Kvůli agresivnímu prostředí nesmí být konstrukce vyrobena z hliníku.
- Rychlost pásu dopravníku musí dosahovat až 70 m/s.

4.2. Obecný popis funkce výrobní linky

Do výrobní linky (obr. 22) bude přiváděna směs materiálu čerpadlem přímo do spodní části headboxu (1), kde jí míchací válec (2) míchá, aby se předešlo sedimentaci různých druhů materiálů ve směsi. Konstantní výšku hladiny zaručuje přepad (3), kterým se přebytečný materiál vrací zpět do nádoby odkud je materiál čerpán. Z headboxu materiál vytéká prostorem mezi válcem headboxu (4) a vratným bubnem (5) pásového dopravníku na plstěný pás (6). Tam se tvoří tenká vrstva materiálu. Válec headboxu je výškově nastavitelný stavěcími šrouby (7), což dovoluje nastavení tloušťky této vrstvy. Dále materiál na pásu pokračuje přes odsávací zařízení (8), které z něj odstraní část vody. Pásový dopravník se skládá z hnacího bubnu (9) a vratného bubnu, vodících válečků (10) a napínacího zařízení (11). Je poháněn elektromotorem se šnekovou převodovkou (12), stejně jako míchací válec a válec headboxu. Všechny prvky výrobní linky jsou připevněny na svařovaném rámu (13) z dutých profilů se čtvercovým průřezem.



Obr. 22: Sestava výrobní linky

4.3. Návrhová část

V návrhové části práce jsou provedeny výpočty poháněcí síly dopravníku, tažných sil v pásu, napínací síly, pohonu dopravníku a pohonu válce headboxu.

4.3.1. Výpočet poháněcí síly dopravníku

Postup výpočtu vychází z obecné rovnice (2). Odporová síla proti pohybu dopravníku se skládá z odporu proti otáčení válců, z odporu rozběhu ložisek, z odporové síly vysoušecího zařízení a ze setrvačných sil pro rozběh. Množství dopravovaného materiálu na pásu je zanedbatelné, tudíž odpor od přepravy materiálu nebude uvažován. Stejně tak není uvažována odporová síla způsobená třením od utěsnění vratného válce v headboxu, protože je vzhledem ke své velikosti vůči ostatním složkám zanedbatelná.

Při výpočtu odporové síly proti pohybu dopravníku se vychází ze setrvačných momentů bubnů a válečků určených z vlastností 3D modelů těchto součástí v software Autodesk Inventor (tab. 5).

Tab. 5: Setrvačné momenty součástí

Název součásti	Setrvačný moment k ose rotace [$kg \cdot mm^2$]
Poháněcí buben	29776
Vratný buben	533031
Váleček	1770

Kroutící moment potřebný k uvedení těchto hmot do pohybu je dán obecným vztahem:

$$M = I \cdot \alpha, \quad (10.1)$$

$$M = 569887 \cdot 0,461 \quad (10.2)$$

$$M = 262585 \text{ Nmm}, \quad (10.3)$$

kde I [$kg \cdot m^2$] je setrvačný moment k ose rotace součástí a úhlové zrychlení α je dáno vztahem:

$$\alpha = \omega/t \text{ [rad/s}^2\text{]} \quad (11.1)$$

$$\alpha = 13,823/30 = 0,461 \text{ rad/s}^2, \quad (11.2)$$

kde t [s] je čas a ω je úhlová rychlost, která je dána vztahem:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \text{ [rad/s]} \quad (12.1)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot 132 = 13,823 \text{ rad/s}, \quad (12.2)$$

kde $\pi = 3,14159$ je Ludolfovo číslo a n [min^{-1}] jsou otáčky poháněcího bubnu.

Výsledný moment byl dále přepočten na sílu v dopravním pásu. Odporová síla proti otáčení válců vztažená na hnací buben o poloměru $r_{vál} = 60mm$ tedy je

$$F_{vál} = \frac{M}{r_v} = \frac{262585,198}{60} = 4376,42 \text{ N}. \quad (13)$$

Odpor proti rozběhu ložisek je určen dle výrobce SKF pomocí online nástroje.

Tab. 6: Rozběhové momenty ložisek [17]

Typ ložiskového bloku	Typ ložiska	Rozběhový moment [Nmm]
SY 30 TF	YAR 206-2F	138
SY 20 TF	YAR 204-2F	57,8

8 ložisek SY 20 TF je instalováno na vodících válečcích o poloměru $r_v = 25 \text{ mm}$ a 2 ložiska SY 30 TF na dvou bubnech o poloměrech $r_{pb} = 60 \text{ mm}$ a $r_{vb} = 165 \text{ mm}$. Celkový odpor ložisek tedy určíme následovně:

$$F_{lož} = \frac{4 \cdot M_{20}}{r_v} + \frac{2 \cdot M_{30}}{r_{pb}} + \frac{4 \cdot M_{30}}{r_{vb}} \quad (14.1)$$

$$F_{lož} = \frac{4 \cdot 58,7}{25} + \frac{2 \cdot 138}{165} + \frac{2 \cdot 138}{60} = 25,06 \text{ N} \quad (14.2)$$

Odpor pryžového těsnění mezi headboxem a vratným bubnem byl určen odhadem jako normálová síla na vratný buben, jejíž hodnota je $F_{tēs} = 50 \text{ N}$.

Vysoušecí zařízení na pás působí podtlakem, který dosahuje hodnoty $p = 45 \text{ kPa} = 0,045 \text{ MPa}$ a plocha se kterou je pás v kontaktu, je 102000 mm^2 . Koeficient tření $\mu = 0,19$ vychází z obrázku 23. Odporová síla, kterou podtlak působí na dopravní pás se určí z obecného vztahu:

$$F_{ods} = \mu \cdot (p \cdot s) \quad (15.1)$$

$$F_{ods} = 0,19 \cdot (0,45 \cdot 102000) = 734,4 \text{ N} \quad (15.2)$$

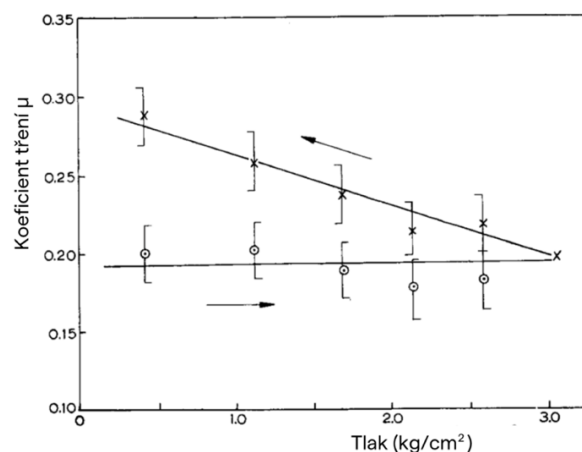
Celková síla odporu proti pohybu dopravníku je tedy součtem výše určených odporů:

$$F_r = F_{vál} + F_{tēs} + F_{lož} + F_{ods} \quad (16.1)$$

$$F_r = 4376,42 + 25,06 + 734,4 = 5148,55 \text{ N} \quad (16.2)$$

4.3.2. Výpočet tažných sil v pásu

Pro výpočet tažných sil je třeba znát použitý pás a řešení poháněcího bubnu. Dle materiálu pásu a bubnu se určí součinitel tření. Součinitel tření byl určen dle výsledků experimentálního měření (obr. 23) publikovaném v odborném časopise Wear [16].



Obr. 23: Výsledky experimentálního měření koeficientu tření mezi mokrou plstí a ocelí [16]

Z výsledků experimentálního měření (obr. 23) vybrán koeficient tření o hodnotě $\mu = 0,19$. Úhel opásání poháněcího válce dopravníku je $\alpha_o = 185^\circ = 3,229 \text{ rad}$.

Tažné síly T_1 a T_2 vycházejí z rovnic (3.1), (3.2) a (3.3):

$$\tau = e^{\mu\alpha_0} = 2,71^{0,16 \cdot 3,229} = 1,8434 \quad (17.1)$$

$$T_1 = F_r \cdot \frac{\tau}{\tau-1} = 5148,55 \cdot \frac{1,8434}{1,8434-1} = 11253 \text{ N} \quad (17.2)$$

$$T_2 = F_r \cdot \frac{1}{\tau-1} = 5148,55 \cdot \frac{1}{1,8434-1} = 6104,5 \text{ N} \quad (17.3)$$

4.3.3. Výpočet napínací síly

Minimální napínací síla, kterou musí vyvinout napínací zařízení pásového dopravníku se určí dle vztahu (5) uvedeného v teoretické části:

$$Z_{min} = F_r \cdot \frac{2}{\tau-1} = 5148,55 \cdot \frac{2}{1,8434-1} \quad (18.1)$$

$$Z_{min} = 12209 \text{ N} \quad (18.2)$$

Pro zaručení bezpečného přenosu byla tato síla zvýšena o 10 % a tím pádem je nutné přepočítat maximální tah v pásu:

$$Z_s = 1,1 \cdot Z_{min} = 1,1 \cdot 12209 \quad (19.1)$$

$$Z_s = 13429,9 \text{ N} \quad (19.2)$$

$$T_{max} = T_1 = \frac{Z_s}{2} + F_r \quad (20.1)$$

$$T_{max} = \frac{12329,9}{2} + 5148,55 \quad (20.2)$$

$$T_{max} = 11863,5 \text{ N} \quad (20.3)$$

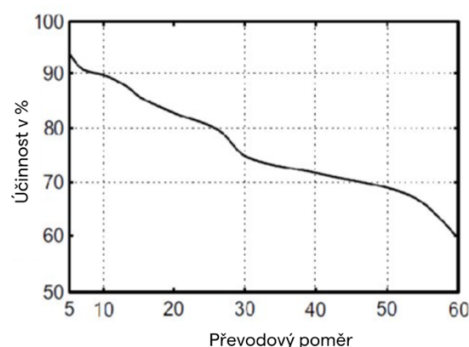
4.3.4. Výpočet pohonu dopravníku

Pro výpočet výkonu pohonu se vychází ze vztahu (8), který byl upraven pro dosažení síly v newtonech místo kilopondech:

$$P = k \cdot F_r \cdot v = 1,1 \cdot 5148,55 \cdot 0,833 = 4,72 \text{ kW} \quad (21)$$

Z dané rovnice vyplývá, že koeficient bezpečnosti $k = 1,1$, celková odporová síla $F_r = 5148,55$ a rychlost pásu dopravníku $v = 50 \text{ m/min} = 0,833 \text{ m/s}$.

Pro určení výkonu elektromotoru musíme uvažovat účinnost šnekové převodovky.



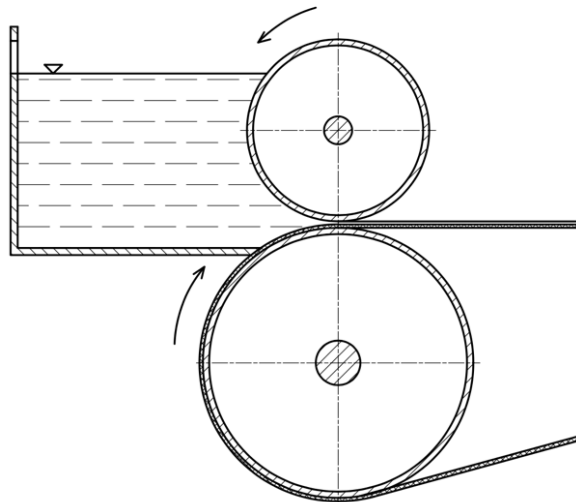
Obr. 24: Graf závislosti účinnosti šnekové převodovky na jejím převodovém poměru [18]

Pro převodový poměr šnekové převodovky byla z grafu na obrázku 24 určena účinnost šnekové převodovky $\eta = 0,93$.

$$P_m = P/\eta = 4,72/0,93 = 5,07 \text{ kW}. \quad (22)$$

4.3.5. Výpočet pohonu válce headboxu

Na válec headboxu působí dvě třecí síly. Odpor těchto třecích sil je vytvářen za prvé mezi válcem headboxu a směsí materiálu a za druhé mezi válcem a přitlačovanými polyetylenovými deskami, které slouží k utěsnění headboxu (viz obr. 25).



Obr. 25: Zjednodušené schéma headboxu

Pro určení třecí síly mezi válcem a směsí je třeba znát koeficient tření mezi směsí a válcem. Ten ale nebylo možné přesně stanovit z důvodu komplexnosti složení směsi. Směs materiálu pro vláknocementové desky totiž může obsahovat různé složky, jako jsou cement, vlákna, voda a další přísady. Tyto složky mohou mít různé povrchové vlastnosti a složení, což ztěžuje přesné určení koeficientu tření pro samotnou směs. Dalším faktorem je také to, že se složení směsi materiálu může měnit v závislosti na použité receptuře.

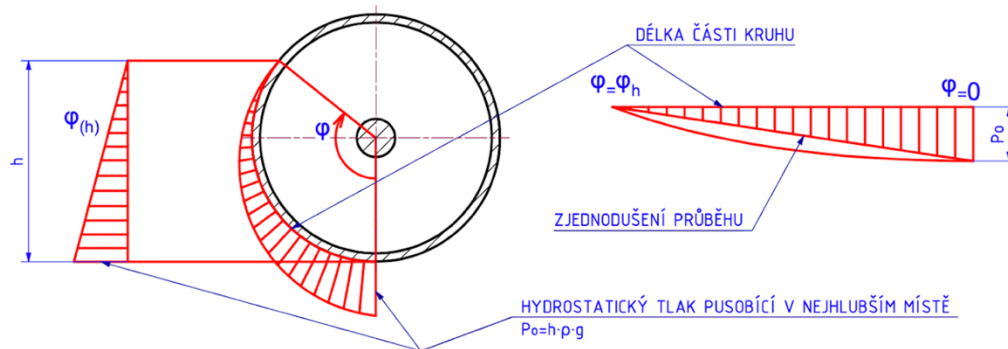
Proto byl použit koeficient pro tření mezi ocelí a betonem. I když pro danou směs materiálu není přesný, je to přijatelná aproximace, která zajišťuje určitou míru spolehlivosti při návrhu a analýze konstrukce. Hodnota koeficientu tření tedy byla určena $\mu = 0,4$. [19]

Podobná situace jako s koeficientem tření je i s hustotou směsi. Pro výpočet hustoty směsi, která se skládá z 13% hmoty tvořené různými přísadami a 87% vody, bylo použito zjednodušení, kdy se směs považuje pouze za kombinaci portlandského cementu o hustotě 3150 kg/m^3 [20] a vody, jejíž hustota je uvažována 1000 kg/m^3 . Výsledná hustota směsi byla tedy určena takto:

$$\rho = 0,13 \cdot 3150 + 0,87 \cdot 1000 = 1279,5 \text{ kg/m}^3 \quad (23)$$

Směs materiálu v headboxu na válec headboxu působí hydrostatickým tlakem. Tento tlak se s hloubkou postupně zvyšuje. Hydrostatická síla se určí jako hydrostatický tlak na ponořenou plochu válce. Nárůst tlaku s hloubkou je lineární, ale při působení na povrch válce se zatěžovací obrazec změní. Pro tuto inženýrskou aplikaci byl průběh zjednodušen na lineární.

Ze zatěžovacího obrazce (obr. 26) je patrné, že stačí uvažovat polovinu hodnoty hydrostatického tlaku v největší hloubce P_0 . Válec je široký 0,3 m a délka kružnice byla určena vztahem $b = \varphi \cdot \frac{d}{2}$.



Obr. 26: Znárodnění zatěžovacího obrazce

Odporová síla od tření mezi směsí a válcem se určí:

$$F_N = \frac{1}{2} \cdot p \cdot S = \frac{1}{2} \cdot (\rho \cdot g \cdot h) \cdot (l \cdot \varphi \cdot \frac{d}{2}) \quad (24.1)$$

$$F_N = \frac{1}{2} \cdot (1279,5 \cdot 9,81 \cdot 0,19) \cdot (0,3 \cdot 2,01 \cdot \frac{0,23}{2}) \quad (24.2)$$

$$F_N = 82,69 \text{ N} \quad (24.3)$$

$$F_T = F_N \cdot \mu \quad (25.1)$$

$$F_T = 171,7 \cdot 0,4 \quad (25.2)$$

$$F_T = 33 \text{ N} \quad (25.3)$$

Dále je odpor kladen přitlačovanými deskami polyetylenu PE1000. Koeficient tření mezi polyethylenem a ocelí má hodnotu $\mu = 0,2$ [21] a desky jsou přitlačovány normálovou silou $F_T = 100 \text{ N}$.

Odporová síla tření (tečná síla F_T) mezi deskou a válcem se určí:

$$F_T = F_N \cdot \mu \quad (26.1)$$

$$F_T = 100 \cdot 0,2 \quad (26.2)$$

$$F_T = 20 \text{ N} \quad (26.3)$$

Tyto dvě síly na válec působí na poloměru $r = 0,115 \text{ m}$ kroutícím momentem M_K :

$$M_K = F \cdot r \quad (27.1)$$

$$M_K = (33 + 20) \cdot 0,115 \quad (27.2)$$

$$M_K = 6,1 \text{ Nm} \quad (27.3)$$

Potřebný výkon motoru P_M pro pohon válce headboxu, který je zatěžován momentem $M_K = 6,1 \text{ Nm}$ a má otáčky $n = 132 \text{ min}^{-1}$, je pak vypočten takto:

$$P_M = M_K \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (28.1)$$

$$P_M = 6,1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 132}{60} \quad (28.2)$$

$$P_M = 84,32 \text{ W} \quad (28.3)$$

4.4. Konstrukční část

Tato kapitola se zaměřuje na konstrukci výrobní linky na výrobu vláknocementových desek metodou flow-on. V rámci této kapitoly je popsána konstrukce této linky s ohledem na požadavky a specifikace požadované firmou Swisspearl.

Pásový dopravník je základním prvkem přepravy materiálu po lince a jeho konstrukce je klíčová pro dosažení plynulého a spolehlivého průběhu výrobního procesu vláknocementových desek. Konstrukce headboxu je klíčová, neboť tato součást linky odpovídá za rovnoměrné a nastavitelné nanesení materiálu na plstěný pás pásového dopravníku. Dále bude věnována pozornost konstrukci vakuového odsávání, které je nezbytné pro odstranění nadměrné vlhkosti z vrstvy materiálu na pásu. Nakonec bude popsáno také konstrukční řešení rámové konstrukce.

4.4.1. Základní popis výrobní linky

Proces konstrukce zmenšené laboratorní linky na výrobu vláknocementových desek vyšel z existujících konstrukcí obdobných plnohodnotných výrobních linek. Cílem bylo vytvořit zjednodušenou variantu linky, která by umožňovala provádět laboratorní testování a výzkum.

Při konstrukci byly použity konstrukční prvky, které se osvědčily ve standardní výrobní praxi. Nicméně, celková velikost linky byla zmenšena a přizpůsobena potřebám laboratorního prostředí.

Konstrukce linky byla zaměřena na minimalizaci složitosti a počtu potřebných zařízení. S ohledem na laboratorní prostředí byly eliminovány nadbytečné komponenty a technologické prvky, které nebyly nezbytné pro výzkumné účely. Tím byla dosažena jednoduchost navrhované výroby linky, což umožnilo snadnou montáž, demontáž a její případné úpravy.

Pásový dopravník

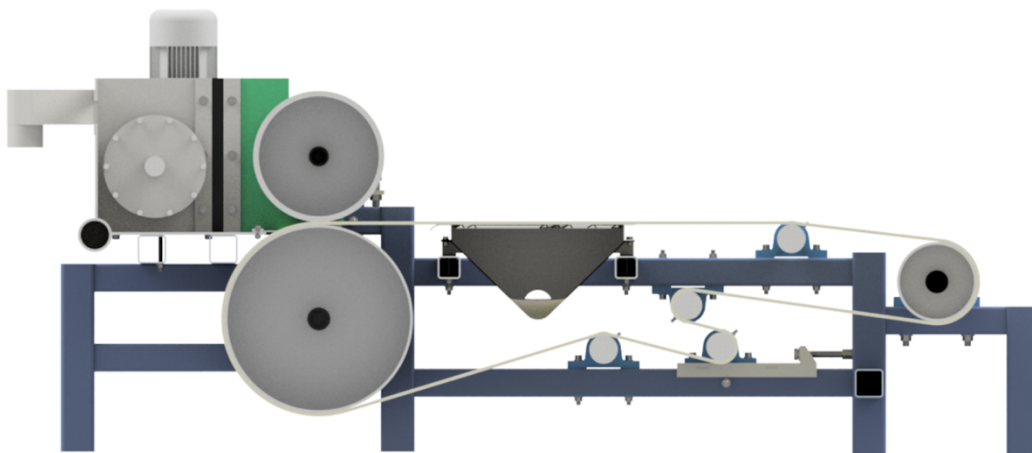
Návrh pásového dopravníku (obr. 27) je z velké části ovlivněn prvky dopravníků již existujících výrobních linek. Konstrukce dopravníku byla ale zjednodušena a zmenšena.

Pásový dopravník je se všemi jeho částmi zakomponovaný do svařovaného rámu celé výrobní linky. Bylo dbáno na to aby dopravní pás nekolidoval se žádnými prvky výrobní linky a bylo ho možné nasadit.

Bubny a válce jsou na rámu uloženy do ložiskových jednotek, které jsou přimontovány k rámu na pevno. Průměry hnacího a vratného válce ale byly zachovány, protože jsou osvědčené pro správnou funkci výrobní linky. Průměr bubnů mají totiž vliv na nanášení materiálu na dopravní pás a dále i na odběr materiálu z pásu. Bubny jsou svařované z plechů a vodící válečky jsou obrobené z kruhových tyčí. Povrch pláště je rovný a hladký.

Jelikož je dopravník je horizontální a nedochází k reverzaci jeho provozu, je poháněn čelním pohonem. Pohon zajišťuje hnací jednotka, která se skládá z asynchronního elektromotoru, pružné spojky a šnekové převodovky.

Vzhledem k malé délce dopravníku a jednoduchosti konstrukce bylo pro napínání dopravního zvoleno tuhé napínací zařízení, které bylo umístěno do spodní větve dopravníku. Napínání pásu je realizováno utahováním šroubu, který se zašroubovává do stacionární matice přivařené k rámu.



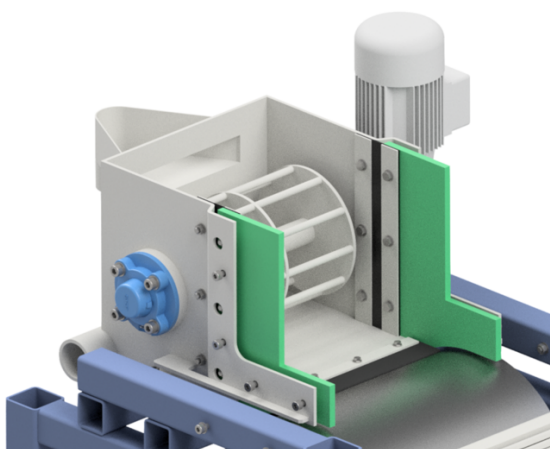
Obr. 27: Řez výrobní linkou umožňující pohled na pásový dopravník

Headbox

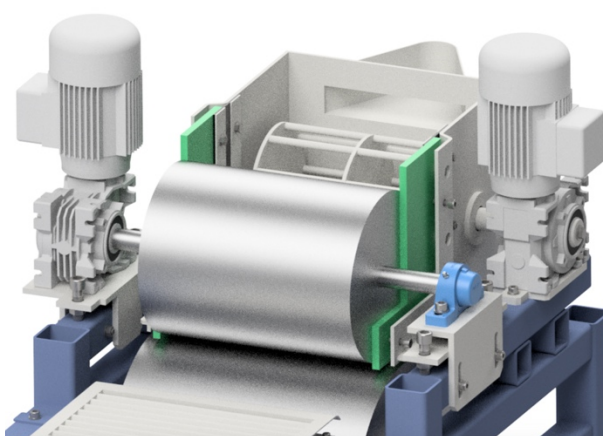
Headbox (obr. 29) byl navržen jako svařenec z vypalovaných a ohýbaných plechů. Materiál je přiváděn trubkou s otvory umístěnou na dně headboxu. Součástí headboxu je přepad, který udržuje požadovanou výšku hladiny materiálu v headboxu. Je řešen jako svařenec z ohýbaných plechů a je přivařen na zadní stěnu headboxu.

Důležité bylo vyřešit utěsnění válce headboxu (obr. 28), aby se předešlo úniku materiálu jinam než na pás dopravníku. Utěsnění bylo řešeno, tak jako na firmou používaných výrobních linkách, a to přitlačováním polyethylenových desek na boky válce headboxu. Tyto desky budou využity ze skladových zásob firmy. Přítlačná síla vzniká utahováním šroubů ve stěně headboxu. Pro zamezení průhybu stěny bylo na každou stranu přidáno žebro, které zvýší její tuhost. Proti úniku materiálu byla mezera mezi polyethylenovou deskou a stěnou přeplátována pryžovou fólií. Prostor mezi dnem a vratným bubnem byl utěsněn pryžovou fólií, která je v kontaktu s pásem dopravníku.

K míchání materiálu pro zamezení sedimentace jeho složek je součástí headboxu míchací válec. Jeho hřídel je uložena v přírubovém ložisku, které je přišroubováno do příruby, která je součástí stěny headboxu. Úkolem navařených přírub je kromě montáže ložiska i utěsnění hřídele.



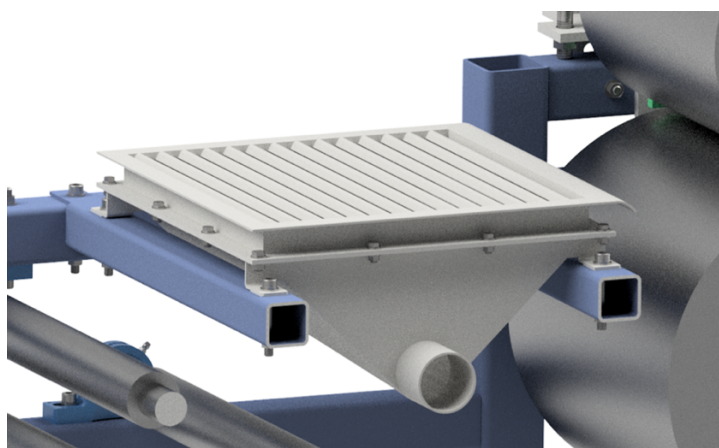
Obr. 28: Pohled na utěsnění headboxu



Obr. 29: Flow on headbox výrobní linky

Odsávací zařízení

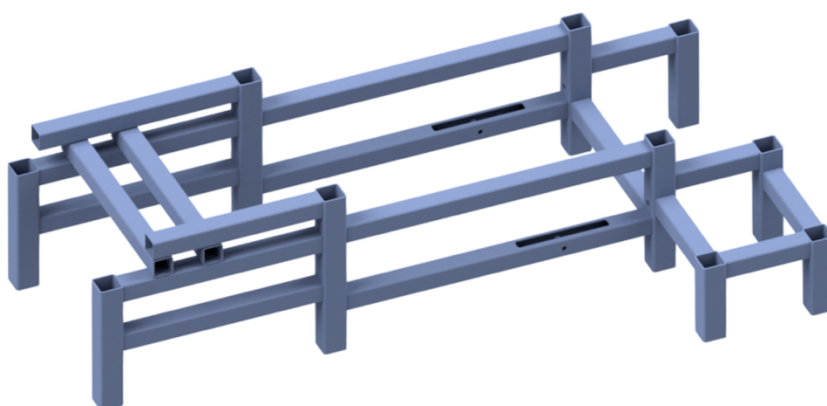
Odsávací zařízení (obr. 30) bylo konstruováno z vypálených a ohýbaných plechů a tvarových profilů. Část odsávacího zařízení, která je v kontaktu s plstěným pásem je navržena tak aby kladla co nejmenší odpor proti pohybu pásu a nedocházelo k jeho poškození. Pro možnost změny vrchního dílu odsávacího zařízení, který je v kontaktu s pásem, je tato část odmontovatelná. Zařízení je uchyceno na odmontovatelných příčkách, aby nezamezovalo nasazení dopravního pásu.



Obr. 30: Odsávací zařízení

Rám výrobní linky

Rám výrobní linky (obr. 31) je svařenec z dutých profilů s čtvercovým průřezem různých rozměrů dle normy ČSN 42 5720. Pro vertikální nosníky byly použity profily 60x4 mm a pro horizontální nosníky byly zvoleny profily o rozměru 50x3 mm. Na rám jsou všechny prvky výrobní linky připojeny šroubovými spoji.



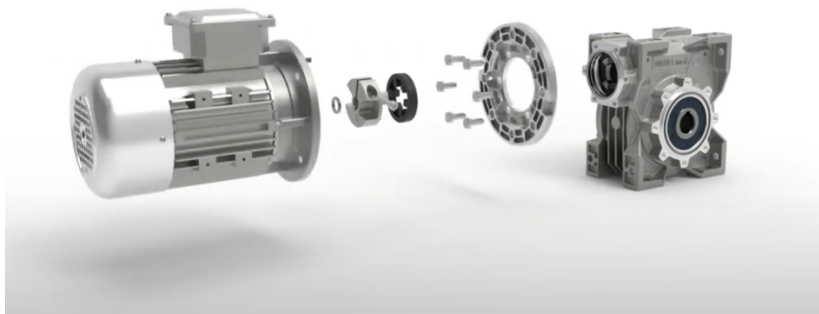
Obr. 31: Rám výrobní linky

4.4.2. Volby a popis kupovaných komponent

V této kapitole bude popsána volba a zdůvodnění výběru kupovaných komponent, které byly zvoleny na základě provedených návrhových výpočtů.

Pohony

Pohony všech hnaných válců byly řešeny pohonnými jednotkami od výrobce Varvel (obr. 32). Tyto jednotky se skládají z asynchronního elektromotoru, pružné spojky a šnekové převodovky. Výhodou jsou kompaktní rozměry, zabudovaná pružná spojka a konfigurovatelnost parametrů těchto jednotek.



Obr. 32: Sestava pohonné jednotky Varvel [22]

Pohon dopravníku

Pásový dopravník pro pohon požaduje motor o výkonu alespoň $P_M = 5,07 \text{ kW}$ a hnací buben, který pohání, musí mít otáčky až $n = 132 \text{ min}^{-1}$. Proto byl zvolen motor o výkonu 5,5kW s otáčkami 1400 min⁻¹ v sestavě s převodovkou s převodovým poměrem $i = 10$, díky kterému spolehlivě pokryje požadované rozmezí otáček.

Značení nakonfigurované sestavy výrobcem je: VARVEL-RT M RT 70 10 112 B14-G AC 30 MT 7,5 kW BL2 B14 X1

Pohon válce headboxu

Pro pohon headboxu je třeba výkonu $P_M = 0,141 \text{ kW}$ a otáčky dosahují $n = 70 \text{ min}^{-1}$. Byla proto zvolena sestava s motorem o výkonu 0,37 kW, což byl nejnižší nabízený výkon. Šneková převodovka byla vybrána s převodovým poměrem $i = 15$, který umožní redukci na požadované rozmezí otáček.

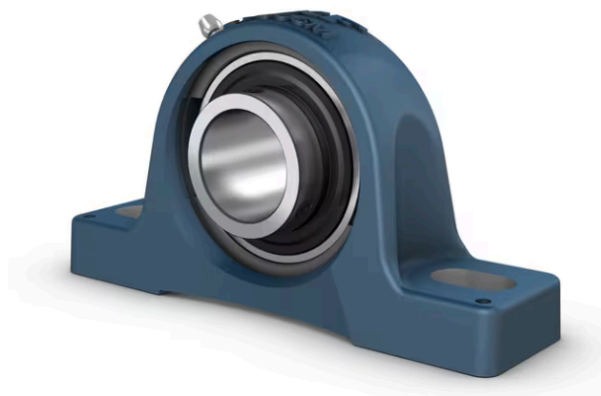
Značení nakonfigurované sestavy výrobcem je: VARVEL-RT M RT 50 15 63 B14-G AC 24 MT 0,37kW 63 C2 B14 X2

Ložiska

Na výrobní lince byly použity celkem tři typy ložiskových jednotek a všechny jsou voleny z katalogu společnosti SKF. Technické listy ložiskových domků a v nich použitých ložisek jsou přiloženy v příloze. Pro uložení vodících válečků a poháněcího a vratného bubnu se jedná o typovou řadu SY .. TF (obr. 33), ve které jsou použita ložiska řady YAR ...-2F. Hřídel míchacího válce je uložen v přírubové ložiskové jednotce typové řady UCFC .../H (obr. 34), která je vybavena stejnou typovou řadou ložisek. Pro zamezení vniku nečistot jsou domky ložisek jsou vybaveny koncovými víčky a samotná ložiska jsou vybavena těsněními.

Ložiska poháněcího a vratného bubnu

Poháněcí a vratný buben jsou uloženy v ložiskových jednotkách SKF SY 30 TF. Tyto jednotky obsahují ložiska typu YAR 206-2F. Parametry ložiskového domku a ložiska jsou uvedeny v technických listech viz přílohy 1 a 2.



Obr. 33: Ložisková jednotka typové řady SY .. TF [17]

Ložiska vodících válečků

Pro uložení vodících válečků byly zvoleny jednotky ložisek s označením SKF SY 20 TF, ve kterých jsou použita ložiska typu YAR 204-2F. Jejich parametry jsou uvedeny v technických listech viz přílohy 3 a 4.

Ložisko míchacího válce

Typ přírubové ložiskové jednotky, do které byl uložen hřídel míchacího válce je SKF UCFC 205/H. Obsahuje ložiska typu YAR 205-2F. Jejich parametry jsou uvedeny v technických listech v přílohách 5 a 6.



Obr. 34: Přírubová ložisková jednotka typové řady UCFC .../H [17]

Pás dopravníku

Materiál dopravního pásu je volena vlněná plst, stejně jako na linkách, které firma Swisspearl používá. Jeho šířka je dle zadání 300 mm a délka byla zvolena 3250 mm. Pás bude využit ze skladových zásob firmy, nebo případně vyroben na zakázku.

4.4.3. Kontrola šroubů napínání na tah

Napínací síla, která zaručuje přenos poháněcí síly z hnacího bubnu na pás, je vyvinuta utahováním dvou šroubů napínacího zařízení. Jedná se o šrouby se šestihrannou hlavou M12x1,5x120 ISO 4017.

Šrouby jsou zatíženy silou $Z_s = 13429,9 \text{ N}$. Jelikož jsou dva, na každý působí pouze polovina napínací síly. Průměr jádra šroubu je $d_3 = 10,16 \text{ mm}$.

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^3}{4} = \frac{\pi \cdot 10,16^3}{4} = 81,0732 \text{ mm}^2 \quad (29)$$

$$\sigma_t = \frac{\frac{1}{2} \cdot Z_s}{S_3} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 13429,9}{81,0732} = 82,826 \text{ Nmm}^{-2} \quad (30)$$

Kde $S_3 [\text{mm}^2]$ je plocha jádra šroubu a $\sigma_t [\text{Nmm}^{-2}]$ je tahové napětí.

Výsledné tahové napětí je dostatečně nízké na to aby bylo zvolenými šrouby o pevnosti 8.8 s pevností v tahu $R_m = 800 \text{ Nmm}^{-2}$ bezpečně přeneseno.

4.4.4. Kontrola trvanlivosti ložisek

Trvanlivost ložisek je pro životnost pásového dopravníku zásadní. Je tedy třeba určit životnost pro všechny druhy použitých ložisek. Pro typ YAR 206-2F byla zvolena ložiska hnacího bubnu, která jsou zatížena tahovými silami v pásu. Pro typ YAR 204-2F byl zvolen napínací válec, který je zatížen napínací silou. Jelikož jsou na hřídelích válců ložiska dvě (viz. následný popis), bude každé přenášet pouze polovinu zatížení.

Ložiska typu YAR 206-2F

Otáčky ložisek hnacího bubnu za běžného provozu dosahují $n = 132 \text{ min}^{-1}$. Zatížena jsou kombinací tahových sil T_{max} a T_2 . Každé ložisko přenáší pouze polovinu tohoto zatížení. Celkové radiální zatížení P tedy určíme jako:

$$P = \frac{1}{2} \cdot (T_{max} + T_2) = 11863,5 + 6104,5 = 8984 \text{ N.} \quad (31)$$

Axiálně ložiska zatěžována nejsou. Hodnota základní dynamické únosnosti $C = 19500 \text{ N}$ byla určena z katalogu výrobce SKF. [17]

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (32.1)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{19500}{8984}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 132} \quad (32.2)$$

$$L_{10h} = 1611,1 \text{ hodin} \quad (32.3)$$

Ložiska typu YAR 204-2F

Otáčky ložisek na napínacím válečku jsou za běžného provozu $n = 318 \text{ min}^{-1}$. Napínací váleček je zatížen napínací silou $Z_s = 13429,9 \text{ N}$. Zatížení jednoho ložiska je tedy polovina napínací síly. Axiální síla je nulová. Dle katalogu výrobce SKF je pro tento typ ložiska hodnota základní dynamické únosnosti $C = 12700 \text{ N}$.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (33.1)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{12700}{6714,95}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 318} \quad (33.2)$$

$$L_{10h} = 438,5 \text{ hodin} \quad (33.3)$$

Návrh minimální hodnoty koeficientu tření

Jelikož hodnoty trvanlivosti ložisek vycházejí menší než hodnota požadovaná pro zařízení s krátkodobým či přerušovaným provozem, která je 3000 hodin [23]. Jelikož nelze dohledat, ani dostatečně přesně odhadnout koeficienty tření mezi použitým dopravním pásem a zdrsňným povrchem válce či pryžovým obložení, byl analogicky dle již popsanych výpočtů tažné síly a trvanlivosti ložisek proveden opravný výpočet, který udává potřebnou napínací sílu a trvanlivost ložisek při různých koeficientech tření mezi dopravním pásem a bubnem. Výsledky tohoto výpočtu jsou uvedeny v tabulce 7.

Tab. 7: Tabulka hodnot napínacích sil a trvanlivostí ložisek pro různé koeficienty tření

Koeficient tření μ [–]	0,3	0,4	0,45	0,5
Napínací síla Z_s [N]	6963,36	5431,7	4316,5	2831,5
Trvanlivost ložiska YAR 206-2F L_{h10} [hod]	6424,5	9914,4	14141,7	24281
Trvanlivost ložiska YAR 204-2F L_{h10} [hod]	3915,7	8962,1	19279,8	78612,7

5. Závěr

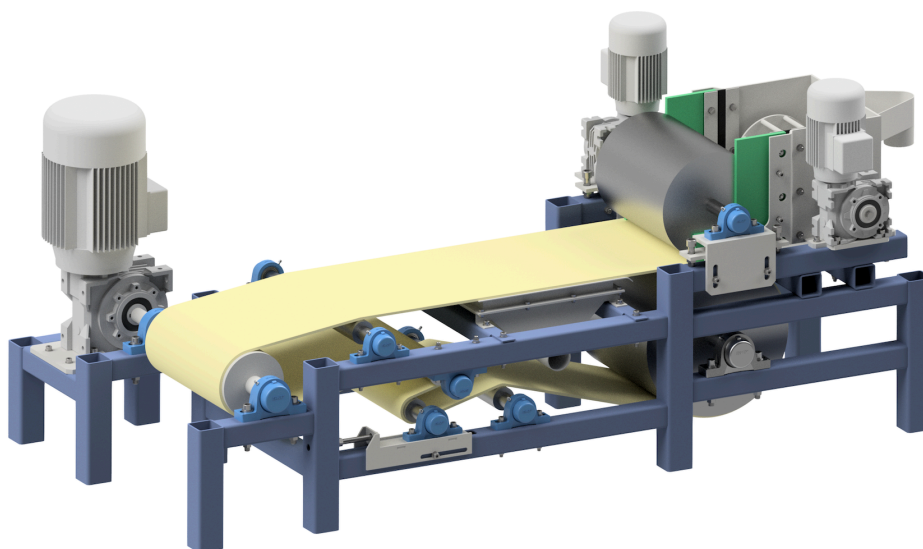
Byla zpracována teoretická část, která se zabývala problematikou výroby vláknocementových desek a principům návrhu pásových dopravníků. Z této části práce se čerpaly informace v části návrhové. Návrh linky byl proveden tak, aby navržená výrobní linka vyhovovala všem zadaným požadavkům a specifikacím, které byly v průběhu návrhu dále konzultovány s firmou Swisspearl.

Výrobní linka byla navržena tak aby byla vyrobena převážně ze svařenců z vypálených a naohýbaných plechů a jednoduchých obráběných dílů. Pohonné jednotky výrobní linky byly zvoleny kompaktní a odolné. Zabírají co nejmenší prostor a jsou jednoduše přimontovatelné k rámu. Připojovací prvky a zařízení potřebná pro zajištění chodu linky budou řešena firmou, aby byly přispůsobeny prostředí a výbavě laboratoře.

Dle návrhu byl vytvořen 3D model sestavy výrobní linky (obr. 35), sestavný výkres a výrobní výkresy příruby headboxu a hřídele válce headboxu.

Pro navržené řešení byly provedeny kontrolní výpočty, které odhalily problémy s napínací silou pásového dopravníku. Jelikož napínací síla, která je potřebná pro přenos výkonu z bubnu na dopravní pás je příliš vysoká, má negativní následky na trvanlivost ložisek, ve kterých jsou uloženy válce pásového dopravníku. Trvanlivost tak pro ložiska typu YAR 206-2F vyšla 1611,1 hodin a pro ložiska typu YAR 204-2F pouze 438,6 hodin. Pro zařízení s krátkodobým nebo přerušovaným provozem je životnost požadována alespoň 3000 hodin.

Řešením tohoto problému je zvýšení koeficientu tření mezi poháněcím bubnem a dopravním pásem, a to buď opatřením povrchu válce vzorkem nebo jeho obložení pryží. Touto změnou se značně sníží potřebná napínací síla, která zatěžuje ložiska. To má za následek výrazně vyšší trvanlivost ložisek, která vyhoví potřebám experimentální linky.



Obr. 35: 3D model sestavy výrobní linky na vláknocementové desky

6. Seznam zdrojů

- [1] RANACHOWSKI, Zbigniew a Krzysztof SCHABOWICZ. *The Fabrication, Testing and Application of Fibre Cement Boards* [online]. Newcastle upon Tyne: Cambridge Scholars Publishing, 2018 [cit. 2023-04-23]. ISBN 978-1-5275-0576-6. Dostupné z: <https://www.cambridgescholars.com/resources/pdfs/978-1-5275-0576-6-sample.pdf>
- [2] BLAU, Thomas a Josef HOLENSTEIN. Comparison of Hatschek and Flow-on board machines. *International Inorganic-Bonded Fiber Composites Conference* [online]. Acton: Curran Associates, 2012, 229-236 [cit. 2023-04-20]. ISSN 978-1-62993-355-9. Dostupné z: <https://www.iibcc.biz/wp-content/uploads/2019/05/IIBCC2012-Proceedings-Comparison-hatschek-flow-on-board-machines.pdf>
- [3] NÁRODNÍ ZDRAVOTNICKÝ INFORMAČNÍ PORTÁL. Azbestóza. In: *Národní zdravotnický informační portál* [online]. [cit. 2023-06-19]. Dostupné z: <https://www.nzip.cz/clanek/1121-azbestoza>
- [4] SAUNDERS, Amy a Ema DAVIDSON. Global Cement: Cement Boards. *Global Cement Magazine* [online]. 2016, 32-38 [cit. 2023-04-23]. ISSN 1753-6812. Dostupné z: <https://www.globalcement.com/images/stories/documents/articles/eGC-Jan14-32web.pdf>
- [5] What is Fibre Cement Board Made From?, 2023. *NoMorePly* [online]. Leeds [cit. 2023-06-19]. Dostupné z: <https://nomoreply.co.uk/what-is-fibre-cement-board-made-from/>
- [6] Vlákno cement: složení. *Cembrit.cz* [online]. 2015 [cit. 2023-04-23]. Dostupné z: <https://www.cembrit.cz/technicke-informace/vlákno-cement-slozen%C3%AD>
- [7] GORZELANCZYK, Tomasz, 2020. Identification of microstructural anisotropy of cellulose cement boards by means of nanoindentation: Scheme of Hatschek process. *Construction and Building Materials* [online]. [cit. 2023-06-19]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Scheme-of-Hatschek-process_fig1_341508553
- [8] SONPHUAK, Waranya a Napassavong ROJANAROWAN. Strength improvement of fibre cement product. *International Journal of Industrial Engineering Computations* [online]. 2013, (4), 506-515 [cit. 2023-04-23]. ISSN 1923-2934. Dostupné z: https://www.growing-science.com/ijiec/Vol4/IJIEC_2013_28.pdf
- [9] VERIFIED ENVIRONMENTAL PRODUCT DECLARATION: *Cembrit Holding A/S*. Danish Technological Institute, 2016. Dostupné z: https://www.cembrit.fi/Downloads/Downloads/SFI/Lataukset/EPD%20rakennuslevyt_EN.pdf
- [10] ALIAS, Allen Geo, 2020. Top 10 Ways to Use Cement Boards in Your Construction Project. *BuildNext* [online]. [cit. 2023-06-19]. Dostupné z: <https://connect.buildnext.in/top-10-ways-to-use-cement-fiber-boards-in-your-construction-project/>
- [11] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN, 1988. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické.
- [12] SEILER, René, 2002. *Technická příručka Habasit: konstrukční pokyny pro lehké pásové dopravníky*.
- [13] FRIES, Jiří, 2003. *Konstrukční řešení bubnů pásových dopravníků a jejich výpočet*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava. ISBN 80-248-0484-0.
- [14] HAVELKA, Zdeněk, 1967. *Konstrukční úloha: pásový dopravník*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury.
- [15] DRAŽAN, František, 1983. *Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní*. Praha: ČVUT.

- [16] HAM, A.F. a Dorothy E. JONES, 1961. The frictional properties of wool felts. *Wear* [online]. 4(3), 198-215 [cit. 2023-06-20]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:[10.1016/0043-1648\(61\)90122-3](https://doi.org/10.1016/0043-1648(61)90122-3)
- [17] *SKF Bearing Select* [online]. [cit. 2023-06-20]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz>
- [18] SUNIL, J. a R. MAHESWARAN, 2015. Influence on Nanofluids in Worm Gearbox Efficiency: An overview. *NATIONAL CONFERENCE ON RECENT ADVANCEMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING* [online]. TIRUNELVELI: COLLEGE OF ENGINEERING, 191-195 [cit. 2023-06-23]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/315724733_Influence_on_Nanofluids_in_Worm_Gearbox_Efficiency-An_overview
- [19] CHEN, Qing-wei, Ying XING, Ya-ning XU a Yi ZHU, 2020. Experimental Study of Friction Resistance between Steel and Concrete in Prefabricated Composite Beam with High-Strength Frictional Bolt. *Advances in Materials Science and Engineering*[online]. Hindawi [cit. 2023-06-25]. ISSN 1687-8442. Dostupné z: doi:10.1155/2020/1292513
- [20] HELSEL, Michelle A., Chiara F. FERRARIS a Dale BENTZ, 2016. Comparative study of methods to measure the density of Cementitious powders. *Journal of Testing and Evaluation* [online]. 44(6) [cit. 2023-06-25]. ISSN 1945-7553. Dostupné z: doi:10.1520/JTE20150148
- [21] Friction: Friction Coefficients and Calculator, 2004. *The Engineering Toolbox*[online]. [cit. 2023-06-25]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- [22] *Varvel* [online], 2023. Valsamoggia [cit. 2023-06-25]. Dostupné z: <https://varvel.com/en/>
- [23] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed., 2010. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIAM. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

7. Seznam obrázků

Obr. 1: Azbestocementové (eternitové) střešní krytiny [3]	3
Obr. 2: Vláknoocementové desky po procesu vytvrzení [5]	4
Obr. 3: Výrobního proces vláknocementových desek	5
Obr. 4: Schematické znázornění Hatschekova stroje [7]	6
Obr. 5: Pohled na Hatschekův stroj v provozu [2]	6
Obr. 6: Schematické znázornění výroby vláknocementových desek Flow-on metodou [9]	7
Obr. 7: Schematický pohled na Flow-on stroj [8].....	7
Obr. 8: Pohled na Flow-on stroj v provozu [2]	8
Obr. 9: Využití vláknocementových desek [10].....	9
Obr. 10: Obklad s dřevěným dekorem [10].....	9
Obr. 11: Popis částí pásového dopravníku [12]	10
Obr. 12: Napínací zařízení rovnoběžná s osou pásu [12]	13
Obr. 13: Tuhá napínací zařízení umístěná ve spodní větvi [12]	13
Obr. 14: Šířka bubnu [12].....	14
Obr. 15: Čelní pohon, vratný válec jako napínací válec [12]	14
Obr. 16: Čelní pohon, napínací zařízení v dolní větvi [12].....	14
Obr. 17: Čelní pohon, napínací zařízení s konstantní silou v dolní větvi [12].....	15
Obr. 18: Pohon v dolní větvi, vratný válec jako napínací válec [12].....	15
Obr. 19: Pohon a napínací zařízení v dolní větvi [12].....	15
Obr. 20: Středový pohon, vhodný pro reverzní provoz [12]	15
Obr. 21: Přenos síly na poháněcím bubnu [14].....	16
Obr. 22: Sestava výrobní linky.....	21
Obr. 23: Výsledky experimentálního měření koeficientu tření.....	23
Obr. 24: Graf závislosti účinnosti šnekové převodovky na jejím převodovém poměru [18] ...	24
Obr. 25: Zjednodušené schéma headboxu	25
Obr. 26: Znázornění zatěžovacího obrazce	26
Obr. 27: Řez výrobní linkou umožňující pohled na pásový dopravník	28
Obr. 28: Pohled na utěsnění headboxu	29
Obr. 29: Flow on headbox výrobní linky	29
Obr. 30: Odsávací zařízení.....	29
Obr. 31: Rám výrobní linky.....	30
Obr. 32: Sestava pohonné jednotky Varvel [22]	30
Obr. 33: Ložisková jednotka typové řady SY .. TF [17]	31
Obr. 34: Přírubová ložisková jednotka typové řady UCFC .../H [17].....	32
Obr. 35: 3D model sestavy výrobní linky na vláknocementové desky	35

8. Seznam tabulek

Tab. 1: Složení vláknocementových desek firmy Swisspearl [9]	4
Tab. 2: Základní srovnání: Hatschek metoda vs. Flow-on metoda [2]	8
Tab. 3: Výhody a nevýhody vláknocementových desek a související přínosy a hrozby [1].....	10
Tab. 4: Šířka pásu a dopravované množství [14]	18
Tab. 5: Setrvačné momenty součástí	22
Tab. 6: Rozběhové momenty ložisek [17]	22
Tab. 7: Tabulka hodnot napínacích sil a trvanlivostí ložisek pro různé koeficienty tření.....	34

9. Seznam příloh

- Příloha 1 – Technický list ložiskové jednotky SKF SY 30 TF
- Příloha 2 – Technický list ložiska SKF YAR 206-2F
- Příloha 3 – Technický list ložiskové jednotky SKF SY 20 TF
- Příloha 4 – Technický list ložiska SKF YAR 204-2F
- Příloha 5 – Technický list ložiskové jednotky SKF UCFC 205/H
- Příloha 6 – Technický list ložiska SKF YAR 205-2F
- Příloha 7 – Model sestavy výrobní linky
- Příloha 8 – Sestavný výkres výrobní linky
- Příloha 9 – Výrobní výkres hřídele válce headboxu
- Příloha 10 – Výrobní výkres příruby headboxu

10. Seznam použitých zkratk

Značení	Jednotka	Veličina
a	ms^{-2}	Zrychlení
b	m	Šířka bubnu
C	N	Základní dynamická únosnost ložiska
F_1	N	Síla odporu válečků
F_2	N	Síla odporu dopravy materiálu
F_3	N	Síla odporu od shazovacích zařízení
F_4	N	Síla odporu násypky a bočního vedení
$F_{lož}$	N	Odpor ložisek
F_N	N	Síla od tření mezi směsí a válcem
F_N	N	Normálová síla
F_{ods}	N	Odporová síla, kterou podtlak působí na dopravní pás
F_p	N	Poháněcí síla
F_T	N	Tečná síla
F_T	N	Celková síla odporu
$F_{tēs}$	N	Odpor těsnění
$F_{vál}$	N	Odporová síla proti otáčení válců
g	ms^{-2}	Tíhové zrychlení
I	$kg\ mm^2$	Setrvačný moment k ose rotace
k	-	Součinitel bezpečnosti
l	mm	Délka
L_{h10}	hod	Trvanlivost ložiska
m	kg	Hmotnost
M	Nmm	Moment
M_K	Nm	Kroutící moment
n	min^{-1}	Otáčky
P	kW	Výkon pohonu dopravníku
p	Mpa	Tlak
P_M	kW	Výkon motoru
P_o	m	Největší hloubka směsi
Q	t/h	Množství materiálu
R_m	Nmm^{-2}	Pevnost v tahu
r_{pb}	mm	Poloměr poháněcího bubnu
$r_{vál}$	mm	Poloměr válce
r_{vb}	mm	Poloměr vratného bubnu
S	mm^2	Plocha
t	s	Čas
T_1	N	Tahová síla na poháněcím bubnu
T_2	N	Tahová síla na poháněcím bubnu
T_{max}	N	Maximální tahová síla v pásu

v	ms^{-1}	Rychlost pásu
V_1	m^3/h	Objemové množství materiálu
Z	N	Napínací síla
Z_{min}	N	Minimální napínací síla
Z_s	N	Skutečná napínací síla
α	rad/s^2	Úhlové zrychlení
α_o	rad	Úhel opásání
η	$\%$	Účinnost
μ	-	Koeficient tření
ρ	kg/m^3	Hustota
σ	Nmm^{-2}	Tahové napětí
φ	$^\circ$	Úhel
ω	rad/s	Úhlová rychlost