



# 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

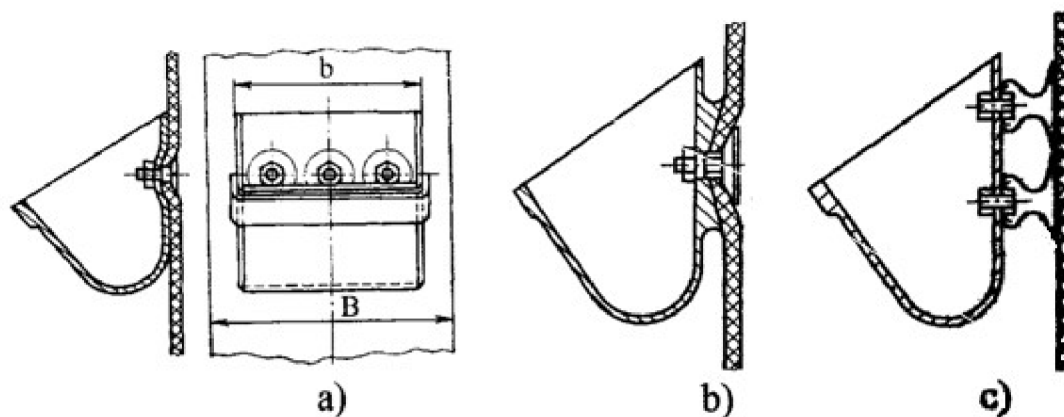
## ÚVOD

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 řešerše stanovit základní parametry korečkového elevátoru. Na základě řešerše navrhnout základní komponenty dopravníku. Korektnost zvolených nebo navržených komponent podložíme funkčními a pevnostními výpočty. Výslednou smontovatelnost ověříme výkresem podsestavy pohonu a celkové sestavy elevátoru.

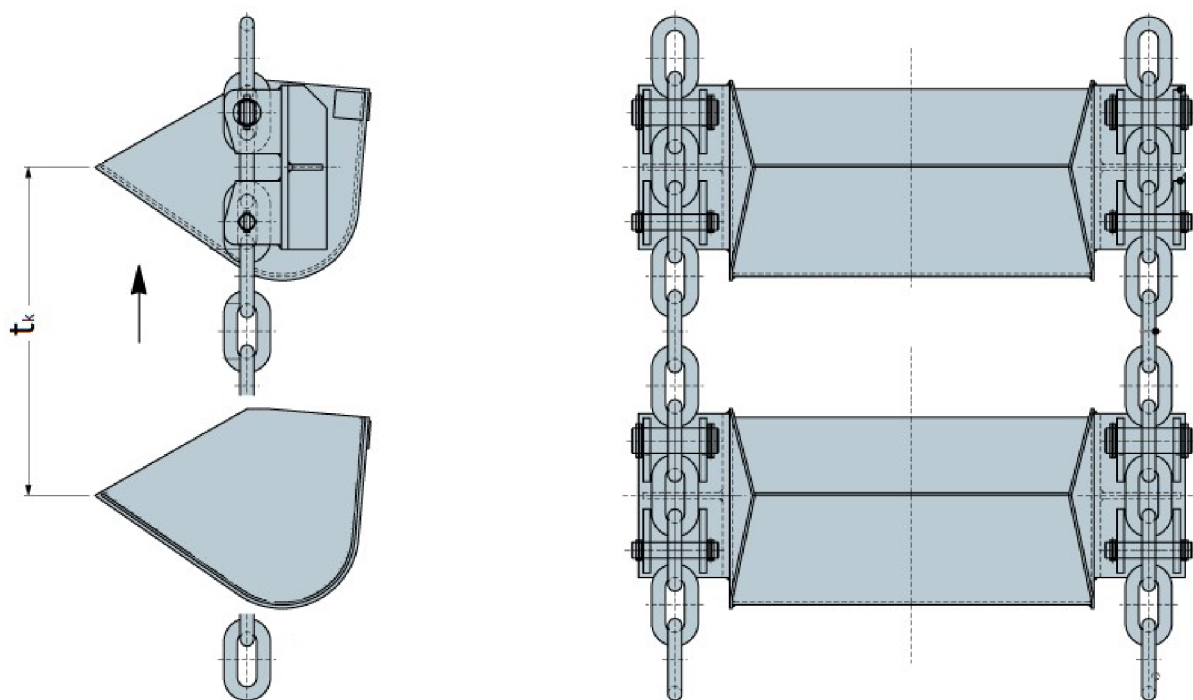




*a-koreček s prolisovanou zadní stěnou upevněný šrouby se zvětšenou kuželovou hlavou, b-koreček s upravenou zadní stěnou upevněný šrouby, c-koreček upevněný pomocí pryžových úchytok*

*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 jeden, vedený 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]*



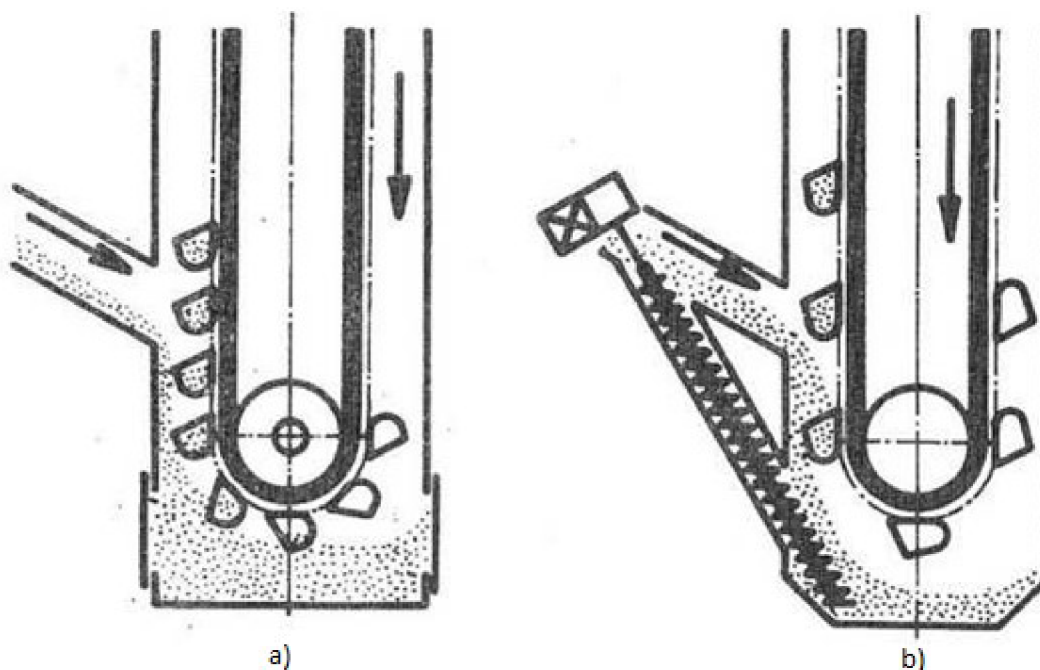
### 1.1.2 KOREČKY

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]*

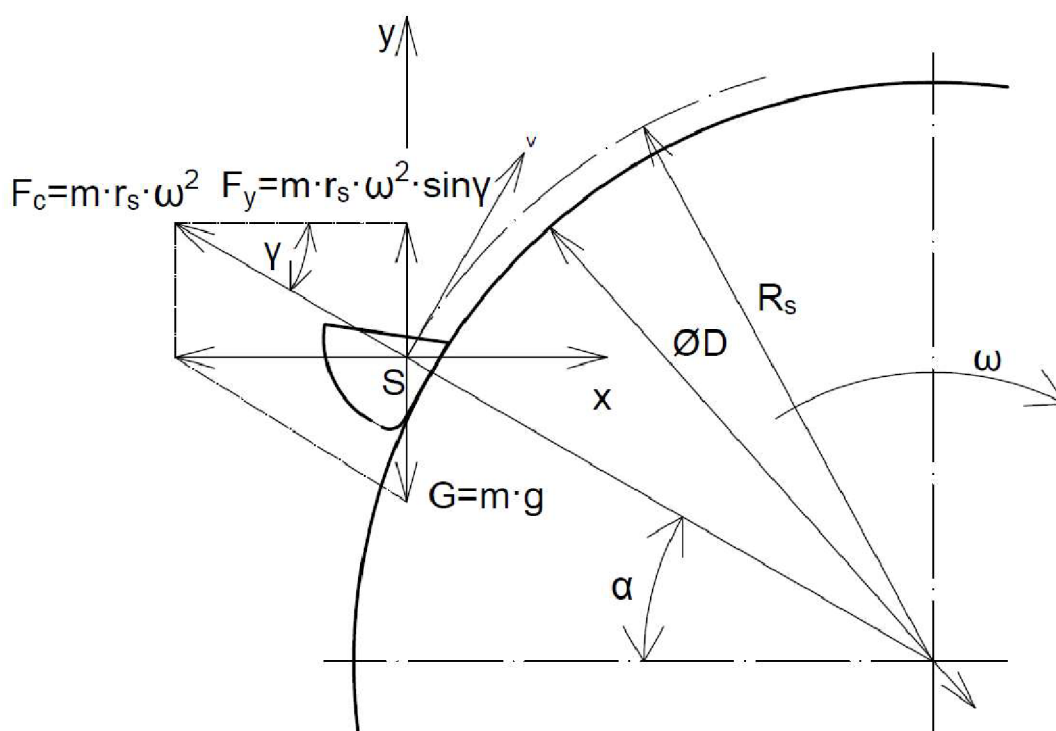
Naspávání spolu s optimálním podávacím zařízením zajišťuje rovnoměrné dodávky. Tento způsob je jednodušší než plnění hrabáním. Při plnění korečku naspáváním se musí počítat s určitým odporem  $F_s$ , který má směr proti pohybu elevátoru. Plnění korečku hrabáním nelze použít u všech materiálů z důvodu nadměrného opotřebení. U materiálu kusového charakteru tento způsob omezuje rychlost elevátoru do  $1 \text{ ms}^{-1}$ . 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 sypaný úhel  $\phi$ . Vyprazdňování korečků začíná při dosáhnutí úhlu  $\alpha$  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

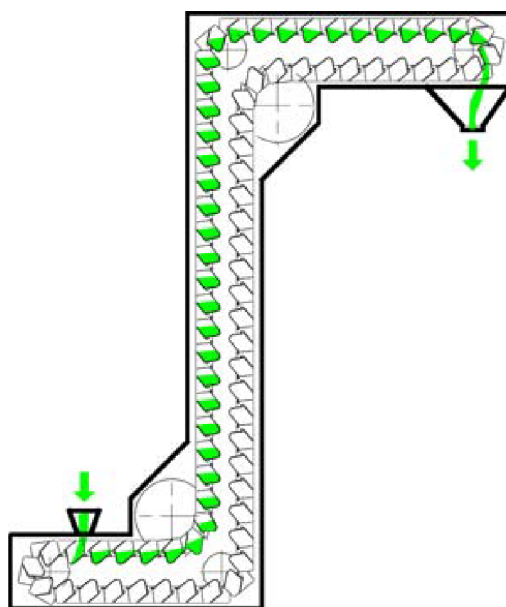
Pro rozpořhování elevátoru se používají elektromotory uložené v hlavě elevátoru. Do 12 kW se používají motorové převodovky. U větších výkonů se používají převodovky s dutým hřídelem. K zajištění funkčnosti dopravníku je součástí konstrukce i napínací ústrojí. Napínací ústrojí se nachází ve spodní části 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 elevátoru 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 výsyvky dojde za pomoci mechanismu k natočení a vyprázdnění korečku.

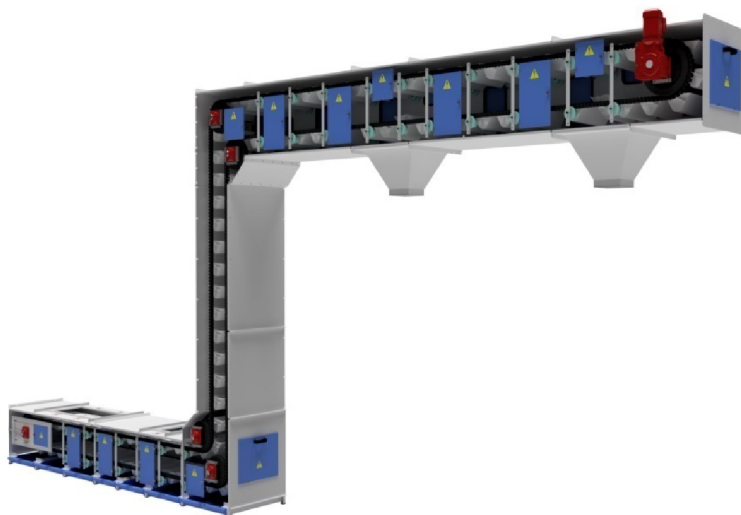


Obr. 6 Z konstrukce korečkového elevátoru [18]

### 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  $H_n = 1,5 \text{ m}$

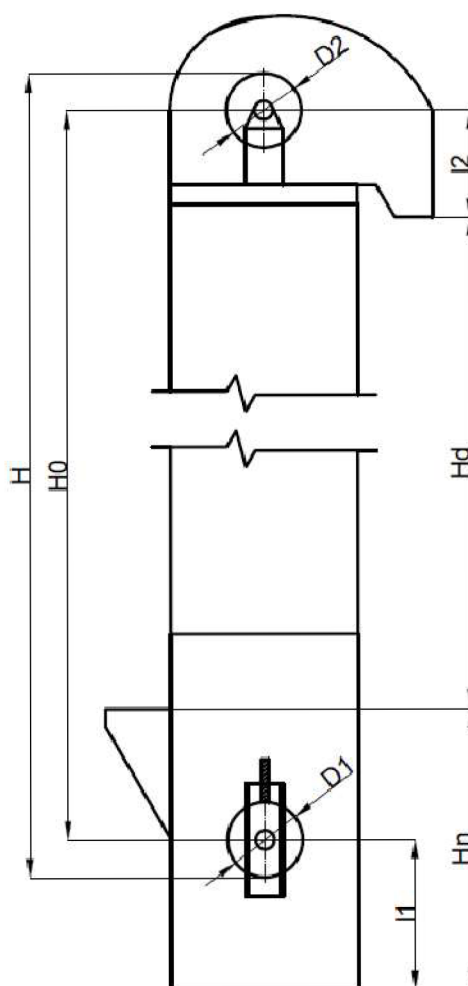
Vzdálenost osy hnacího bubnu od kraje vysýpací šachty  $l_2 = 0,3 \text{ m}$

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

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

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

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

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

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

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

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

**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

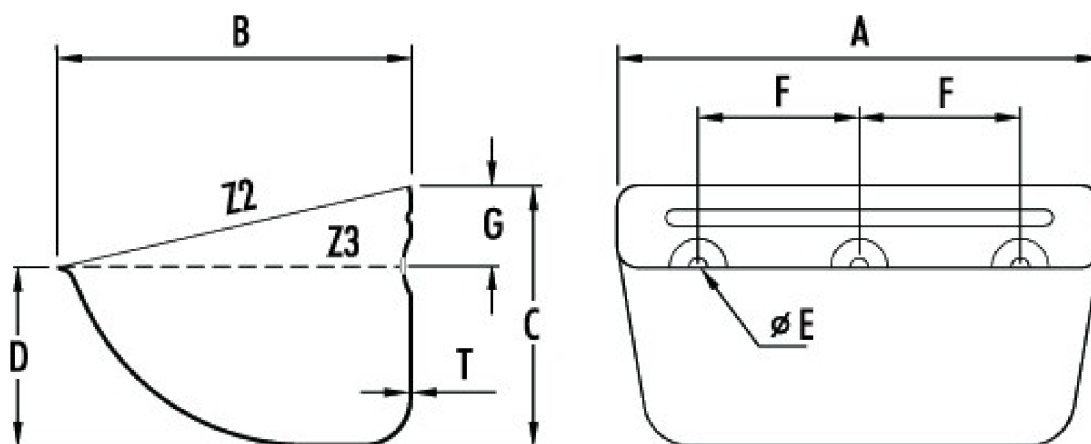
$B = 165 \text{ mm}$  - velikost rozměru B korečku

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

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

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

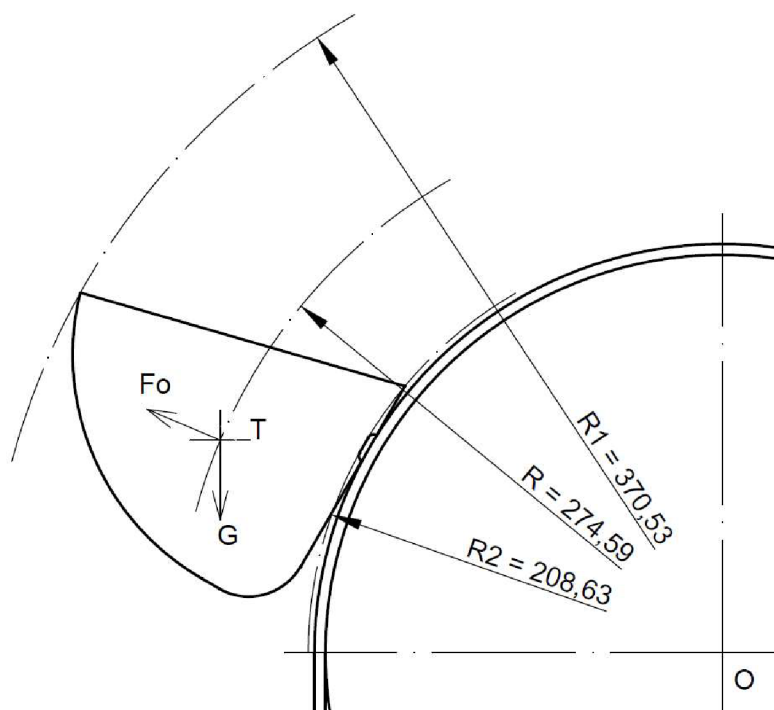




Obr. 9 Základní rozměry korečku [7]

### 2.1.5 KONTROLA ODSŤŘEDIVÉHO 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, 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  $\text{m}^2$   
 $\tau_d = 32 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$  - 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

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

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

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

$$c_1 = 4,3 \quad \text{- součinitel odporu nabírání dopravovaného materiálu. [2, str. 190, tab. 8.16]}$$

$$q_1 = 81,8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad \text{- délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu (14)}$$

### Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3\,600 \cdot v} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (14)$$

$$q_1 = \frac{60\,000 \cdot 9,81}{3\,600 \cdot 2}$$

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

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

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

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

### Složka $F_2$ síly na překonání odporu zdvižení materiálu při plnění korečků

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

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

$$F_2 = 1\,341,5 \text{ N}$$

$$q_1 = 81,8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad \text{- délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu (14)}$$

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

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

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

$$F_3 = 0,01 \cdot \left( \frac{107,4}{2} + 12\,800 \right)$$

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

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

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

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

### 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**

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

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

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

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

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

**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

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

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

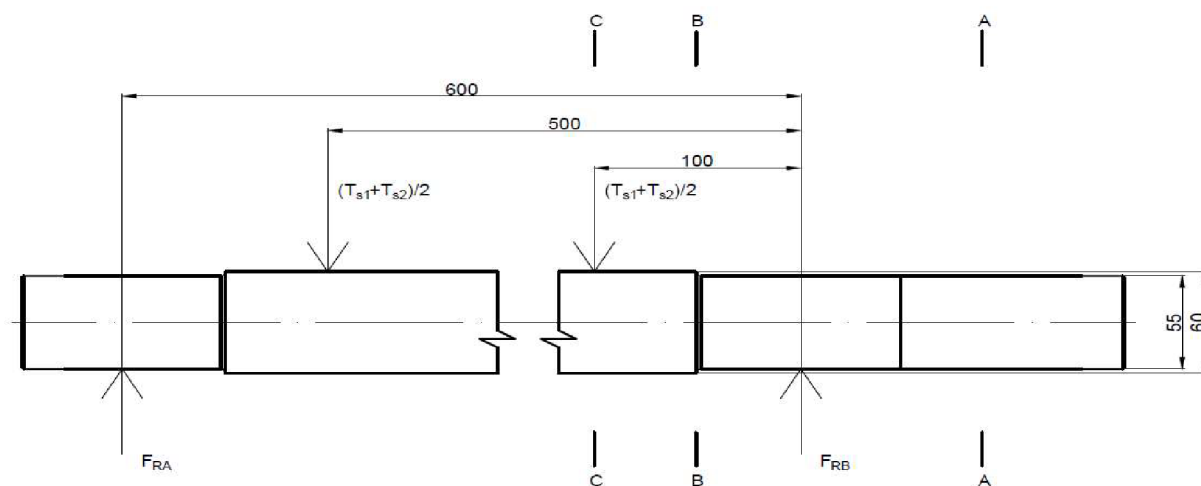
$$T_{s2} = 2281 \text{ N}$$

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

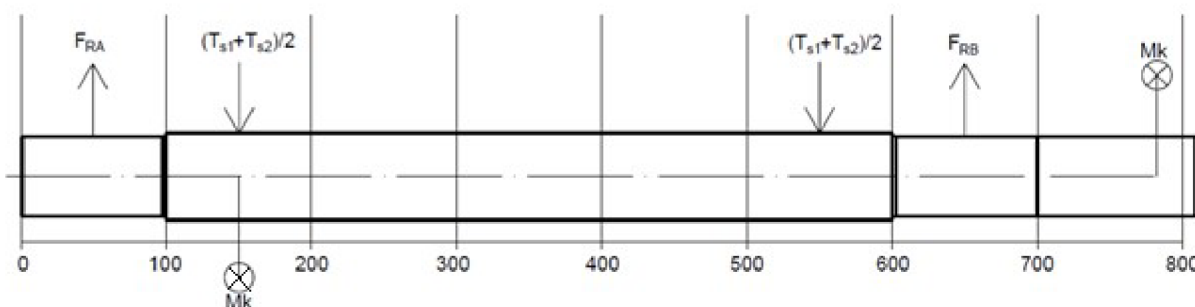
$$(F_9 - F_{10}) \text{ N} \quad - \text{ odpory proti pohybu (22,23)}$$

### 2.1.12 VVÚ A VÝPOČET BEZPEČNOSTI PRŮŘEZŮ HNACÍHO HŘÍDELE

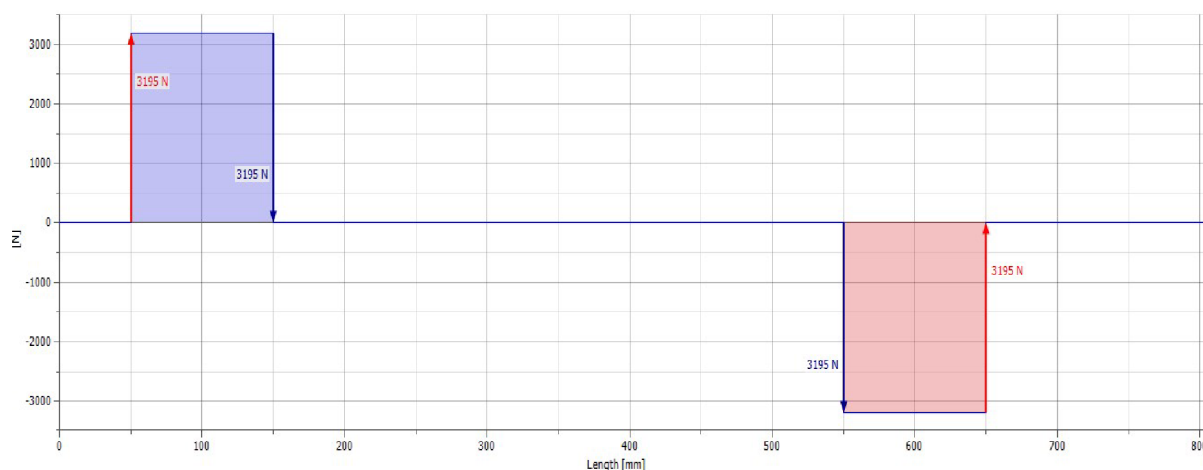
Hnací i napínací buben, včetně hřídelí, bude zakoupen od společnosti GTK Tupesy. Výpočet hřídele slouží jako podklad pro zadání základních rozměrů do objednávkového listu.



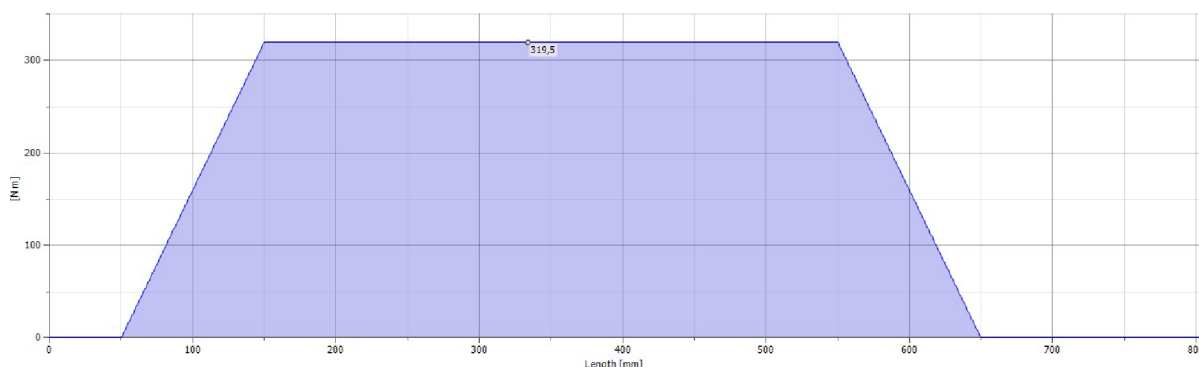
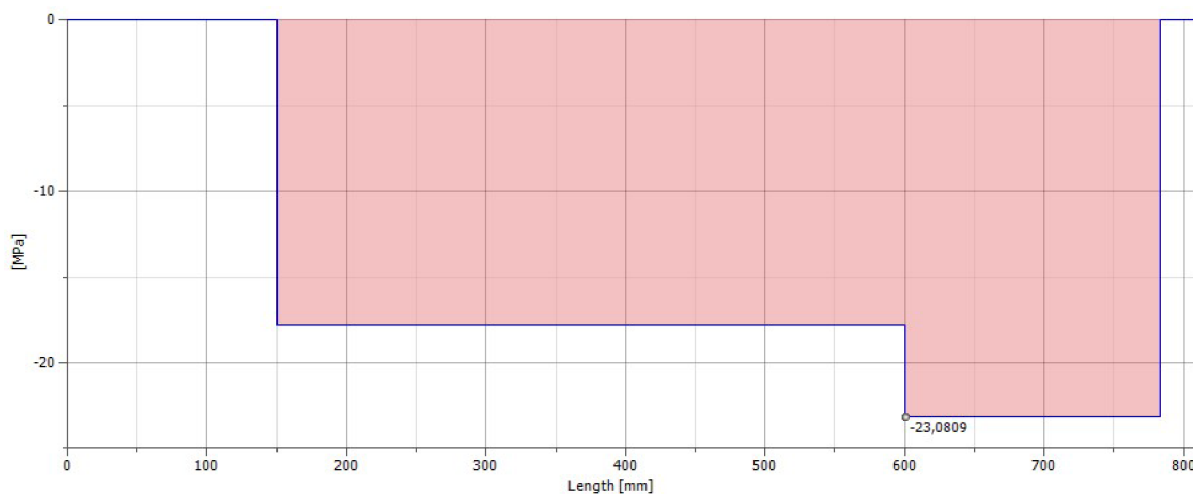
Obr. 11 Návrh hřídele hnacího bubnu a znázornění nebezpečných průřezů



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  $\tau$** 

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

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

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

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

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

**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

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

- kroutící moment (37)

### Redukované napětí C-C max $\tau$

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

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

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

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

- 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)

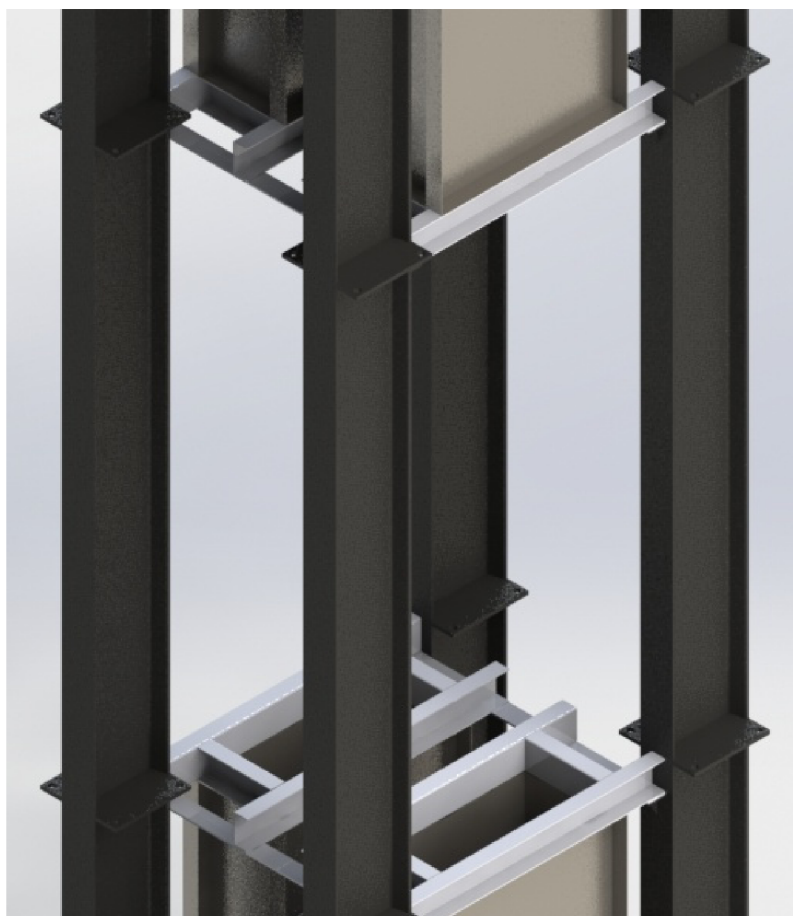
$L_{10} = 5,34 \cdot 10^5 \text{ hod}$  - základní výpočtová trvanlivost (54)

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 podstavy poháněcí stanice a celkové sestavy zařízení. Podstava poháněcí stanice zahrnuje součásti, které jsou obsahem bakalářské práce a konstrukci hlavy s krytím. Podstava 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  $2 \text{ ms}^{-1}$ . 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  $\tau_{\text{max}}$ . 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 KUÁLKA, 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: VUTIUM, 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](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-dopravnikovy-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](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 <sub>1</sub>	[-]	Součinitel spolehlivosti
a <sub>iso</sub>	[-]	Součinitel modifikované trvanlivosti
B	[mm]	Velikost rozměru B korečku
b	[mm]	vzdálenost průřezu od ložiska
B <sub>1</sub>	[mm]	Šířka tažného pásu
C	[mm]	Velikost rozměru C korečku
c	[m]	Vzdálenost ložiska od působící síly
c <sub>1</sub>	[-]	Součinitel odporu nabírání dopravovaného materiálu
c <sub>2</sub>	[-]	Součinitel odporu ohýbání pásu
C <sub>d</sub>	[N]	Dynamická únosnost
C <sub>s</sub>	[N]	Statická únosnost
C <sub>u</sub>	[N]	Únavové zatížení
D	[mm]	Velikost rozměru D korečku
D <sub>1</sub>	[m]	Průměr hnacího bubnu
D <sub>2</sub>	[m]	Průměr napínacího bubnu
d <sub>2</sub>	[m]	Průměr hřídele napínacího bubnu v místě ložisek
d <sub>3</sub>	[m]	Průměr hřídele hnacího bubnu v místě ložisek
d <sub>a</sub>	[m]	Průřez hřídele A-A
d <sub>B</sub>	[m]	Průměr hnací hřídele v průřezu B-B
d <sub>c</sub>	[m]	Průměr hnací hřídele v průřezu C-C
D <sub>w</sub>	[mm]	Roztečný průměr sady kuliček
e	[-]	mezní hodnota poměru $F_{RA}/F_{AA}$
e <sub>c</sub>	[-]	Součinitel znečištění
F	[kN]	Síla na hnacím bubnu
f	[-]	Součinitel tření mezi bubnem a tažným prostředkem
F' <sub>n</sub>	[N]	Doplňková napínací síla
F <sub>1</sub>	[N]	Složka F <sub>1</sub> síly na překonání odporu nabírání materiálu
F <sub>10</sub>	[N]	Složka odvodové síly F <sub>10</sub> potřebná na zdvižení korečků
F <sub>2</sub>	[N]	Složka F <sub>2</sub> síly na překonání odporu zdvižení materiálu při plnění korečků
F <sub>3</sub>	[N]	Složka odporové síly F <sub>3</sub> 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 <sup>-2</sup> ]	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 <sup>-1</sup> ]	Dopravní hmotností výkon
$q_1$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Délkové zatížení tažného prostředku
$q_2$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Délkové zatížení od hmotnosti pásu
$q_3$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Délkové zatížení od hmotnosti korečku
$Q_s$	[kg·h <sup>-1</sup> ]	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 <sup>-1</sup> ]	Zvolená rychlost korečků
$V_k$	[dm <sup>3</sup> ]	Objem korečku
$v_s$	[m·s <sup>-1</sup> ]	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
$\alpha$	[rad]	Úhel opásání
$\alpha_{B1}$	[-]	Součinitel tvaru vrubu
$\alpha_{B2}$	[-]	Součinitel tvaru vrubu
$\alpha_{kA}$	[-]	Tvarový součinitel drážky pro pero
$\vartheta$	[mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Kinematická viskozita
$\vartheta_1$	[mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Vztažná kinematická viskozita
$\kappa$	[-]	Viskozitní poměr
$\rho$	[°]	Sypný úhel
$\mu$	[-]	Účinnost sestavy pohonu
$\mu_1$	[-]	Součinitel odporu
$\mu_3$	[-]	Součinitel odporu tření ložisek
$\mu_l$	[-]	Účinnost ložisek
$\mu_m$	[-]	Střední hodnota účinnosti motoru
$\sigma_{oB}$	[MPa]	Ohybové napětí B-B
$\sigma_{oC}$	[MPa]	Ohybové napětí C-C
$\sigma_{redB}$	[MPa]	Redukované napětí B-B
$\sigma_{redC}$	[MPa]	Redukované napětí C-C
$\tau_A$	[MPa]	Maximální napětí v krutu A-A
$\tau_d$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Maximální dovolené smykové napětí pásu
$\tau_{kA}$	[MPa]	Napětí v krutu A-A
$\tau_{kB}$	[MPa]	Napětí v krutu B-B
$\tau_{kC}$	[MPa]	Napětí v krutu C-C
$\Upsilon$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Objemová hmotnost pšenice
$\varphi$	[-]	Součinitel plnění
$\omega_1$	[s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost vstupní hřídele
$\omega_2$	[s <sup>-1</sup> ]	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.