



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

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR PRO DOPRAVU POTRAVINÁŘSKÝCH ZRNIN

BUCKET HOIST FOR FOOD GRAIN TRANSPORT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

David Šustek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **David Šustek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2017/18

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:

Korečkový elevátor pro dopravu potravinářských zrnin

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh svislého korečkového elevátoru pro dopravu obilovin. Dopravní výška je 15 m a jmenovité dopravní množství je 60 t/hod. Zařízení musí být s uzavřenými dráhami korečků.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.
Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.
Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.
Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.
Celková sestava zařízení.
Podsestava poháněcí stanice.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, 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.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Nařízení vlády 176/2008 Sb. Nařízení vlády o technických požadavcích na strojní zařízení.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je konstrukční řešení korečkového elevátoru pro dopravu potravinářských zrnin se zadaným dopravním množstvím a zadanou dopravní výškou.

V první části bakalářské práce je uvedena stručná rešerše jednotlivých částí korečkového elevátoru a jejich vliv na funkci zařízení. Na základě rešerše jsou stanoveny parametry dopravníku.

Druhá část práce se soustředí na teoretické výpočty, pomocí kterých jsou zvoleny nebo navrhнуты jednotlivé komponenty korečkového elevátoru. Tato část obsahuje také kontrolu bezpečnosti hnací hřídele, včetně následného výpočtu trvanlivosti ložisek. V práci je zahrnuta příslušná výkresová dokumentace celkové sestavy korečkového elevátoru a podsestavy poháněcí stanice.

KLÍČOVÁ SLOVA

korečkový elevátor, dopravník, pohon, korečky, pás, závěrečná práce

ABSTRACT

The aim of this thesis is a construction solution of a bucket elevator for transportation of grain with specified transport quantity and specified transport height.

In the first part of the thesis, a brief overview of individual parts of the bucket elevator and their influence on the function of the device was performed. The conveyor parameters are then determined based on the overview.

The second part of this work focuses on the theoretical calculations. Using these calculations, the individual components of the bucket elevator are selected or designed. This part includes a control of the safety of the drive shaft, together with the subsequent calculation of the bearing durability. This thesis further comprises a relevant drawing documentation of the whole bucket elevator assembly and the subassembly of the driving station.



KEYWORDS

bucket elevator, conveyor, drive, bucket, belt, final work

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠUSTEK, D. *Korečkový elevátor pro dopravu potravinářských zrnin*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 51 s. Vedoucí bakalářské práce Miroslav Škopán



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Miroslava Škopána a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2018

.....

David Šustek

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za věcné rady a vřelý přístup při konzultacích. Dále bych chtěl poděkovat rodině a přátelům za podporu.

OBSAH

Úvod	10
1 Korečkový elevátor.....	11
1.1 Konstrukční prvky korečkového elevátoru.....	11
1.1.1 Tažné prostředky korečkových elevátorů.....	11
1.1.2 Korečky	13
1.1.3 Plnění korečků	13
1.1.4 Vyprazdňování korečků.....	14
1.1.5 Nosná konstrukce	14
1.1.6 Pohon a napínání elevátoru.....	15
1.2 Konstrukce obdobných zařízení.....	15
1.2.1 Konstrukce C a Z.....	15
1.2.2 Kyvadlová konstrukce	15
2 Výpočet korečkového elevátoru	17
2.1 Zadané, zvolené a tabulkové hodnoty.....	17
2.1.1 Výpočet dopravní výšky.....	18
2.1.2 Předběžný výkon motoru.....	19
2.1.3 Síla na hnacím bubnu	19
2.1.4 Volba korečku	20
2.1.5 Kontrola odstředivého vyprazdňování:	21
2.1.6 Tažný prostředek	22
2.1.7 Zpřesněný výpočet síly F_c	24
2.1.8 Výkon hnacího motoru	28
2.1.9 Volba převodovky	29
2.1.10 Zvolená pohonná soustava.....	30
2.1.11 Skutečné tahy v nabíhající větví, sbíhající větví a kontrola tažného prostředku	31
2.1.12 VVÚ a výpočet bezpečnosti průřezů hnacího hřídele	33
2.1.13 Spojka.....	39
2.1.14 Ložiska	39
3 Výkresová dokumentace.....	43
Závěr.....	44
Seznam použitých zkratk a symbolů	47
Seznam příloh.....	51

ÚVOD

V průmyslu je velmi důležitá logistika materiálu. S rozvojem technologií docházelo k přechodu transportu materiálu pomocí lidské síly na automatizovanější systém pomocí různých mechanismů-dopravníků. Lidská síla není tak efektivní a nedokáže naplnit stoupající nároky na objem dopravovaného materiálu. Z tohoto důvodu vznikaly konstrukce různých druhů dopravníků, které se dělí podle způsobu přepravy.

Korečkové elevátory slouží především ke svislé dopravě materiálu nebo k dopravě s velkým stoupáním. Tyto dopravníky jsou určeny především k dopravě sypkých materiálů, tudíž jsou hojně užívány v potravinářském, zemědělském a stavebním průmyslu. Mimo klasické plnění sil jsou modifikované korečkové elevátory využívány např. k těžbě šterku nebo jako korečkové velkorypadla.

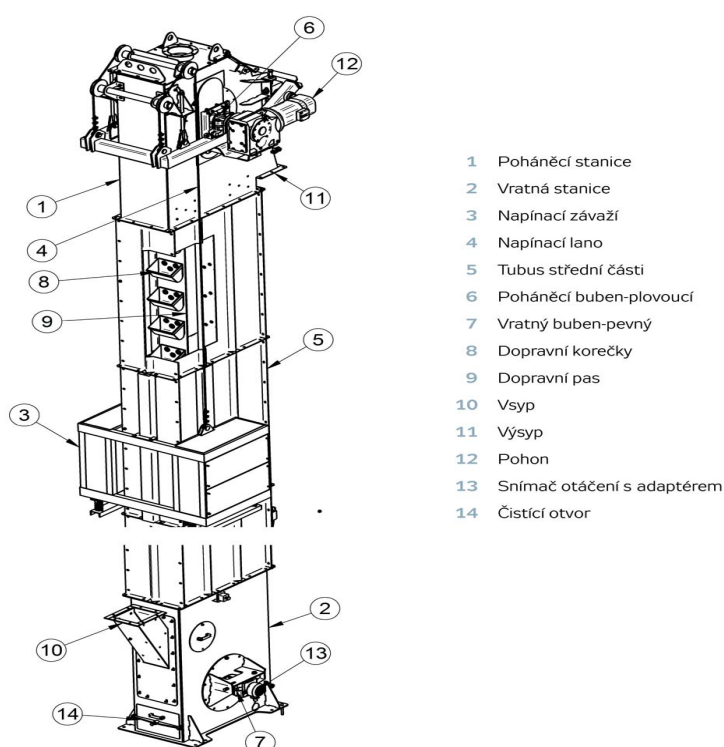
Cílem této práce je za pomoci rešerše stanovit základní parametry korečkového elevátoru. Na základě rešerše navrhnout základní komponenty dopravníku. Korektnost zvolených nebo navržených komponent podložíme funkčními a pevnostními výpočty. Výslednou smontovatelnost ověříme výkresem podsestavy pohonu a celkové sestavy elevátoru.

1 KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

Korečkový elevátor je mechanické zařízení plnící funkci dopravníku. Slouží k přepravě především sypkých materiálů. Přeprava materiálu je svislá nebo pod velkým úhlem. K plnění korečků dochází ve spodní části elevátoru a k jejich vyprázdnění v hlavě elevátoru. Korečkový elevátor může mít mnoho konstrukčních úprav v závislosti na požadované činnosti.

1.1 KONSTRUKČNÍ PRVKY KOREČKOVÉHO ELEVÁTORU

Klasická svislá konstrukce korečkového elevátoru se skládá z částí popisující obr.1. Konstrukce pod úhlem se liší pouze v přidání podpůrných válečků nebo jiného podpůrného zařízení.

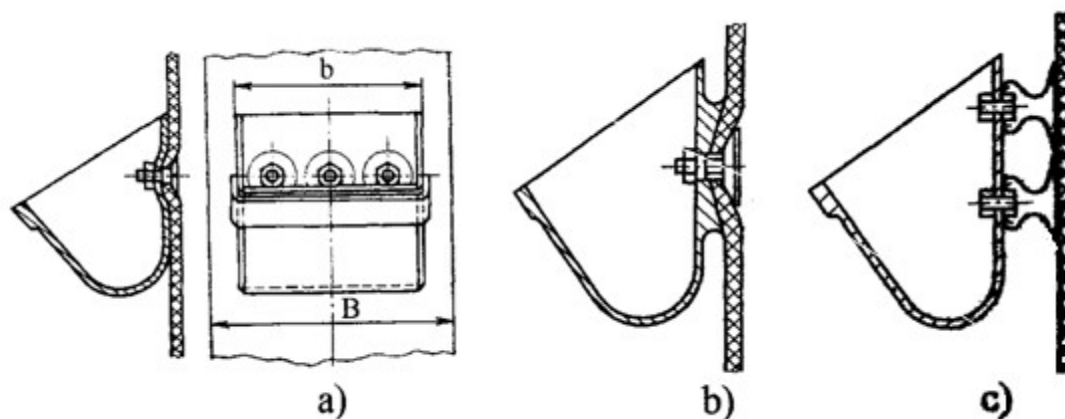


Obr. 1 Korečkový elevátor a jeho základní části [16]

1.1.1 TAŽNÉ PROSTŘEDKY KOREČKOVÝCH ELEVÁTORŮ

Tažný prostředek korečkového elevátoru se volí buď ve formě pásu, nebo řetězu. Určení tažného prostředku vychází především z charakteru dopravovaného materiálu, dopravní výšky, dopravního výkonu a prostředí.

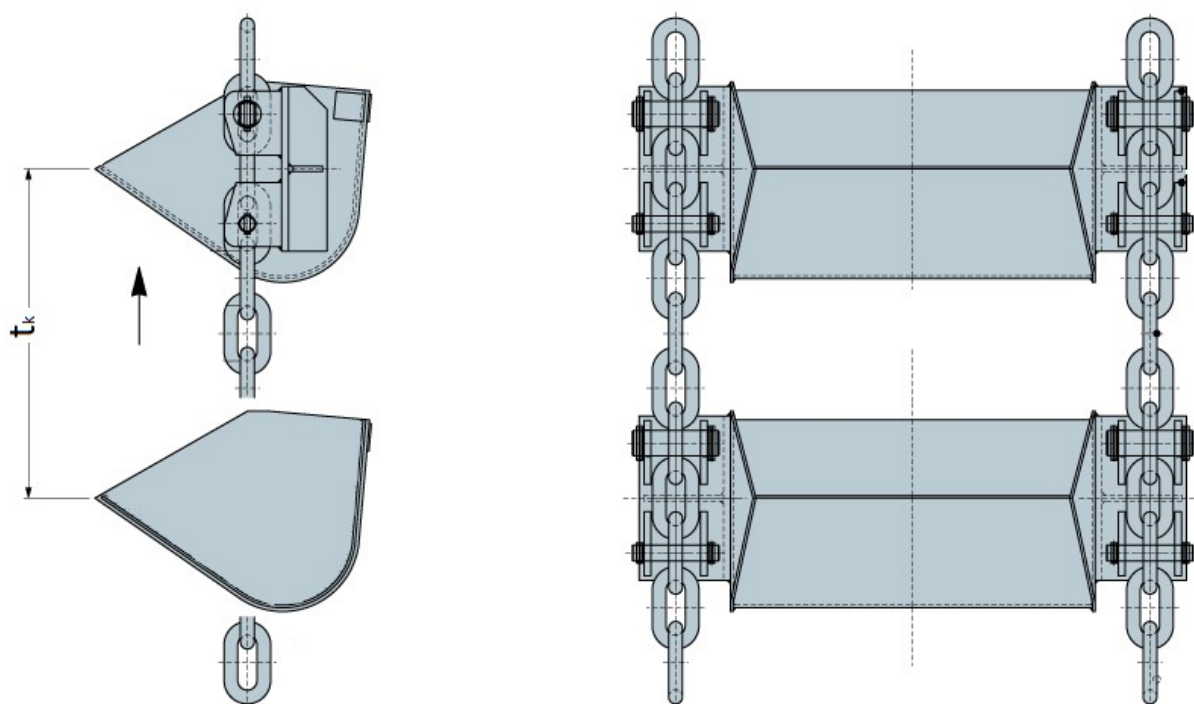
Tažný pás se dělí podle použitého materiálu na gumový, PVC a pletivový. Rychlost pásu dosahuje až $3,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Z hlediska dopravovaného materiálu jsou pásové korečkové elevátory schopny přepravit až $70 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ do výšky 30 metrů. Chemický, farmaceutický a potravinářský průmysl využívá konstrukce s použitím PVC pásu, s ohledem na hygienické normy. [3]



a-koreček s prolisovanou zadní stěnou upevněný šrouby se zvětšenou kuželovou hlavou, b-koreček s upravenou zadní stěnou upevněný šrouby, c-koreček upevněný pomocí pryžových úchytek

Obr. 2 Upevnění korečků na páse [3]

Tažení řetězem je naopak určeno pro rychlosti do $1,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a do výšky 90 m. Používá se v oblastech vyššího zatížení. Přepraví objemové množství až $150 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ materiálu. Toto konstrukční řešení využívá řetězy sponové a článkové. Řetěz je veden středem korečku nebo jsou využity dva řetězy, na které jsou připojeny korečky po stranách. Připojení korečků na řetězy, znázorňuje obr. 3.[3]



Obr. 3 Příklad upevnění korečku na řetězu [17]

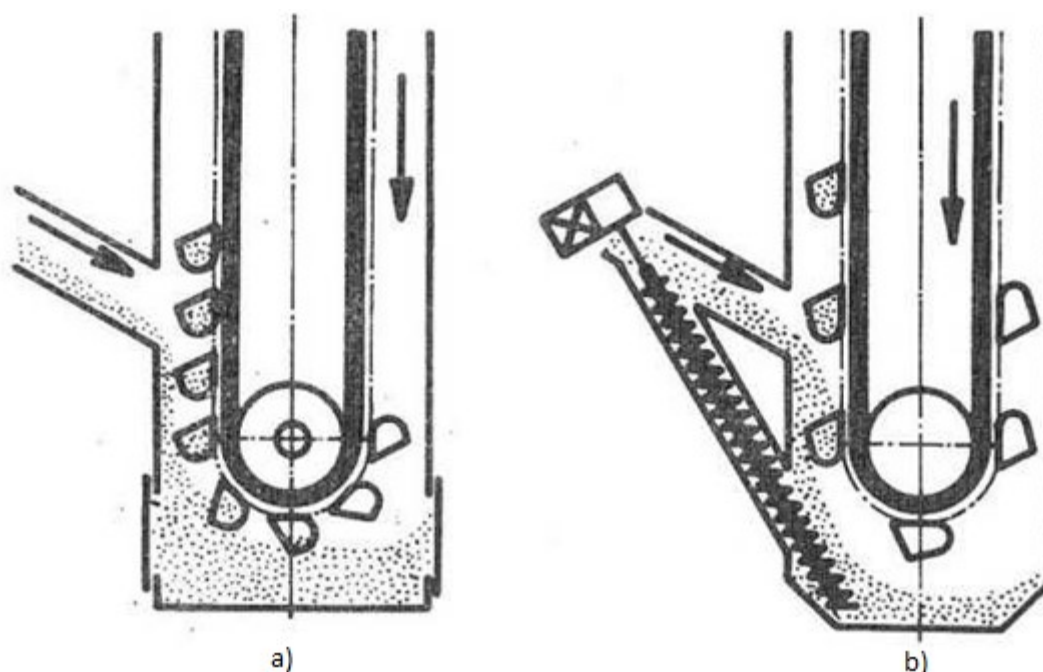
1.1.2 KOREČKY

Korečky slouží k dopravě materiálu a jsou upevněny k pásům nebo řetězům. Materiál a tvar korečku je závislý na druhu přepravovaného materiálu, jeho teplotě a náročnosti provozu. Dělí se podle normy ČSN 26 2008 do šesti kategorií A-F podle charakteristických vlastností materiálu, které se volí podle tabulek.[1]

Plechové korečky se vyrábějí lisováním a následným svařováním plechu o tloušťce 1-8mm. Povrchová úprava je podmíněna provozem, využívá se pogumování nebo například pozinkování. Při volbě korečku se musí zároveň brát zřetel, aby byl koreček dostatečně odolný vůči otěru. Korečky musí vykonávat funkci a zároveň splňovat hygienické a jiné parametry v závislosti na charakteru provozu.[3]

1.1.3 PLNĚNÍ KOREČKŮ

Materiál se dostává do korečků nasypáváním, hrabáním nebo kombinací těchto způsobů. Plnění souvisí s uspořádáním korečků na páse. Rozeznáváme přetržité a nepřetržité uložení korečků. Záleží i na partikulárním materiálu a jeho tvaru. Rozstup korečku volíme podle řady doporučených rozměrů.



*a-hrabání b-naspávání
Obr. 4 Schéma plnění korečků [2]*

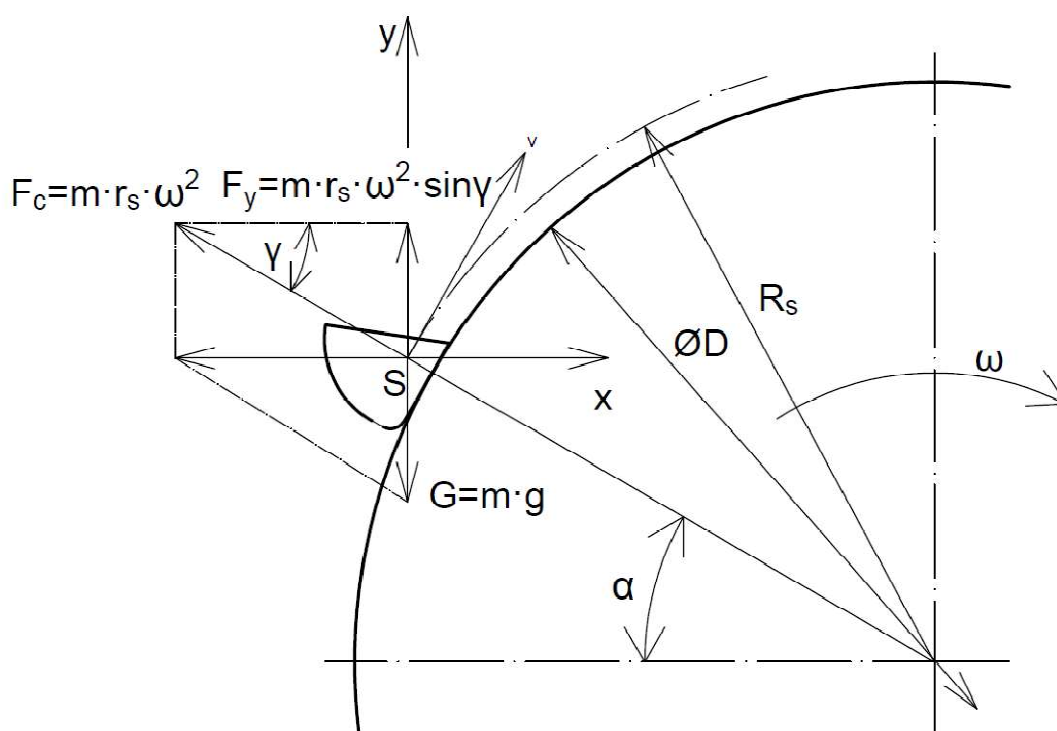
Naspávání spolu s optimálním podávacím zařízením zajišťuje rovnoměrné dodávky. Tento způsob je jednodušší než plnění hrabáním. Při plnění korečku naspáváním se musí počítat s určitým odporem F_s , který má směr proti pohybu elevátoru. Plnění korečku hrabáním nelze použít u všech materiálů z důvodu nadměrného opotřebení. U materiálu kusového charakteru tento způsob omezuje rychlost elevátoru do 1 ms^{-1} . Lze tedy tento způsob využít pouze u neabrazivních materiálů. Nachází se zde odpor působící proti směru pohybu elevátoru. Výpočet tohoto odporu vychází z hrabací práce vztahované na jednotku materiálu. [3]

1.1.4 VYPRAZDŇOVÁNÍ KOREČKŮ

Vyprazdňování korečků se rozlišuje na odstředivé a gravitační. Vyprazdňování korečků odstředivě, způsobuje zahájení vyprazdňování ve druhém kvadrantu. Oproti tomu gravitační vyprazdňování začíná v kvadrantu prvním. Vyprazdňování korečku je především závislé na rychlosti dopravníku a průměru hnacího bubnu. Záleží na poloze Pólu rychlosti P.

Gravitační vyprazdňování je typické pro řetězový tažný prostředek, neboť dosahuje menších rychlostí. Gravitační vyprazdňování můžeme dále popsat třemi různými konstrukčními řešeními: řízené přes zadní stěnu, odklonem vratné větve a středem elevátoru. [3]

„Odstředivé vyprazdňování korečků je vhodné pro materiály, které zachovávají při změně zrnitosti a vlhkosti sypný úhel ϕ . Vyprazdňování korečků začíná při dosáhnutí úhlu α podle obr. 5. V této poloze je vertikální síla F, a taky G v rovnováze.“ [3, str. 237]



Obr. 5 Schéma působících sil při vyprazdňování korečků [3]

1.1.5 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce se dělí na konstrukci otevřenou a uzavřenou. Konstrukce otevřená je tvořená přehradovou ocelovou konstrukcí. Uzavřená konstrukce je tvořena šachtou samotného elevátoru, která je ukotvená v patě nebo hlavě elevátoru. Uzavřená konstrukce se skládá z jedné šachty společné pro obě větve nebo ze dvou šachet, kde každá větev elevátoru, má vlastní šachtu. Šachty se skládají z navazujících bloků s odmontovatelným krytím. Výhoda uzavřené konstrukce je především v odstranění nadměrné prašnosti. Díky tomu se snižuje nebezpečí výbuchu a zajišťuje vyšší bezpečnost práce. [3]

1.1.6 POHON A NAPÍNÁNÍ ELEVÁTORU

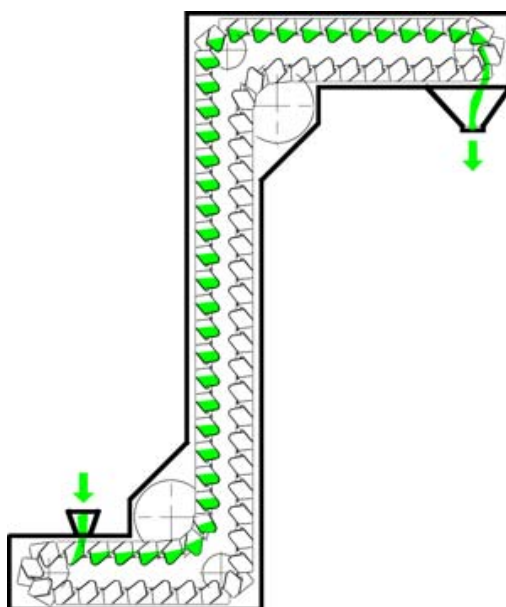
Pro rozpořybávání elevátoru se používají elektromotory uložené v hlavě elevátoru. Do 12 kW se používají motorové převodovky. U větších výkonů se používají převodovky s dutým hřídelem. K zajištění funkčnosti dopravníku je součástí konstrukce i napínací ústrojí. Napínací ústrojí se nachází ve spodní části elevátoru. K napínání dochází v důsledku vlastní tíhy, přídavného závaží nebo pomocí napínacích šroubů.

1.2 KONSTRUKCE OBDOBNÝCH ZAŘÍZENÍ

Konstrukce korečkových elevátorů se liší minimálně od již zmíněného konceptu na obr. 1. Výrobci vybavují svoje zařízení nejrůznějšími senzory, které slouží například pro kontrolu sesmeknutí pásu nebo kontroly otáček bubnů. Zároveň jsou instalována čidla pro kontrolu objemového a hmotnostního průtoku. Mnoho elevátorů disponuje certifikací ATEX, což je směrnice EU, stanovující úroveň bezpečnosti a ochrany zdraví. Přesněji se jedná o odolnost vůči výbuchu v prašném prostředí.

1.2.1 KONSTRUKCE C A Z

Pro speciální aplikace jsou využívány konstrukce C a Z. Kde dopravník pomocí přídavných ohybových bubnů a válečků získává tvar do písmene C nebo Z. Jedná se především o menší korečkové elevátory, kde objem korečku kompenzuje rychlost dopravníku při obdobném dopravním výkonu. Tyto zařízení jsou většinou přemístitelné a využívají gravitační vyprazdňování. Tažným prostředkem jsou především řetězy, neboť umožňují instalaci speciálního tvaru korečku. Zároveň umožňují konstrukci, s možností rotace korečku kolem osy v místě spoje s řetězem. V místě výsypky dojde za pomoci mechanismu k natočení a vyprázdnění korečku.

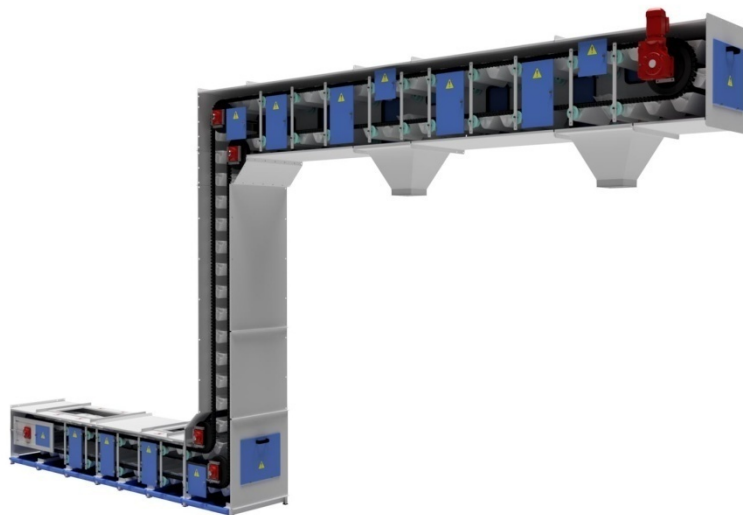


Obr. 6 Z konstrukce korečkového elevátoru [18]

1.2.2 KYVADLOVÁ KONSTRUKCE

Kyvadlová konstrukce je rozšířená konstrukce Z, kde dopravník má minimálně dva výsypné body. Využívá možnosti rotace korečku kolem osy v místech spoje s řetězem. Výsyp korečků je řízený a probíhá gravitačním způsobem. Vyklápěcí mechanismus zapříčiní natočení

korečku nad místem výsypu, kde dojde k vyprázdnění korečku. Tato koncepce není omezena jedním násypným bodem.



Obr. 7 Kyvadlový korečkový elevátor [19]

2 VÝPOČET KOREČKOVÉHO ELEVÁTORU

Pro výpočet dopravníku je potřeba stanovit parametry, které má daný korečkový elevátor splňovat. Jedná se o transport zrnin, bude zvoleno vyprazdňování odstředivým způsobem a plnění korečků bude probíhat kombinací hrabání a nasypávání. Pro splnění podmínky odstředivého vyprazdňování je zvolena rychlost $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Tato rychlost byla určena pomocí kontroly odstředivého vyprazdňování, viz kapitola 2.1.5. Pro tuto rychlost je specifický tažný prostředek ve formě pásu. Napínací ústrojí bude řešeno pomocí závaží umístěného ve svislé ose těžiště napínacího bubnu.

2.1 ZADANÉ, ZVOLENÉ A TABULKOVÉ HODNOTY

Použité výpočty a vzorce vycházejí z literatury [2] a aktuálnost je ověřena pomocí [3]. Zadání je potřeba doplnit o další základní veličiny objevující se v základních vztazích.

Zadané veličiny:

Dopravní hmotností výkon $Q = 60\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

Dopravní výška $H_d = 15 \text{ m}$

Zvolené a tabulkové hodnoty:

Objemová hmotnost pšenice $\gamma = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Sypný úhel $\rho = 30^\circ$

Celkový součinitel odporu $\mu_1 = 1,6$ [2.str.188,tab 8.13]

Průměr hnacího bubnu $D_1 = 0,4 \text{ m}$

Průměr napínacího bubnu $D_2 = 0,4 \text{ m}$

Výška od násypky $H_n = 1,5 \text{ m}$

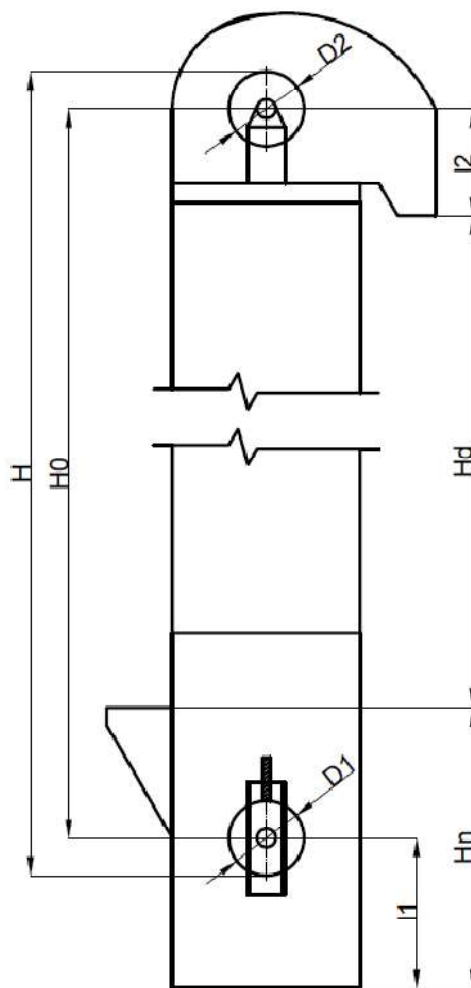
Vzdálenost osy hnacího bubnu od kraje vysýpací šachty $l_2 = 0,3 \text{ m}$

Vzdálenost osy napínacího bubnu od země $l_1 = 0,8 \text{ m}$

Rozestup korečků $t_k = 0,16 \text{ m}$

Rychlost dopravního prostředku $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Jelikož mají zrniny velmi rozdílnou objemovou hmotnost, byla zvolena pšenice. Pšenice má jednu z největších objemových hmotností zrnin, proto bude výpočet dimenzován právě pro pšenici. Objemová hmotnost pšenice byla zvolena, jako navýšená střední hodnota podle [20]. Sypný úhel byl zvolen, jako průměr maximálního sypného úhlu podle [21].



Obr. 8 Grafické znázornění rozměrů [2]

2.1.1 VÝPOČET DOPRAVNÍ VÝŠKY

Stanovení výpočtu reálné dopravní výšky pro splnění zadání.

Osová vzdálenost

$$H_0 = H_d + l_2 + H_n - l_1 \quad [\text{m}] \quad (1)$$

$$H_0 = 15 + 0,3 + 1,5 - 0,8$$

$$H_0 = 16 \text{ m}$$

$$H_d = 15 \text{ m} \quad \text{- dopravní výška}$$

$$l_2 = 0,3 \text{ m} \quad \text{- vzdálenost osy hnacího bubnu od kraje vysýpací šachty}$$

$$l_1 = 0,8 \text{ m} \quad \text{- vzdálenost osy napínacího bubnu od země}$$

$$H_n = 1,5 \text{ m} \quad \text{- výška od násypky}$$

Dopravní výška

$$H = H_0 + \frac{D_1 + D_2}{2} \quad [\text{m}] \quad (2)$$

$$H = 16 + \frac{0,4 + 0,4}{2}$$

$$H = 16,4 \text{ m}$$

$$H_0 = 16 \text{ m} \quad - \text{osová vzdálenost (1)}$$

$$D_1 = 0,4 \text{ m} \quad - \text{průměr hnacího bubnu}$$

$$D_2 = 0,4 \text{ m} \quad - \text{průměr napínacího bubnu}$$

2.1.2 PŘEDBĚŽNÝ VÝKON MOTORU

Výpočet výkonu předběžně zvolené řady motorů.

$$P = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H \cdot g}{3\,600} \quad [\text{kW}] \quad (3)$$

$$P = \frac{1,6 \cdot 60\,000 \cdot 16,4 \cdot 9,81}{3\,600}$$

$$P = 4,3 \text{ kW}$$

$$P_z = 7,5 \text{ kW} \quad - \text{předběžně zvolená řada výkonu motoru}$$

$$\mu_1 = 1,6 \quad - \text{součinitel odporu [2, str. 188, tab. 8.13]}$$

$$Q = 60\,000 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1} \quad - \text{zadaný dopravní výkon}$$

$$H = 16,4 \text{ m} \quad - \text{dopravní výška (2)}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad - \text{gravitační zrychlení}$$

Z důvodu možných výkonových špiček a předpokládanému většímu dopravnímu výkonu, zvolen motor řady 7,5 kW. Tato volba je podložena zpřesňujícím výpočtem (25) jako opodstatněná.

2.1.3 SÍLA NA HNACÍM BUBNU

$$F = \frac{P_z \cdot \mu}{v} \quad [\text{kN}] \quad (4)$$

$$F = \frac{7,5 \cdot 0,84}{2}$$

$$F = 3,15 \text{ N}$$

$$P_z = 7,5 \text{ kW} \quad - \text{předběžně zvolená výkonová řada motoru (3)}$$

$\mu = 0,84$ - účinnost sestavy pohonu (26)

$v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ - zvolená rychlost korečků (6)

2.1.4 VOLBA KOREČKU

$$V_k = \frac{Q \cdot t_k}{3,6 \cdot v \cdot \gamma \cdot \varphi} \quad [\text{dm}^3] \quad (5)$$

$$V_k = \frac{60\,000 \cdot 0,16}{3,6 \cdot 2 \cdot 800 \cdot 0,7}$$

$$V_k = 2,4 \text{ dm}^3$$

$Q = 60\,000 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$ - zadaný dopravní výkon

$t_k = 0,16 \text{ m}$ - rozestup korečků [2, str. 189]

$\gamma = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ - objemová hmotnost pšenice

$\varphi = 0,7$ - součinitel plnění [2, str. 189, tab. 8.14]

Koreček určený pro sestavu musí mít objem alespoň $2,4 \text{ dm}^3$.

ZVOLENÝ KOREČEK:

Na základě výpočtů a katalogu výrobce [7], byl zvolen nerezový koreček SPS300-165/A, s více než dostačujícím objemem $2,9 \text{ dm}^3$. Koreček má následujícími parametry:

$V_k = 2,9 \text{ dm}^3$ - objem korečku

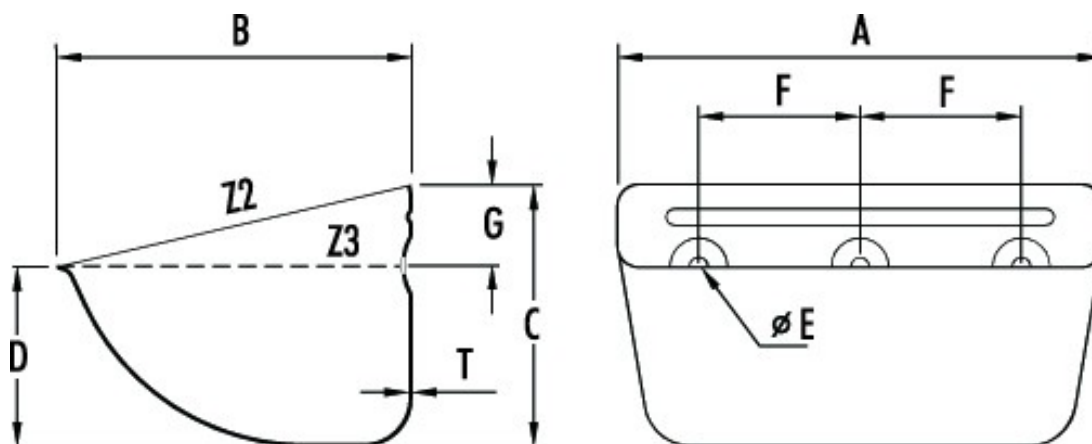
$A = 308 \text{ mm}$ - velikost rozměru A korečku

$B = 165 \text{ mm}$ - velikost rozměru B korečku

$C = 135 \text{ mm}$ - velikost rozměru C korečku

$D = 94 \text{ mm}$ - velikost rozměru D korečku

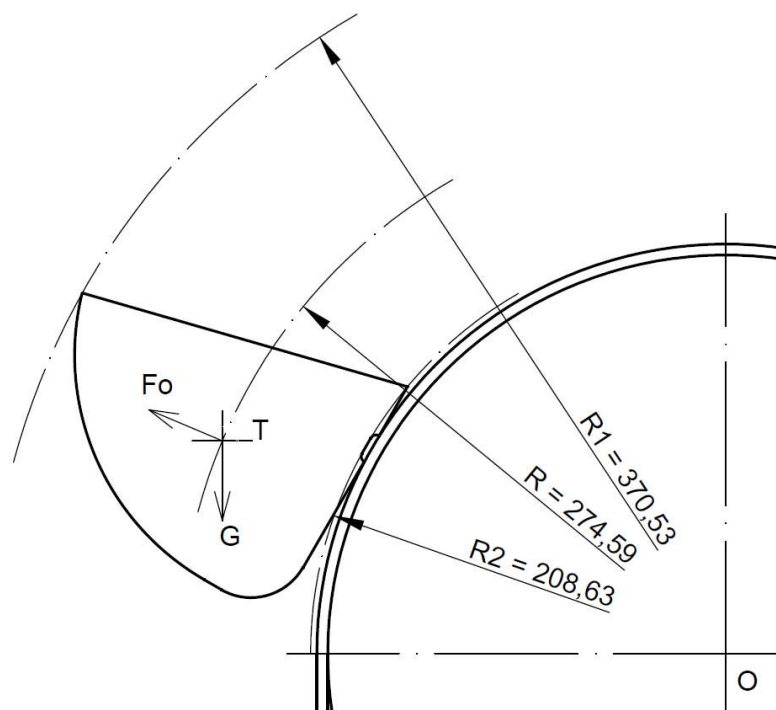
$m_k = 1,65 \text{ kg}$ - hmotnost korečku



Obr. 9 Základní rozměry korečku [7]

2.1.5 KONTROLA ODSŘEDIVÉHO VYPRAZDŇOVÁNÍ:

Správnost zvolených parametrů vychází z kontrolního výpočtu odstředivého vyprazdňování. Tato kontrola spočívá ve výpočtu vzdálenosti pólu rychlosti a od osy hnacího bubnu a následném porovnání s rozměry $R1$ a $R2$. K výpočtu bylo zapotřebí sestavit přibližný rozměrový model hnacího bubnu, hnacího prostředku a korečku. Hledaná veličina R je dosazena do rovnice (6). Velikost vzdálenosti a , je vzdálenost těžiště korečku a středu otáčení O . Velikost poloměru R pochází z odměření konkrétní vzdálenosti z modelu.

Obr. 10 Grafické znázornění velikosti poloměru R [2]

$$a = \frac{g}{\left(\frac{v}{R}\right)^2} \quad [\text{m}] \quad (6)$$

$$a = \frac{9,81}{\left(\frac{2}{0,275}\right)^2}$$

$$a = 0,185 \text{ m} \quad - \text{ vzdálenost pólu rychlosti}$$

$$a < R_2$$

$$0,185 < 0,208 \quad \Rightarrow \quad \text{Splněna podmínka odstředivého vyprazdňování.}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad - \text{ gravitační zrychlení}$$

$$v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad - \text{ zvolená rychlost korečků}$$

$$R = 0,275 \text{ m} \quad - \text{ vzdálenost těžiště korečku od osy bubnu}$$

$$R_1 = 0,371 \text{ m} \quad - \text{ vzdálenost odlehlé hrany korečku od osy bubnu}$$

$$R_2 = 0,208 \text{ mm} \quad - \text{ vzdálenost přilehlé hrany korečku od osy bubnu}$$

Podle kontroly platí, že vzdálenost pólu rychlosti je skutečně menší než R_2 . Dochází tedy k vyprazdňování korečků odstředivým způsobem. Zároveň je zvolená rychlost $v = 2 \text{ ms}^{-1}$, která je nejmenší možná z rychlostní řady podle [2, str.190, tab.8.16], kde dochází s jistotou k odstředivému vyprazdňování pro zvolený průměr hnacího bubnu.

2.1.6 TAŽNÝ PROSTŘEDEK

Pomocí dílčích výpočtů bude zvolen tažný prostředek ve formě pásu. Přesněji se bude jednat o PVC pás, který je převážně užíván v obdobných aplikacích a je určen pro manipulaci s potravinami.

Délkové zatížení od hmotnosti korečku

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (7)$$

$$q_3 = \frac{1,65 \cdot 9,81}{0,16}$$

$$q_3 = 101,2 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$m_k = 1,65 \text{ kg} \quad - \text{ katalogová hmotnost korečku}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad - \text{ gravitační zrychlení}$$

$$t_k = 0,16 \text{ m} \quad - \text{ rozestup korečků}$$

Tah v nabíhající větvi

Tah v nabíhající větvi pro korečkové elevátory s hnacím bubnem.

$$T_1 = \frac{F \cdot e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad [\text{N}] \quad (8)$$

$$T_1 = \frac{F \cdot e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1}$$

$$T_1 = \frac{3\,150 \cdot e^{0,3 \cdot \pi}}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$T_1 = 5\,161 \text{ N}$$

$$F = 3\,150 \text{ N} \quad - \text{ síla na hnacím bubnu (4)}$$

$$f = 0,3 \quad - \text{ součinitel tření mezi bubnem a tažným prostředkem} \\ [2, \text{str.190, tab.8.15}]$$

$$\alpha = \pi \cdot \text{rad} \quad - \text{ úhel opásání}$$

Tah ve sbíhající větvi

$$T_2 = T_1 - F \quad [\text{N}] \quad (9)$$

$$T_2 = T_1 - F$$

$$T_2 = 5\,161 - 3\,150$$

$$T_2 = 2\,011 \text{ N}$$

$$T_1 = 5\,161 \text{ N} \quad - \text{ tah v nabíhající větvi (8)}$$

$$F = 3\,150 \text{ N} \quad - \text{ síla na hnacím bubnu (4)}$$

Šířka tažného pásu

Šířka pásu je určena s ohledem na šířku korečku, ke které je připočtena hodnota z intervalu (0,03; 0,1). Šířka byla volena navíc s ohledem na stanovenou šířku podporovaného pásu výrobce bubnů [9].

$$B_1 = A + (0,03; 0,1) \quad [\text{m}] \quad (10)$$

$$B_1 = 0,308 + (0,03; 0,1)$$

$$B_1 = 0,4 \text{ m}$$

$$A = 308 \text{ mm} \quad - \text{ velikost rozměru A korečku}$$

Parametry zvoleného pásu

Byl zvolen PVC pás, který. Konkrétně se jedná o pás gumex 0860040 4T32 V3-V3. Produkt vyhovuje potravinářské normě FDA (21 CFR 177.2600). Následující parametry byly odečteny z katalogu výrobce [8].

- $t = 5,5 \text{ mm}$ - tloušťka tažného prostředku
 $m_p = 7,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ - hmotnost tažného prostředku na m^2
 $\tau_d = 32 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ - maximální dovolená zatěžující síla pásu

Maximální dovolené zatížení pásu

$$F_z = \tau_d \cdot B_1 \quad [\text{N}] \quad (11)$$

$$F_z = 32\,000 \cdot 0,4$$

$$F_z = 12\,800 \text{ N}$$

$$T_1 \leq F_z$$

$$T_1 = 5\,161 \text{ N} \quad \text{- tah v nabíhající větvi (8)}$$

$$\tau_d = 32\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad \text{- maximální dovolené smykové zatížení pásu [8]}$$

$$B_1 = 0,4 \text{ m} \quad \text{- šířka tažného pásu (10)}$$

Maximální síla zatížení pásu je značně větší než síla v nabíhající větvi. Můžeme tedy považovat pás za zcela vyhovující, z hlediska pevnosti.

Délkové zatížení od hmotnosti pásu

$$q_2 = B_1 \cdot g \cdot m_p \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (12)$$

$$q_2 = 0,4 \cdot 9,81 \cdot 7,75$$

$$q_2 = 30,41 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$B_1 = 0,4 \text{ m} \quad \text{- šířka tažného pásu (10)}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad \text{- gravitační zrychlení}$$

$$m_p = 7,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \quad \text{- hmotnost tažného prostředku [8]}$$

2.1.7 ZPŘESNĚNÝ VÝPOČET SÍLY F_c

Pro výpočet celkové obvodové síly je zapotřebí, vypočítat jednotlivé složky síly F_c . Kde síla $F_c = \sum_{i=1}^8 F_i$.

Složka F_1 síly na překonání odporu nabírání materiálu

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 \quad [\text{N}] \quad (13)$$

$$F_1 = 4,3 \cdot 81,8$$

$$F_1 = 351,7 \text{ N}$$

$$c_1 = 4,3$$

- součinitel odporu nabírání dopravovaného materiálu.
[2, str. 190, tab. 8.16]

$$q_1 = 81,8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

- délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu (14)

Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3600 \cdot v} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (14)$$

$$q_1 = \frac{60000 \cdot 9,81}{3600 \cdot 2}$$

$$q_1 = 81,8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$Q = 60000 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

- zadaný dopravní výkon

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

- gravitační zrychlení

$$v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- zvolená rychlost korečků

Složka F_2 síly na překonání odporu zdvižení materiálu při plnění korečků

$$F_2 = q_1 \cdot H \quad [\text{N}] \quad (15)$$

$$F_2 = 81,8 \cdot 16,4$$

$$F_2 = 1341,5 \text{ N}$$

$$q_1 = 81,8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

- délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu (14)

$$H = 16,4 \text{ m}$$

- dopravní výška (2)

Složka odporové síly F_3 potřebná na překonání odporu při ohýbání tažného prostředku na napínacím bubnu

$$F_3 = c_2 \cdot \left(\frac{F_n}{2} + F_z \right) \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_3 = 0,01 \cdot \left(\frac{107,4}{2} + 12800 \right)$$

$$F_3 = 128,5 \text{ N}$$

$$c_2 = 0,01$$

- součinitel odporu ohýbání pásu

$$F_n = 107,4 \text{ N} \quad - \text{ napínací síla (17)}$$

$$F_z = 12\,800 \text{ N} \quad - \text{ maximální dovolené zatížení pásu (11)}$$

Napínací síla

$$F_n = 2 \cdot (k \cdot T_2 - H \cdot (q_2 + q_3)) \quad [\text{N}] \quad (17)$$

$$F_n = 2 \cdot (1,1 \cdot 2011 - 16,4 \cdot (30,41 + 101,2))$$

$$F_n = 107,4 \text{ N}$$

$$k=1,1 \quad - \text{ součinitel bezpečnosti proti prokluzu}$$

$$T_2 = 2011 \text{ N} \quad - \text{ tah ve sbíhající větvi (9)}$$

$$H = 16,4 \text{ m} \quad - \text{ dopravní výška (2)}$$

$$q_2 = 30,41 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad - \text{ délkové zatížení od hmotnosti pásu (12)}$$

$$q_3 = 101,2 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad - \text{ délkové zatížení od hmotnosti korečku (7)}$$

Doplňková napínací síla

Doplňková napínací síla od napínacího zařízení.

$$F'_n = F_n - m_b \cdot g \quad [\text{N}] \quad (18)$$

$$F'_n = 107,4 - 100 \cdot 9,81$$

$$F'_n = -873,6 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F'_n = 0 \text{ N}$$

$$F'_n \Rightarrow 0$$

$$F_n = 107,4 \text{ N} \quad - \text{ napínací síla (17)}$$

$$m_b = 100 \text{ kg} \quad - \text{ hmotnost hřídele a vratného bubnu}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad - \text{ gravitační zrychlení}$$

Složka odporové síly F_4 potřebná na překonání odporu při ohýbání tažného prostředku na hnacím bubnu

$$F_4 = c_2 \cdot (T_1 + F_z) \quad [\text{N}] \quad (19)$$

$$F_4 = 0,01 \cdot (5\,161 + 12\,800)$$

$$F_4 = 179,6 \text{ N}$$

$$c_2 = 0,01 \quad - \text{ součinitel odporu ohýbání pásu}$$

$$T_1 = 5\,161 \text{ N} \quad - \text{ tah v nabíhající větvi (8)}$$

$$F_z = 12\,800\text{ N} \quad - \text{ maximální dovolené zatížení pásu (11)}$$

Složka F_5 síly potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího hřídele

$$F_5 = \mu_3 \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot F_n \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$F_5 = 0,5 \cdot \frac{0,05}{0,4} \cdot 107,4$$

$$F_5 = 6,7\text{ N}$$

$$\mu_3 = 0,5 \quad - \text{ součinitel odporu tření ložisek [2, str.192]}$$

$$d_2 = 0,05\text{ m} \quad - \text{ průměr hřídele napínacího bubnu v místě ložisek}$$

$$D_2 = 0,4\text{ m} \quad - \text{ průměr napínacího bubnu}$$

$$F_n = 107,4\text{ N} \quad - \text{ napínací síla (17)}$$

Složka F_6 síly potřebná k překonání odporu tření ložisek hnacího hřídele

$$F_6 = \mu_3 \cdot \frac{d_3}{D_1} \cdot (T_1 + T_2) \quad [\text{N}] \quad (21)$$

$$F_6 = 0,5 \cdot \frac{0,055}{0,4} \cdot (5\,161 + 2\,011)$$

$$F_6 = 493,1\text{ N}$$

$$\mu_3 = 0,5 \quad - \text{ součinitel odporu tření ložisek [2, str.192]}$$

$$d_3 = 0,055\text{ m} \quad - \text{ průměr hřídele hnacího bubnu v místě ložisek}$$

$$D_1 = 0,4\text{ m} \quad - \text{ průměr hnacího bubnu}$$

$$T_2 = 2\,011\text{ N} \quad - \text{ tah ve sbíhající větvi (9)}$$

$$T_1 = 5\,161\text{ N} \quad - \text{ tah v nabíhající větvi (8)}$$

Složka síly F_7 a F_8

Jedná se o korečkový elevátor svislý bez vedení. Složky síly F_7 a F_8 jsou rovny nule.

$$F_7 = 0\text{ N}$$

$$F_8 = 0\text{ N}$$

Složka F_9 síly potřebná k zdvižení tažného prostředku

$$F_9 = p \cdot q_2 \cdot H \quad [\text{N}] \quad (22)$$

$$F_9 = 1 \cdot 30,41 \cdot 16,4$$

$$F_9 = 499 \text{ N}$$

$$p = 1 \quad \text{- počet tažných prostředků}$$

$$q_2 = 30,41 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad \text{- délkové zatížení od hmotnosti pásu (12)}$$

$$H = 16,4 \text{ m} \quad \text{- dopravní výška (2)}$$

Složka odvodové síly F_{10} potřebná na zdvižení korečků

$$F_{10} = q_3 \cdot H \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$F_{10} = 101,2 \cdot 16,4$$

$$F_{10} = 1659,7 \text{ N}$$

$$q_3 = 101,2 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad \text{- délkové zatížení od hmotnosti korečků (7)}$$

$$H = 16,4 \text{ m} \quad \text{- dopravní výška (2)}$$

Určení obvodové síly na hnacím bubnu

$$F_c = \sum_{i=1}^8 F_i \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$F_c = 351,7 + 1\,341,5 + 128,5 + 179,6 + 6,7 + 493,1 + 0 + 0$$

$$F_c = 2501 \text{ N}$$

$$(F_1 - F_8) \text{ N} \quad \text{- odpory proti pohybu (13, 15, 16, 19, 20, 21)}$$

2.1.8 VÝKON HNACÍHO MOTORU

$$P_m = \frac{F_c \cdot v}{\mu} \quad [\text{kW}] \quad (25)$$

$$P_m = \frac{2501 \cdot 2}{0,84}$$

$$P_m = 5955 \text{ W}$$

$$F_c = 2501 \text{ N} \quad \text{- obvodová síly na hnacím bubnu (24)}$$

$$v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{- zvolená rychlost korečků}$$

$$\mu = 0,84 \quad - \text{účinnost sestavy pohonu (26)}$$

Účinnost sestavy pohonu

$$\mu = \mu_m \cdot \mu_p \cdot \mu_l^2 \quad [-] \quad (26)$$

$$\mu = 0,893 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2$$

$$\mu = 0,84$$

$$\mu_m = 0,893 \quad - \text{střední hodnota účinnosti motoru [10]}$$

$$\mu_p = 0,96 \quad - \text{účinnost převodovky HK60 [11]}$$

$$\mu_l = 0,99 \quad - \text{účinnost ložisek}$$

Celková účinnost volena ze sestavy motoru DRS 132M1, převodovky HK 60 a dvou ložiskových kompletů UCP X11 Asahi, viz. kap. 2.1.10.

2.1.9 VOLBA PŘEVODOVKY

Pro volbu převodovky je potřeba vypočítat úhlovou rychlost vstupní hřídele a výstupní hřídele. Následně jejich poměrem získat převodový poměr, který spolu s výkonem motoru bude směrodatný pro výběr převodovky

Úhlová rychlost vstupní hřídele

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n \quad [s^{-1}] \quad (27)$$

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1445}{60}$$

$$\omega_1 = 151,3 \text{ s}^{-1}$$

$$n = 1445 \text{ ot/min} \quad - \text{otáčky motoru [10]}$$

Úhlová rychlost výstupní hřídele

$$\omega_2 = \frac{v \cdot 2}{D_1} \quad [s^{-1}] \quad (28)$$

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot 2}{0,4}$$

$$\omega_2 = 10 \text{ s}^{-1}$$

$$v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad - \text{zvolená rychlost korečků}$$

$$D_1 = 0,4 \text{ m} \quad - \text{průměr hnacího bubnu}$$

Převodový poměr převodovky

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad [-] \quad (29)$$

$$i = \frac{151,3}{10}$$

$$i = 15,1$$

$$\omega_1 = 151,3 \text{ s}^{-1} \quad - \text{úhlová rychlost vstupní hřídele (27)}$$

$$\omega_2 = 10 \text{ s}^{-1} \quad - \text{úhlová rychlost výstupní hřídele (28)}$$

Velikost vypočítaného převodového poměru je hodnota, kolem které se musí pohybovat převodový poměr zvolené převodovky.

2.1.10 ZVOLENÁ POHONNÁ SOUSTAVA

Volba pohonné soustavy je založena na získaných hodnotách výpočtů (29) a (25). Zvolena byla pohonná soustava ve formě kuželového převodového motoru. Převodový motor se skládá z motoru DRS 132M1 o výkonu 7,5 KW a jmenovitém kroutícím momentu 49,5 Nm. Tento motor je brzděný mechanickou brzdou BE 11 s maximálním brzdícím momentem 110 Nm. Vypočítanému převodovému poměru nejvíce odpovídá převodovka HK 60 s převodovým poměrem 15,19. Celá Pohonná soustava je vyráběna společností SEW. [11]

$$n_2 = 95 \text{ ot/min} \quad - \text{otáčky výstupního hřídele převodovky}$$

$$M_2 = 750 \text{ Nm} \quad - \text{kroutící moment výstupního hřídele převodovky}$$

$$i = 15,19 \quad - \text{převodový poměr převodovky}$$

Skutečná rychlost korečku

$$v_s = \frac{n_2 \cdot \pi \cdot D_1}{60} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (30)$$

$$v_s = \frac{n_2 \cdot \pi \cdot D_1}{60}$$

$$v_s = \frac{95 \cdot \pi \cdot 0,4}{60}$$

$$v_s = 1,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_2 = 95 \text{ ot/min} \quad - \text{otáčky výstupního hřídele převodovky [11]}$$

$$D_1 = 0,4 \text{ m} \quad - \text{průměr hnacího bubnu}$$

Skutečné dopravní množství:

$$Q_s = \frac{3,6 \cdot v_s \cdot \gamma \cdot \varphi \cdot V_k}{t_k} \quad [\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (31)$$

$$Q_s = \frac{3,6 \cdot 1,95 \cdot 800 \cdot 0,7 \cdot 2,9}{0,16}$$

$$Q_s = 71\,253 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$v_s = 1,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad - \text{skutečná rychlost korečku (30)}$$

$$\gamma = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad - \text{objemová hmotnost pšenice}$$

$$\varphi = 0,7 \quad - \text{součinitel plnění [2, str. 189, tab. 8.14]}$$

$$V_k = 2,9 \text{ dm}^3 \quad - \text{objem korečku [7]}$$

$$t_k = 0,16 \text{ m} \quad - \text{rozestup korečků}$$

Výpočet skutečného dopravního množství nám potvrdil, že bylo zadání splněno při použití zvolených komponentů. Skutečné dopravní množství je o velikosti $71\,253 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ při uvažování pšenice jako dopravovaného materiálu. Zadání je splněno až do objemové hmotnosti $680 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Obvodová síla pro zvolený výkon

$$F_{cs} = \frac{P_j \cdot \mu}{v_s} \quad [\text{N}] \quad (32)$$

$$F_{cs} = \frac{7\,500 \cdot 0,84}{1,95}$$

$$F_{cs} = 3231 \text{ N}$$

$$P_j = 7,5 \text{ kW} \quad - \text{výkonová řada zvoleného motoru}$$

$$\mu = 0,84 \quad - \text{účinnost sestavy pohonu (26)}$$

$$v_s = 1,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad - \text{skutečná rychlost korečku (30)}$$

2.1.11 SKUTEČNÉ TAHY V NABÍHAJÍCÍ VĚTVI, SBÍHAJÍCÍ VĚTVI A KONTROLA TAŽNÉHO PROSTŘEDKU**Skutečná napínací síla**

$$F_{ns} = 2 \cdot \left(\frac{k}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot F_{cs} - F_9 - F_{10} \right) \quad [\text{N}] \quad (33)$$

$$F_{ns} = 2 \cdot \left(\frac{1,1}{e^{0,3 \cdot 3,14} - 1} \cdot 3231 - 499 - 1659,7 \right)$$

$$F_{ns} = 244,3 \text{ N}$$

$$k=1,1 \quad - \text{ součinitel bezpečnosti proti prokluzu [2, str.191]}$$

$$f = 0,3 \quad - \text{ součinitel tření mezi bubnem a tažným prostředkem [2, str.190, tab.8.15]}$$

$$\alpha = \pi \text{ rad} \quad - \text{ úhel opásání}$$

$$F_{cs} = 3\,231 \text{ N} \quad - \text{ obvodová síla pro zvolený výkon (32)}$$

$$(F_9 - F_{10}) \text{ N} \quad - \text{ odpory proti pohybu (22,23)}$$

Tah nabíhající větve tažného prostředku

$$T_{s1} = F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_9 + F_{10} + \frac{F_{ns}}{2} \quad [\text{N}] \quad (34)$$

$$T_{s1} = 351 + 1341,5 + 128,5 + 6,7 + 499 + 1659,7 + \frac{244,3}{2}$$

$$T_{s1} = 4109 \text{ N}$$

$$F_{ns} = 244,3 \text{ N} \quad - \text{ skutečná napínací síla (33)}$$

$$(F_1, F_2, F_3, F_5, F_9, F_{10}) \text{ N} \quad - \text{ odpory proti pohybu (13,15,16,20,22,23)}$$

Kontrola tažného prostředku

$$T_{s1} < F_z$$

$$4109 < 12800 \quad \Rightarrow \quad \text{tažný prostředek je zcela vyhovující}$$

$$F_z = 12\,800 \text{ N} \quad - \text{ maximální zatížení pásu (11)}$$

Tah sbíhající větve tažného prostředku

$$T_{s2} = F_9 + F_{10} + \frac{F_{ns}}{2} \quad [\text{N}] \quad (35)$$

$$T_{s2} = 499 + 1659,7 + \frac{244,3}{2}$$

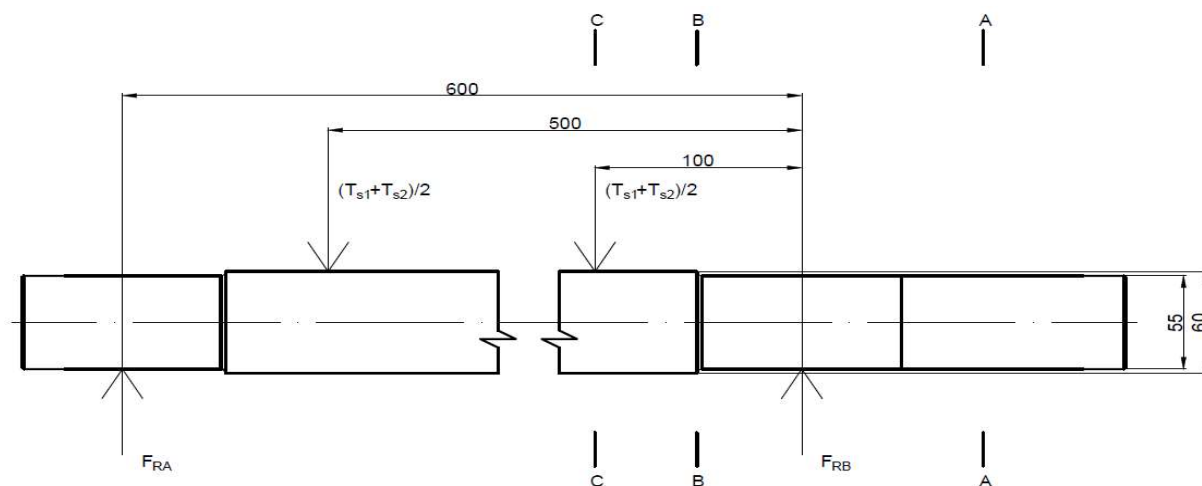
$$T_{s2} = 2281 \text{ N}$$

$$F_{ns} = 244,3 \text{ N} \quad - \text{ skutečná napínací síla (33)}$$

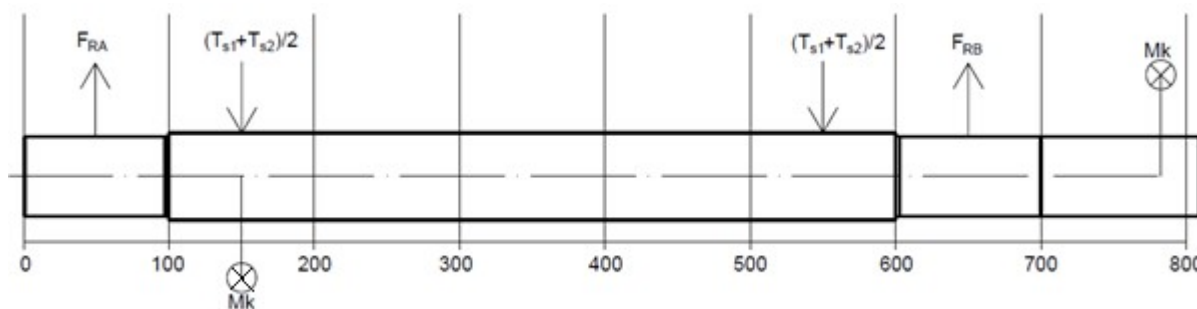
$$(F_9 - F_{10}) \text{ N} \quad - \text{ odpory proti pohybu (22,23)}$$

2.1.12 VVÚ A VÝPOČET BEZPEČNOSTI PRŮŘEZŮ HNACÍHO HŘÍDELE

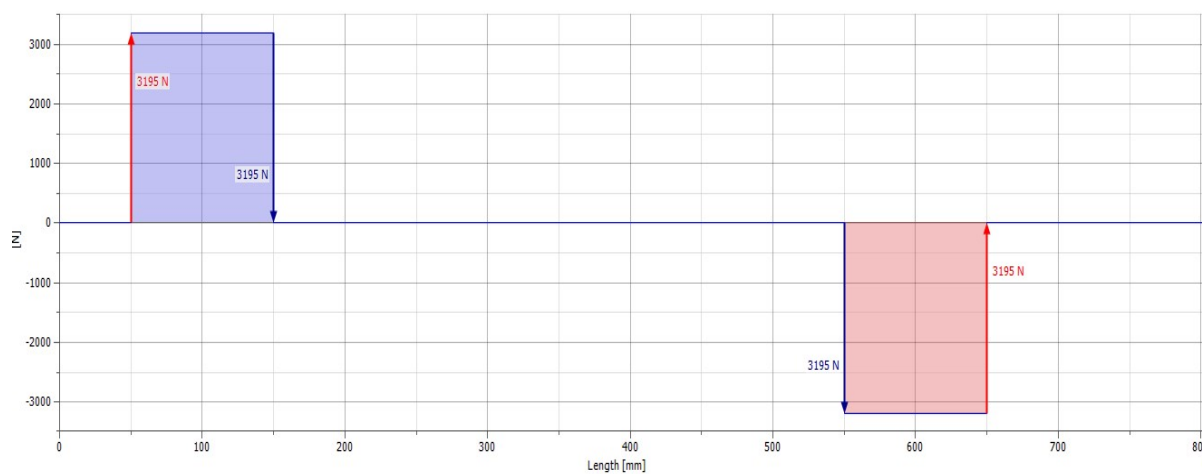
Hnací i napínací buben, včetně hřídelí, bude zakoupen od společnosti GTK Tupesy. Výpočet hřídele slouží jako podklad pro zadání základních rozměrů do objednávkového listu.



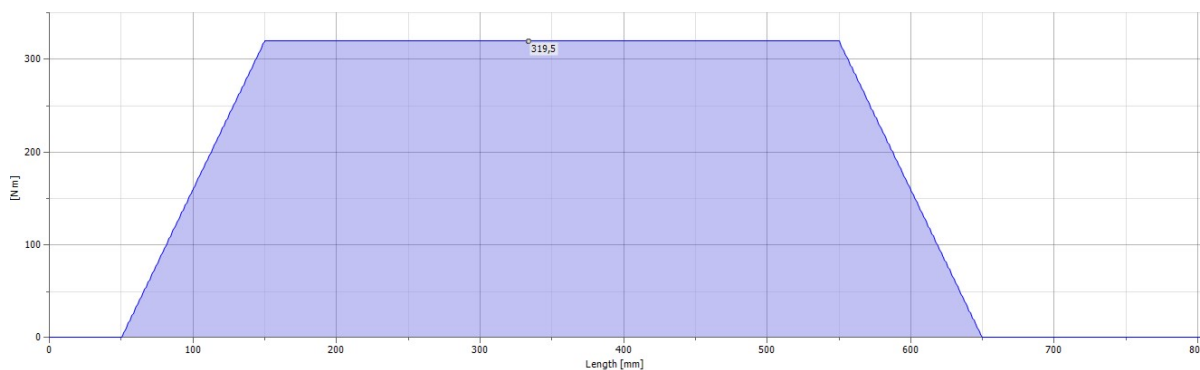
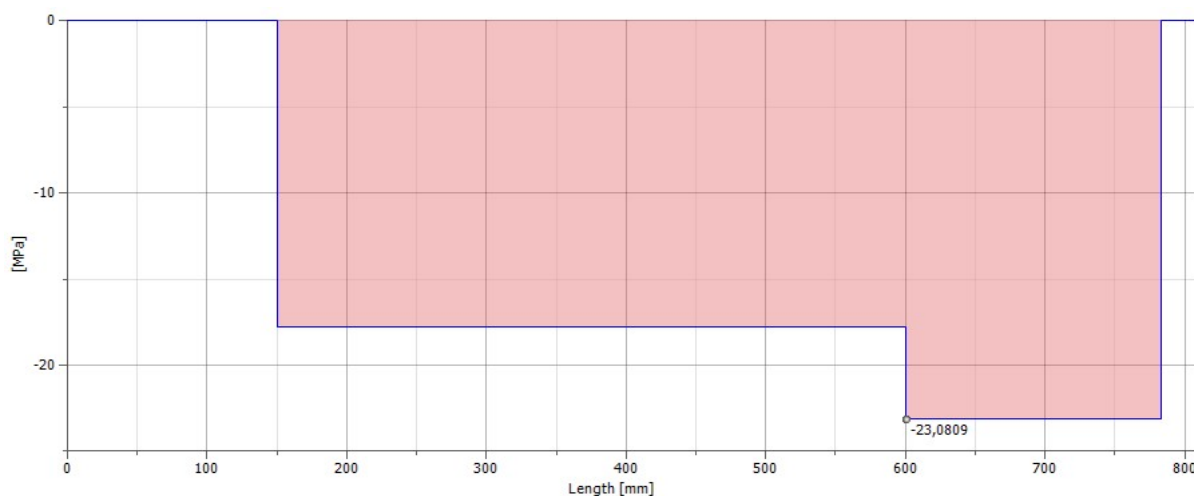
Obr. 11 Návrh hřídele hnacího bubnu a znázornění nebezpečných průřezů



Obr. 12 Schéma působících sil a momentů se znázorněním osy délky hřídele



Obr. 13 Grafické znázornění posuvných sil T

Obr. 14 Grafické znázornění ohybového momentu M 

Obr. 15 Grafické znázornění smykového napětí

Průběhy VVÚ byly vytvořeny za pomoci programu Inventor 2018. Zpracování proběhlo za uvažování nulového liniového zatížení od hmotnosti hřídele.

Síla působící na ložiska

Jelikož uvažujeme symetrické zatížení, můžeme počítat sílu podle:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{RA} + F_{RB} - 2 \cdot (T_{s1} + T_{s2})/2 \quad (36)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum M = 0 \Rightarrow x \cdot F_{RB} - y \cdot (T_{s1} + T_{s2})/2 - z \cdot F_{RA} = 0$$

$$F_{RA} = F_{RB} = (4040 + 2212)/2$$

$$F_{RA} = F_{RB} = 3126 \text{ N}$$

$$T_{s1} = 4040 \text{ N} \quad \text{- tah nabíhající větve tažného prostředku (34)}$$

$$T_{s2} = 2212 \text{ N} \quad \text{- tah sbíhající větve tažného prostředku (35)}$$

$$x = 100 \text{ mm} \quad \text{- vzdálenost síly na hřídeli}$$

$y = 400 \text{ mm}$ - vzdálenost síly na hřídeli

$z = 500 \text{ mm}$ - vzdálenost síly na hřídeli

Materiál hřídele

Materiál 11 600

$R_m = 570 \text{ MPa}$ - mez pevnosti v tahu

$R_e = 325 \text{ MPa}$ - mez kluzu

Kontrola řezu A-A

Řez A-A se nachází v místě zatížení pouze kroutící silou. Kroutící síla působí ve vzdálenosti 27,5 mm. Tato hodnota byla odečtena z výkresu použité spojky BKH 1500.

Kroutící moment

$$M_k = \frac{P_j \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot n_2} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (37)$$

$$M_k = \frac{7,5 \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 95}$$

$$M_k = 754 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$P_j = 7,5 \text{ kW}$ - výkonová řada zvoleného motoru

$n_2 = 95 \text{ min}^{-1}$ - otáčky výstupního hřídele převodovky

Napětí v krutu A-A

$$\tau_{kA} = \frac{M_k}{W_{kA}} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_a^3} \quad [\text{MPa}] \quad (38)$$

$$\tau_{kA} = \frac{16 \cdot 754}{\pi \cdot 55^3}$$

$$\tau_{kA} = 23,1 \text{ MPa}$$

$M_k = 754 \text{ N}\cdot\text{m}$ - kroutící moment (37)

$d_a = 55 \text{ mm}$ - jmenovitý průřez A-A

Mez kluzu pro zatížení průřezu A-A

$$R_{eA} = \frac{\tau_{kA}}{0,577} \quad [\text{MPa}] \quad (39)$$

$$R_{eA} = \frac{23,1}{0,577}$$

$$R_{eA} = 40,0 \text{ MPa}$$

$$\tau_A = 23,1 \text{ MPa} \quad \text{- maximální napětí v krutu A-A (38)}$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k_a = \frac{R_e}{R_{eA}} \quad [-] \quad (40)$$

$$k_a = \frac{325}{40,0}$$

$$k_a = 8,1$$

$$R_e = 325 \text{ MPa} \quad \text{- mez kluzu}$$

$$R_{eA} = 190,5 \text{ MPa} \quad \text{- mez kluzu pro zatížení průřezu A-A (39)}$$

Ohybový moment B-B

$$M_{oB} = F_{RA} \cdot b \quad [N \cdot m] \quad (41)$$

$$M_{oB} = 3126 \cdot 0,05$$

$$M_{oB} = 156,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{RA} = 3126 \text{ N} \quad \text{- síla působící na ložisko}$$

$$b = 0,05 \text{ mm} \quad \text{- vzdálenost průřezu od ložiska}$$

Ohybové napětí B-B:

$$\sigma_{oB} = \alpha_{B1} \cdot \frac{M_{oB}}{W_{oB}} = \alpha_{B1} \cdot \frac{32 \cdot M_{oB}}{\pi \cdot d_B^3} \quad [\text{MPa}] \quad (42)$$

$$\sigma_{oB} = 1,9 \cdot \frac{32 \cdot 156,3}{\pi \cdot 0,055^3}$$

$$\sigma_{oB} = 18,2 \text{ MPa}$$

$$\alpha_{B1} = 1,9 \quad \text{- součinitel tvaru vrubu}$$

$$M_{oB} = 156,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{- ohybový moment v průřezu B-B (41)}$$

$$d_B = 0,055 \text{ mm} \quad \text{- průměr hnací hřídele v průřezu B-B}$$

Napětí v krutu B-B

$$\tau_{kB} = \alpha_{B2} \cdot \frac{M_k}{W_{kB}} = \alpha_{B2} \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_B^3} \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

$$\tau_{kB} = 1,3 \cdot \frac{16 \cdot 754}{\pi \cdot 0,055^3}$$

$$\tau_{kB} = 30,0 \text{ MPa}$$

$$\alpha_{B2} = 1,3 \quad - \text{ součinitel tvaru vrubu}$$

$$M_k = 754 \text{ N} \cdot \text{m} \quad - \text{ kroutící moment (37)}$$

$$d_B = 0,055 \text{ mm} \quad - \text{ průřez hnací hřídele v průřezu B-B}$$

Redukované napětí B-B max τ

$$\sigma_{redB} = \sqrt{\sigma_{oB}^2 + 4 \cdot \tau_{kB}^2} \quad [\text{MPa}] \quad (44)$$

$$\sigma_{redB} = \sqrt{18,2^2 + 4 \cdot 30,0^2}$$

$$\sigma_{redB} = 62,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oB} = 18,2 \text{ MPa} \quad - \text{ ohybové napětí B-B (42)}$$

$$\tau_{kB} = 30,0 \text{ MPa} \quad - \text{ napětí od krutu B-B (43)}$$

Bezpečnost B-B

$$k_B = \frac{R_e}{\sigma_{redB}} \quad [-] \quad (45)$$

$$k_B = \frac{325}{62,7}$$

$$k_B = 5,18$$

$$R_e = 325 \text{ MPa} \quad - \text{ mez kluzu}$$

$$\sigma_{redB} = 63,6 \text{ MPa} \quad - \text{ redukované napětí B-B}$$

Ohybový moment C-C

$$M_{oC} = F_{RA} \cdot c \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (46)$$

$$M_{oC} = 3126 \cdot 0,1$$

$$M_{oC} = 312,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$F_{RA} = 3\,126\text{ N}$ - síla působící na ložisko

$c = 0,1\text{ m}$ - vzdálenost ložiska od maximálního ohybového momentu

Ohybové napětí C-C:

$$\sigma_{oC} = \frac{M_{oC}}{W_{oC}} = \frac{32 \cdot M_{oC}}{\pi \cdot d_c^3} \quad [\text{MPa}] \quad (47)$$

$$\sigma_{oC} = \frac{32 \cdot 312,6}{\pi \cdot 0,06^3}$$

$$\sigma_{oC} = 14,7\text{ MPa}$$

$M_{oC} = 312,6\text{ N} \cdot \text{m}$ - ohybový moment v průřezu C-C (46)

$d_c = 0,06\text{ mm}$ - průměr hnací hřídele v průřezu C-C

Napětí v krutu C-C

$$\tau_{kC} = \frac{M_k}{W_{kC}} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_c^3} \quad [\text{MPa}] \quad (48)$$

$$\tau_{kC} = \frac{16 \cdot 754}{\pi \cdot 60^3}$$

$$\tau_{kC} = 17,8\text{ MPa}$$

$d_c = 0,06\text{ mm}$ - průřez hnací hřídele v průřezu C-C

$M_k = 754\text{ N} \cdot \text{m}$ - krutící moment (37)

Redukované napětí C-C max τ

$$\sigma_{redC} = \sqrt{\sigma_{oC}^2 + 4 \cdot \tau_{kC}^2} \quad [\text{MPa}] \quad (49)$$

$$\sigma_{redC} = \sqrt{14,7^2 + 4 \cdot 17,8^2}$$

$$\sigma_{red} = 38,5\text{ MPa}$$

$\sigma_{oC} = 14,7\text{ MPa}$ - ohybové napětí C-C (47)

$\tau_{kC} = 17,8\text{ MPa}$ - napětí od krutu C-C (48)

Bezpečnost C-C

$$k_C = \frac{R_e}{\sigma_{redC}} \quad [-] \quad (50)$$

$$k_C = \frac{325}{38,5}$$

$$k_C = 8,4$$

$$\sigma_{redC} = 38,5 \text{ MPa} \quad \text{- redukované napětí C-C (49)}$$

$$R_e = 325 \text{ MPa} \quad \text{- mez kluzu}$$

2.1.13 SPOJKA

Spojka zvolená z katalogu [15] do sestavy korečkového elevátoru je BKH 1500. Jedná se o vlnovcovou spojku s maximálním momentem zatížení 1500 Nm, která je schopna ideálně vyrovnávat nesouosost výstupní hřídele převodovky a hřídele hnacího bubnu. Montáž probíhá pomocí svěrných šroubů. Při dodržení montážního návodu se jedná o bezúdržbovou spojku. Krátkodobá přetížitelnost dané spojky je 1,5 násobek jejího maximálního výkonu. Nutný výkon spojky počítán podle [4, str.161]. Provozní součinitel spojky určen podle s ohledem na [22] a katalog výrobce.

Výpočtový moment spojky

$$M_V = K \cdot M_K \leq M_t \quad [N \cdot m] \quad (51)$$

$$M_V = 2 \cdot 754$$

$$M_V = 1508 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$1508 \not\leq 1500$$

$$K = 2 \quad \text{- spojkový koeficient}$$

$$M_k = 754 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{- kroutící moment (37)}$$

$$M_t = 1500 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{- maximální kroutící moment spojky}$$

Koeficient přetížitelnosti spojky volen s předpokladem střední nerovnoměrnosti chodu. Podle výpočtového momentu spojky jsme zjistili, že potřebný kroutící moment je větší než dovoluje spojka BKH 1500. Využijeme tedy předpokladu, že má zvolený motor dostatečné výkonové rezervy a nebude tedy dodáván při chodu tak velký kroutící moment. Zároveň můžeme předpokládat reálně nižší spojkový koeficient. Posledním předpokladem pro správnou volbu spojky je možnost její krátkodobé přetížitelnosti až o hodnotu $1,5 \cdot M_t$. Podle těchto tří tezí je spojka BKH 1500 dostačující a vhodná pro toto konstrukční řešení.

2.1.14 LOŽISKA

Zvolen byl ložiskový komplet UCP X11 Asahi [12].

Katalogové hodnoty:

$$\text{Statická únosnost } C_S = 36\,200 \text{ N}$$

$$\text{Dynamická únosnost } C_D = 52\,400 \text{ N}$$

Součástí ložiskového kompletu UCP X11 je Ložisko UCX11. Hodnoty únosností byly odečteny z katalogu [13].

Základní trvanlivost L_{10h}

$$\frac{F_{AA}}{C_S} = \frac{0}{36200} = 0 \leq e \quad (52)$$

$e = 0,19$ - mezní hodnota poměru F_{RA}/F_{AA} [5, str. 620, tab. 11-1]

$F_{AA} = 0 \text{ N}$ - síla působící v ose hřídele

$C_S = 36\,200 \text{ N}$ - statická únosnost

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení

$$P_e = X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{AA} \quad [\text{N}] \quad (53)$$

$$P_e = 1 \cdot 3\,126 + 0 \cdot 0$$

$$P_e = 3\,126 \text{ N}$$

$F_{RA} = 3\,126 \text{ N}$ - síla působící na ložisko (36)

$F_{AA} = 0 \text{ N}$ - axiální síla na ložisko

$X=1$ - součinitel dynamického radiálního zatížení [5, str. 619, obr. 11-6]

$Y=0$ - součinitel dynamického axiálního zatížení [5, str. 619, obr. 11-6]

Základní výpočtová trvanlivost

$$L_{10} = \left(\frac{C_D}{P_e}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad [\text{hod}] \quad (54)$$

$$L_{10} = \left(\frac{52\,400}{3\,126}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 95}$$

$$L_{10} = 8,26 \cdot 10^5 \text{ hod}$$

$C_D = 52\,400 \text{ N}$ - dynamická únosnost

$P_e = 3\,126 \text{ N}$ - dynamické radiální ekvivalentní zatížení (53)

$n_2 = 95$ - otáčky výstupního hřídele převodovky

Modifikovaná trvanlivost

$D_w = 80 \text{ mm}$ - roztečný průměr sady kuliček

$$\vartheta_1 = 110 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad - \text{ vztažná kinematická viskozita [5, str. 634, obr. 11-12]}$$

Mazivo SKF LGMT 3

$$\vartheta = 125 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad - \text{ kinematická viskozita [12]}$$

Viskozitní poměr

$$\kappa = \frac{\vartheta}{\vartheta_1} \quad [-] \quad (55)$$

$$\kappa = \frac{125}{110}$$

$$\kappa = 1,14$$

$$\vartheta = 125 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad - \text{ kinematická viskozita [12]}$$

$$\vartheta_1 = 110 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad - \text{ vztažná kinematická viskozita [5, str. 634, obr. 11-12]}$$

Výraz složky funkce pro výpočet a_{iso}

$$e_c \cdot \frac{C_u}{P_e} = 0,2 \cdot \frac{1645,5}{3\,126} = 0,105 \quad (56)$$

$$e_c = 0,2 \quad - \text{ součinitel znečištění [5, str. 632, obr. 11-7]}$$

$$C_u = 1645,5 \text{ N} \quad - \text{ únavové zatížení (57)}$$

$$P_e = 3\,126 \text{ N} \quad - \text{ dynamické radiální ekvivalentní zatížení (53)}$$

Únavové zatížení

$$C_u = \frac{C_s}{22} \quad [\text{N}] \quad (57)$$

$$C_u = \frac{36\,200}{22}$$

$$C_u = 1645,5 \text{ N}$$

$$C_s = 36\,200 \text{ N} \quad - \text{ statická únosnost}$$

Modifikovaná trvanlivost

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \quad [\text{hod}] \quad (58)$$

$$L_{nm} = 0,25 \cdot 3 \cdot 8,26 \cdot 10^5$$

$$L_{nm} = 6,2 \cdot 10^5 \text{ hod}$$

$a_1 = 0,25$ - součinitel spolehlivosti [5, str. 631, obr. 11-6]

$a_{iso} = 3$ - součinitel modifikované trvanlivosti
[5, str. 633, obr. 11-11] (55,56)

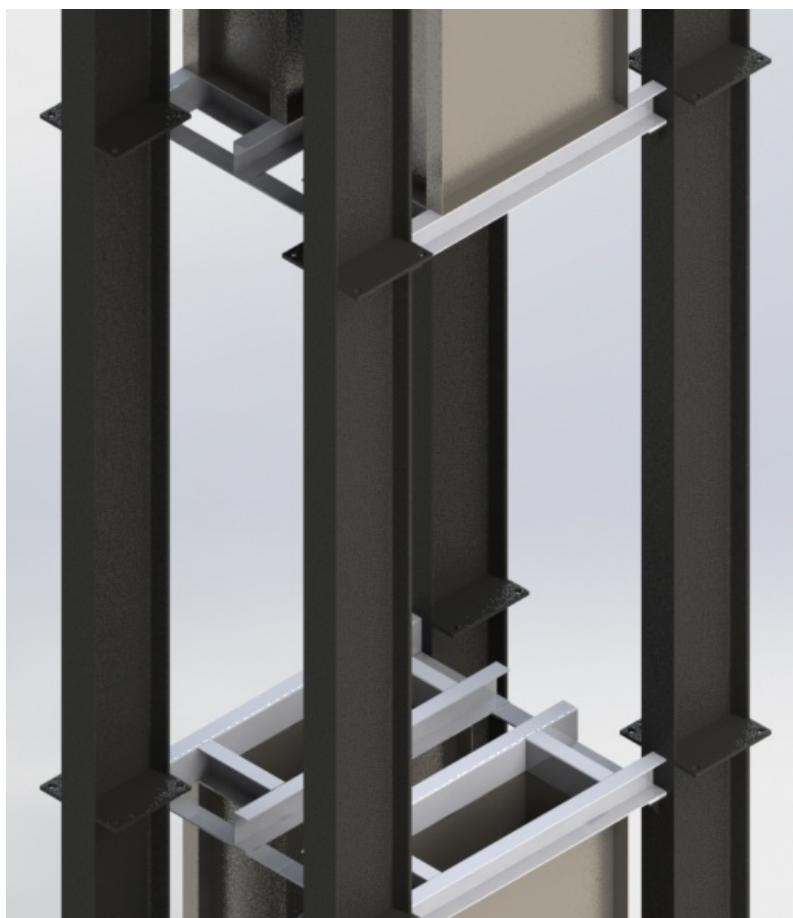
$L_{10} = 5,34 \cdot 10^5 \text{ hod}$ - základní výpočtová trvanlivost (54)

Zvolený ložiskový komplet UCP X11 Asahi se zvoleným mazivem SKF LGMT 3 má trvanlivost více než dostačující. Můžeme tedy říct, že je vyhovující pro naši sestavu.

3 VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkresová dokumentace se skládá z výkresu podsestavy poháněcí stanice a celkové sestavy zařízení. Podsestava poháněcí stanice zahrnuje součásti, které jsou obsahem bakalářské práce a konstrukci hlavy s krytím. Podsestava poháněcí stanice je navržena jako samonosná a je upevněna šrouby k nosné konstrukci korečkového elevátoru.

Celková sestava zařízení obsahuje prvky, které obsahem práce nejsou. Jedná se o návrh opláštění, ložiska napínacího hřídele a konstrukci napínacího mechanismu. Tyto součásti jsou kresleny a zvoleny v teoretické míře. Korečkový elevátor se skládá ze samonosné hlavy a paty elevátoru. Pata elevátoru je volně ložena na betonové podlaze. Pata a hlava elevátoru jsou připevněny k nosné konstrukci, ke které je připevněna i konzole převodového motoru. Mezi konzolí a motorem je navržena vůle pro vyrovnání nesouososti s hnacím bubnem pomocí distančních podložek. Opláštění korečkového elevátoru je zajištěno pomocí 1.9 m dlouhých plechových vnitřních a vnějších krytů, které jsou přišroubovány k U profilům nosné konstrukce, viz. obr 16. Montáž k profilům probíhá pomocí M10x30 šroubů. Vnější a vnitřní krytové části jsou navzájem spojeny šrouby M10x25. Tloušťka opláštění volena 2 mm. Plášť včetně U profilu tvoří bloky, kterých je v sestavě sedm o délce 2 m pro každou větev. Ložiskové komplety s ohledem na napínací mechanismus jsou zvoleny UCF 310 [21]. Napínací mechanismus je navržen ve formě závaží, které působí svisle na osu ložisek a umožňuje posuv v této ose.



Obr. 16 Uchycení krytů na nosné konstrukci

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo na základě zadání navrhnout korečkový elevátor pro dopravu potravinářských zrnin. Podle kritické rešerše bylo zvoleno plnění korečků kombinací hrabání a nasypávání. Vyprazdňování korečků bylo zvoleno odstředivým způsobem při rychlosti 2 ms^{-1} . Korektnost této volby je ověřena výpočtem. Korečkový elevátor je navrhnout pro přepravu pšenice o objemové hmotnosti $800 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Pohon dopravníku se skládá z převodového motoru s motorem o výkonu $7,5 \text{ kW}$ a převodovkou HK60, který je vybaven mechanickou brzdou BE 11. Přechod kroutícího momentu z převodovky na buben je zajištěn pomocí vlnovcové spojky BKH 1500. Skutečné dopravované množství odpovídá více než $71\,000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Zadání je tedy splněno pro zrniny s objemovou hmotností $680 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ a více. Správnost volby průřezů hřídele byla ověřena výpočtem za pomoci metody τ_{max} . Zvolená ložiska byla podle modifikované trvanlivosti určena jako plně vyhovující.

Výkresová dokumentace celkové sestavy zařízení s uzevřenými dráhami korečků a podsestava poháněcí stanice je nakreslena za pomoci programů Solidworks 2016 a Autocad 2018.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN 26 2008: Svislé korečkové elevátory. Základní parametry a rozměry. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [3] BIGOŠ, Peter, Josef KUŮLKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [4] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-750-5.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] VALOUCH, R. Korečkový elevátor pro dopravu obilí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 50 s.
- [7] Elevator Buckets. In: *go4b.com* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: http://go4b.co.uk/sites/default/files/documents/full-line-catalogues/4b_braime_elevator_buckets_catalogue.pdf
- [8] PVC ELEVÁTOROVÝ DOPRAVNÍKOVÝ PÁS. In: *gumex.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/4t-32-v3-v3-pvc-elevatorovy-dopravnikovoy-pas-49855.html#tab=popis-vyroбку>
- [9] Sestava k výrobě hnacího bubnu. In: *gktupesy.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=poptavka-bubny&buben=hnaci&language=cz>
- [10] Motor DRS132M1. In: *sew-eurodrive.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16891619.pdf>
- [11] Katalog převodového motoru. In: *sew-eurodrive.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://alphaelectrics.com/wp-content/uploads/2014/05/485-HK-Series-Catalog.pdf>
- [12] Ložiskový komplet UCP X11. In: *Korbel-loziska.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.korbel-loziska.cz/upload/pdf/loziskove-komplety-ucp3-asahi.pdf>
- [13] UCX11 Budget Brand. In: *Bearing-king.co.uk* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.bearing-king.co.uk/bearing/ucx11-budget-brand/7348>

- [14] Mazivo NLGI 3. In: *Skf.com* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/lubrication-solutions/lubricants/general-purpose-industrial-and-automotive-NLGI-3-grease/index.html>
- [15] BKH 1500. In: *Rw-america.com* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.rw-america.com/products/precision-couplings/metal-bellows-couplings/bkh/>
- [16] Popis korečkového elevátoru. In: *Kesner.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.kesner.cz/cz/produkt/koreckovy-elevator-pasovy-kep/>
- [17] Buckets Elevator - Buckets. In: *Toptecheng.net* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.toptecheng.net/buckets.php>
- [18] Buckets Elevator C-Z. In: *Nerak-systems.com* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.nerak-systems.com/bucket-conveyors/continuous-bucket-conveyors>
- [19] Pendulum bucket elevator. In: *Nerak-wiese.co.uk* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.nerak-wiese.co.uk/product/nerak-pendulum-bucket-elevator/>
- [20] Objemové množství. In: *Cmi.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.cmi.cz/statni%20etalon%20objemove%20hmotnosti%20obilovin>
- [21] Sypný úhel. In: *Svazmlynucr.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: http://www.svazmlynucr.cz/wp-content/uploads/2014/05/MLYNARSKA-TECHNOLOGIE-2_2014.pdf
- [22] Součinitel spojky. In: *Skf.com* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/tcm:12-149323/Provozni%20soucinitel%20pro%20vyber%20Pruzne%20spojky%20s%20vinutou%20linearni%20pruzinou.pdf>
- [23] UCF 310. In: *Korbel-loziska.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.korbel-loziska.cz/upload/pdf/jib-loziskovy-komplet-ucf3.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[mm]	Velikost rozměru A korečku
a	[mm]	Vzdálenost pólu rychlosti
a ₁	[-]	Součinitel spolehlivosti
a _{iso}	[-]	Součinitel modifikované trvanlivosti
B	[mm]	Velikost rozměru B korečku
b	[mm]	vzdálenost průřezu od ložiska
B ₁	[mm]	Šířka tažného pásu
C	[mm]	Velikost rozměru C korečku
c	[m]	Vzdálenost ložiska od působící síly
c ₁	[-]	Součinitel odporu nabírání dopravovaného materiálu
c ₂	[-]	Součinitel odporu ohýbání pásu
C _d	[N]	Dynamická únosnost
C _s	[N]	Statická únosnost
C _u	[N]	Únavové zatížení
D	[mm]	Velikost rozměru D korečku
D ₁	[m]	Průměr hnacího bubnu
D ₂	[m]	Průměr napínacího bubnu
d ₂	[m]	Průměr hřídele napínacího bubnu v místě ložisek
d ₃	[m]	Průměr hřídele hnacího bubnu v místě ložisek
d _a	[m]	Průřez hřídele A-A
d _B	[m]	Průměr hnací hřídele v průřezu B-B
d _c	[m]	Průměr hnací hřídele v průřezu C-C
D _w	[mm]	Roztečný průměr sady kuliček
e	[-]	mezní hodnota poměru F_{RA}/F_{AA}
e _c	[-]	Součinitel znečištění
F	[kN]	Síla na hnacím bubnu
f	[-]	Součinitel tření mezi bubnem a tažným prostředkem
F' _n	[N]	Doplňková napínací síla
F ₁	[N]	Složka F ₁ síly na překonání odporu nabírání materiálu
F ₁₀	[N]	Složka odvodové síly F ₁₀ potřebná na zdvižení korečků
F ₂	[N]	Složka F ₂ síly na překonání odporu zdvižení materiálu při plnění korečků
F ₃	[N]	Složka odporové síly F ₃ potřebná na překonání odporu při ohýbání tažného prostředku na napínacím bubnu

F_4	[N]	Složka odporové síly F_4 potřebná na překonání odporu při ohýbání tažného prostředku na hnacím bubnu
F_5	[N]	Složka F_5 síly potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího hřídele
F_6	[N]	Složka F_6 síly potřebná k překonání odporu tření ložisek hnacího hřídele
F_7	[N]	Složka obvodové síly F_7 potřebná k překonání odporu tření válečků nebo vedení od hmotnosti materiálu u elevátorů skloněných a lomených
F_8	[N]	Složka obvodové síly F_8 potřebná k překonání odporu tření válečků nebo vedení od hmotnosti tažného prostředku a korečků nabíhající a sbíhající větve tažného prostředku u elevátorů skloněných a lomených
F_9	[N]	Složka F_9 síly potřebná k zdvižení tažného prostředku
F_{AA}	[N]	Axiální síla na ložisko
F_c	[N]	Obvodové síly na hnacím bubnu
F_{cs}	[N]	Obvodová síla pro zvolený výkon
F_n	[N]	Zvolená napínací síla napínacího bubnu
F_{ns}	[N]	Napínací síla
F_p	[N]	Působící síla na bok drážky
F_{RA}	[N]	Síla působící na ložisko A
F_{RB}	[N]	Síla působící na ložisko B
F_y	[N]	Suma sil působící na hřídel v ose y
F_z	[N]	Maximální dovolené zatížení pásu
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
H	[m]	Dopravní výška
H_0	[m]	Osová vzdálenost
H_d	[m]	Dopravní výška
H_n	[m]	Výška od násypky
i	[-]	Převodový poměr převodovky
i	[-]	Skutečný převodový poměr převodovky
k	[-]	Součinitel bezpečnosti proti prokluzu
K	[-]	Spojkový koeficient
k_a	[-]	Bezpečnost A-A
k_B	[-]	Bezpečnost B-B
k_C	[-]	Bezpečnost C-C
l_1	[m]	Vzdálenost osy napínacího bubnu od země

L_{10}	[hod]	Základní výpočtová trvanlivost
L_{10h}	[hod]	Základní trvanlivost
l_2	[m]	Osy hnacího bubnu od kraje vysýpací šachty
L_{nm}	[hod]	Modifikovaná trvanlivost
M_2	[Nm]	Kroutící moment výstupního hřídele převodovky
m_b	[kg]	Hmotnost hřídele a bubnu
m_k	[kg]	Hmotnost korečku
M_k	[N·m]	Kroutící moment
M_{oB}	[Nm]	Ohybový moment v průřezu B-B
M_{oc}	[Nm]	Ohybový moment C-C
m_p	[kg]	Hmotnost tažného prostředku na m^2
M_t	[Nm]	Maximální kroutící moment spojky
M_v	[Nm]	Vypočtový moment spojky
n	[ot/min]	Otáčky motoru
n_2	[ot/min]	Otáčky výstupního hřídele převodovky
P	[kW]	Předběžný výkon motoru
p	[-]	Počet tažných prostředků
p_D	[MPa]	Maximální dovolený tlak na bok drážky
P_e	[N]	Dynamické radiální ekvivalentní zatížení
P_j	[kW]	Výkonová řada zvoleného motoru
P_m	[kW]	Výkon hnacího motoru
p_o	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro náboj
P_z	[kW]	předběžně zvolená řada výkonu motoru
Q	[kg·h ⁻¹]	Dopravní hmotností výkon
q_1	[N·m ⁻¹]	Délkové zatížení tažného prostředku
q_2	[N·m ⁻¹]	Délkové zatížení od hmotnosti pásu
q_3	[N·m ⁻¹]	Délkové zatížení od hmotnosti korečku
Q_s	[kg·h ⁻¹]	Skutečné dopravní množství
R	[mm]	Vzdálenost těžiště korečku od osy bubnu
R_1	[mm]	Vzdálenost odlehlé hrany korečku od osy bubnu
R_2	[mm]	Vzdálenost přilehlé hrany korečku od osy bubnu
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_{eA}	[MPa]	Mez kluzu pro zatížení průřezu A-A
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
t	[mm]	Tloušťka tažného prostředku
T_1	[N]	Tah v nabíhající větvi
T_2	[N]	Tah ve sbíhající větvi

t_k	[m]	Rozestup korečků
T_{s1}	[N]	Tah nabíhající větve tažného prostředku
T_{s2}	[N]	Tah zbíhající větve tažného prostředku
v	[m·s ⁻¹]	Zvolená rychlost korečků
V_k	[dm ³]	Objem korečku
v_s	[m·s ⁻¹]	Skutečná rychlost korečku
X	[-]	Součinitel geometrie ložiska X
x	[mm]	Vzdálenost síly na hřídeli
Y	[-]	Součinitel geometrie ložiska Y
y	[mm]	Vzdálenost síly na hřídeli
z	[mm]	Vzdálenost síly na hřídeli
α	[rad]	Úhel opásání
α_{B1}	[-]	Součinitel tvaru vrubu
α_{B2}	[-]	Součinitel tvaru vrubu
α_{kA}	[-]	Tvarový součinitel drážky pro pero
ϑ	[mm ² ·s ⁻¹]	Kinematická viskozita
ϑ_1	[mm ² ·s ⁻¹]	Vztažná kinematická viskozita
κ	[-]	Viskozitní poměr
ρ	[°]	Sypný úhel
μ	[-]	Účinnost sestavy pohonu
μ_1	[-]	Součinitel odporu
μ_3	[-]	Součinitel odporu tření ložisek
μ_l	[-]	Účinnost ložisek
μ_m	[-]	Střední hodnota účinnosti motoru
σ_{oB}	[MPa]	Ohybové napětí B-B
σ_{oC}	[MPa]	Ohybové napětí C-C
σ_{redB}	[MPa]	Redukované napětí B-B
σ_{redC}	[MPa]	Redukované napětí C-C
τ_A	[MPa]	Maximální napětí v krutu A-A
τ_d	[N·m ⁻¹]	Maximální dovolené smykové napětí pásu
τ_{kA}	[MPa]	Napětí v krutu A-A
τ_{kB}	[MPa]	Napětí v krutu B-B
τ_{kC}	[MPa]	Napětí v krutu C-C
Υ	[kg·m ⁻³]	Objemová hmotnost pšenice
φ	[-]	Součinitel plnění
ω_1	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost vstupní hřídele
ω_2	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost výstupní hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace:

Výkres sestavy	KOREČKOVÝ ELEV.	0-BP-171212-00
Výkres sestavy	SESTAVA POHONU	1-BP-171212-01

Další přílohy:

CD s výkresy ve formátu PDF

Dne 21. 05. 2018 zpracoval David Šustek.