

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SVISLÝ KOREČKOVÝ DOPRAVNÍK

VERTICAL BUCKET CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR HOLCNER

VEDOUCÍ PRÁCE

Ing. MARTIN JONÁK

BRNO 2012

Abstrakt

V této bakalářské práci jde o návrh svislého korečkového dopravníku (elevátoru) pro svislou dopravu obilí se zaměřením na celkový návrh elevátoru podloženého funkčním a kapacitním výpočtem se slabou vazbou na okolí zařízení a stavby. Podrobněji je pak práce zaměřena na návrh pohonu uloženého v hlavě elevátoru s rozpracováním dalších konstrukčních detailů, jako je celkové uložení pohonu, hnacího hřídele a bubnu v dané hlavě elevátoru a způsob vyprazdňování korečků.

Klíčová slova

svislý korečkový elevátor, svislý korečkový dopravník, svislá doprava obilí

Abstract

This thesis describes design of vertical bucket conveyor (elevator) for vertical transport of grain. The global design elevator is based on functional and capacitance calculation with links to the surrounding area and buildings. Detail of work is focused in design of placement power in elevator head with development of the other designed parts. It is means total placement of drive, the drive shaft and the cylinder in elevator head and method of emptying bucket.

Keywords

vertical bucket elevator, vertical bucket conveyor, vertical grain transport

Bibliografická citace

HOLCNER, P. *Svislý korečkový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 45 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Jonák

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Martina Jonáka a s použitím uvedené literatury.

Podpis:

Poděkování

Děkuji Ing. Martinu Jonákovi a Doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, Csc. za potřebné rady a vedení při zpracování této práce a všem, kteří mne v průběhu studia podporovali.

Obsah

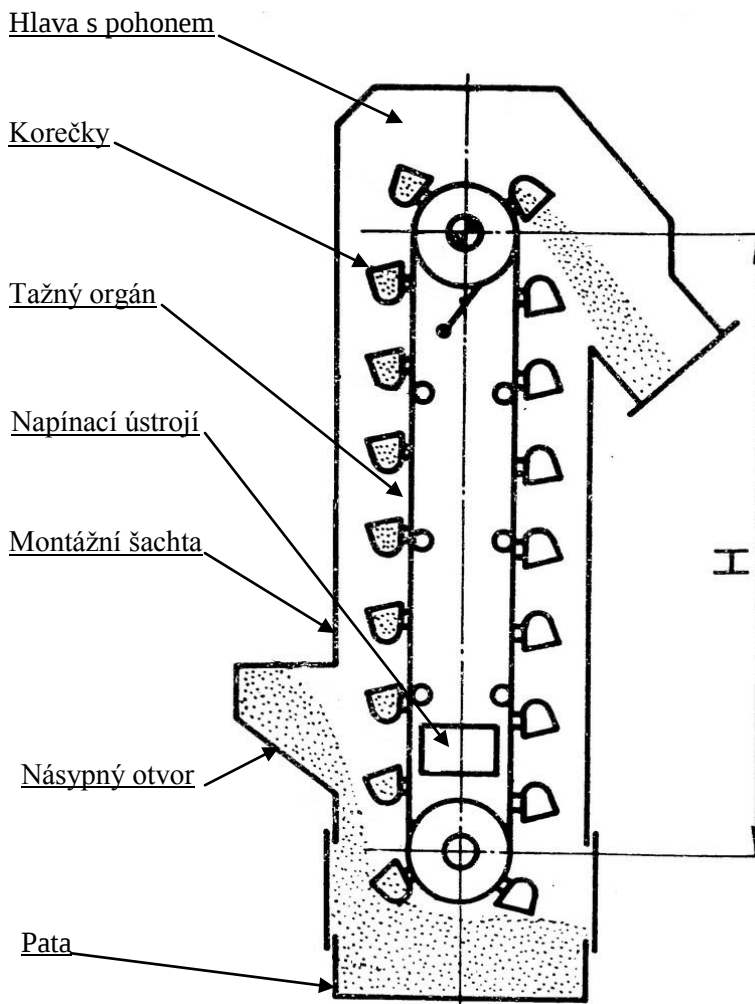
1. Úvod.....	11
2. Korečkové elevátory.....	11
2.1 Korečky elevátoru.....	12
2.2 Tažný orgán elevátoru.....	15
2.3 Nosná konstrukce elevátoru.....	15
2.4 Pohon elevátoru.....	16
2.5 Napínání elevátoru.....	16
3. Funkční výpočet.....	17
3.1 Předběžný výpočet.....	17
3.1.1 Základní parametry.....	17
3.1.2 Schéma elevátoru.....	17
3.1.3 Výkon motoru.....	18
3.1.4 Obvodová síla na hnacím bubnu.....	19
3.1.5 Volba korečku.....	19
3.1.6 Vyprazdňování korečku.....	20
3.1.7 Zatížení a volba dopravního pásu.....	20
3.2 Zpřesněný výpočet.....	22
3.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu.....	22
3.2.2 Stanovení obvodové síly a výkonu hnacího elektromotoru.....	24
3.2.3 Stanovení skutečné napínací síly.....	26
3.2.4 Stanovení tahů na nabíhající a sbíhající straně hnacího bubnu.....	26
3.2.5 Kontrolní výpočet hnacího hřídele.....	27
3.2.6 Kontrola pera na otlačení.....	34
3.2.7 Kontrola ložisek pohonu.....	35
4. Závěr.....	39
5. Seznam použitých zdrojů.....	40
6. Seznam použitých zkratk a symbolů.....	41
7. Seznam příloh.....	45

1. Úvod

Korečkové svislé dopravníky (elevátory) mají i v dnešní době velmi rozsáhlé využití v různých výrobních odvětvích. Nejčastěji v zemědělství, potravinářství, stavebnictví, důlnictví a chemickém průmyslu. Jsou dnes konstruovány pro šetrnou přepravu sypkých materiálů bez jejich degradace a to i s několika vstupy pro přepravovaný materiál. Konstrukce elevátorů, tedy rozměry a tvary šachet, jsou dnes velice flexibilní, což umožňuje použití v zástavbě již použité technologie nebo stávajícím prostoru. Výrobci elevátorů jsou schopní podle požadavků objednavatele dodat zařízení s nejrůznějšími doplňky v podobě vysokotlakého čištění korečků vodou nebo vzduchem, řídicího systému, systému přesného vážení a dávkovačů. Jedná se o stále používané a zajímavé zařízení proto jsem si korečkový elevátor vybral jako téma své bakalářské práce, ve které se zabývám návrhem korečkového elevátoru pro svislou přepravu obilí. Návrh jako takový vychází ze zadání práce, kterou mi zadal Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Cílem je navrhnout funkční elevátor s detailnějším zaměřením na hnací část vycházející z požadovaného přepravovaného materiálu, přepravované kapacity a způsobu vykládání materiálu s využitím optimálního použití konstrukčních materiálů a prvků pro pohon.

2. Korečkové elevátory

Korečkové elevátory (*Obr.1*) jsou mechanické dopravníky ve svislém nebo šikmém směru (úhel stoupání do 60°) určené k přepravě sypkých jemnozrnných materiálů se syným úhlem 15° až 60° , (např. cementu, písku, obilí, popela, mouky atd.). Dopravní výška je omezena pevností tažného orgánu. Používají se pro malá a střední dopravní množství (do $160 \text{ m}^3/\text{hod}^{-1}$) a dopravní výšky do 40 m. Při použití pásu jako tažného orgánu lze dosáhnout vysokých rychlostí a tím i dopravního výkonu až $1000 \text{ m}^3/\text{hod}^{-1}$ a dopravních výšek až 200 m. Z pravidla bývá elevátor uzavřený v prachotěsné šachtě, kdy v hlavě elevátoru je umístěný pohon a v patě napínací mechanismus [1].



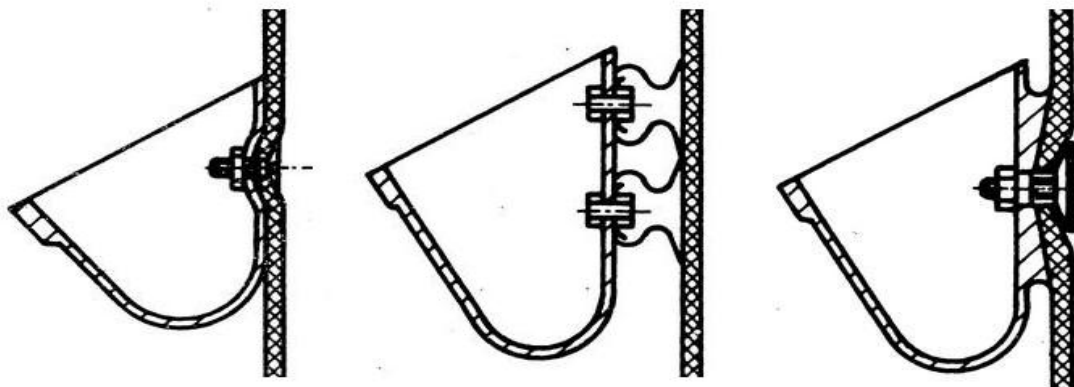
Obr. 1 Schéma elevátoru [1]

2.1 Korečky elevátoru

Korečky jsou nedílnou součástí elevátoru a jejich funkcí je přeprava materiálu. Jsou pevně připevněny k tažnému orgánu, tím mohou být řetězy nebo dopravní gumové pásy. Vyrábějí se z plechu svařováním nebo lisováním s případnou povrchovou úpravou (pozinkování, fosfátování, povlakem z pryže apod.) nebo plastové či lité [1]. Volba materiálu vždy závisí na fyzikálních vlastnostech dopravovaných materiálů. Na dopravovaném materiálu závisí i tvar korečků, který se pro běžné účely užívá podle ČSN 26 2008 v šesti základních profilech A až F a volí se podle objemu, způsobu plnění a vyprazdňování [1].

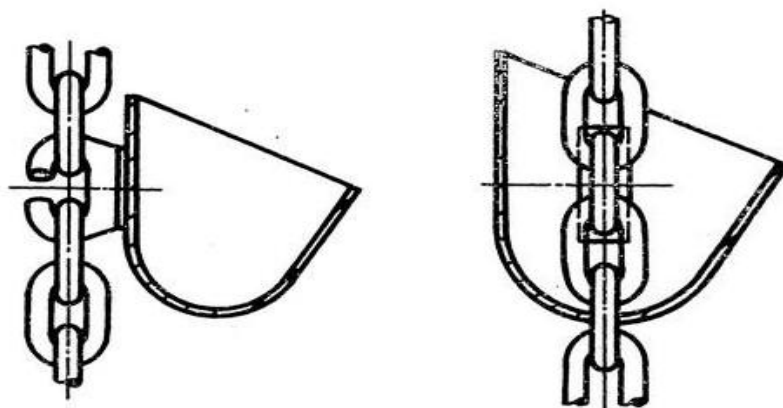
Upevnění korečků:

Upevnění korečků na pás lze provést (Obr.2) buď speciálními talířovými šrouby nebo speciálními segmenty. Když se korečky šroubují přímo na pás, je nutné je v místě připojení zaoblit, aby vnitřní strana pásu byla rovná a byl tím zaručený plynulý přechod přes kladky [1].



Obr.2 [1]

U řetězů jsou korečky připojeny odnímatelně a to na jednu nebo dvě větve řetězu. Při napojení na dvě větve se užívá šroubových spojů a to čelně nebo bočně (Obr.3) – zlepšuje stabilitu u článkových řetězů [1].

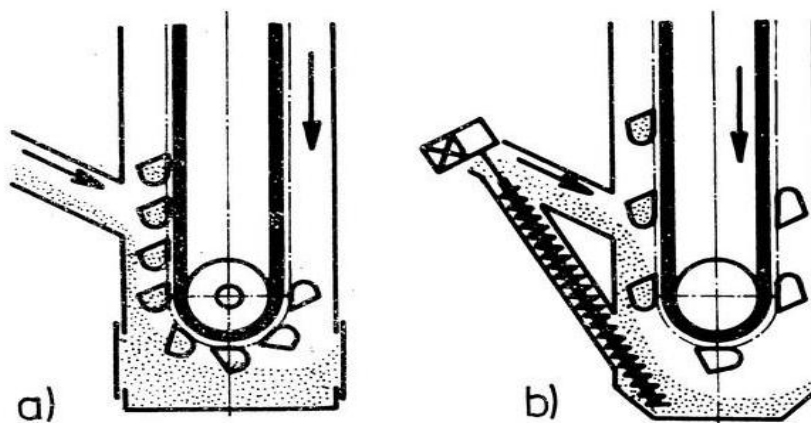


Obr.3 [1]

Plnění korečků:

Způsob plnění může být hrabací, nasýpací nebo smíšený.

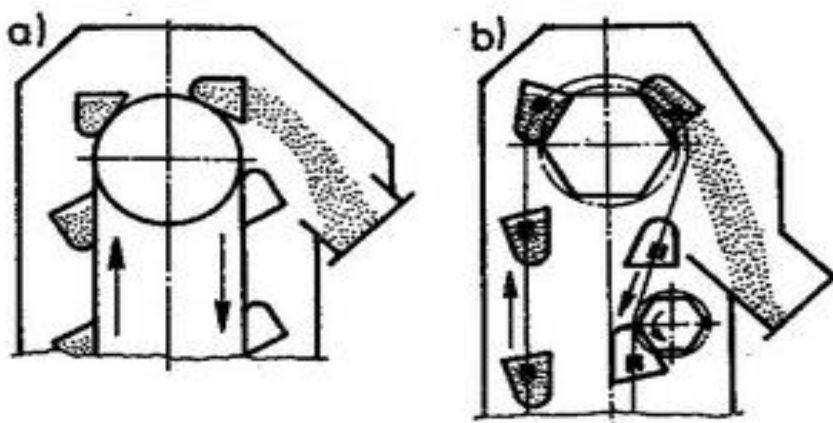
- Hrabací způsob (Obr.4a) – materiál je přiváděn na dno dopravní šachty. Průchodem korečků touto vrstvou dojde k jejich zaplnění. Způsob je vhodný pro materiály sypké s jemnou zrnitostí (do 10 mm), kdy tyto materiály neovlivňují maximální rychlost elevátoru. Může docházet k bočnímu zanášení paty elevátoru [1].
- Nasýpací způsob (Obr.4b) – materiál je do korečku sypán. Tento způsob vyžaduje širší rozteč korečků. Vhodné pro materiály hrubě kusovité a silně abrazivní. Jako tažného orgánu se zde využívá většinou řetězu [1].



Obr.4 [1]

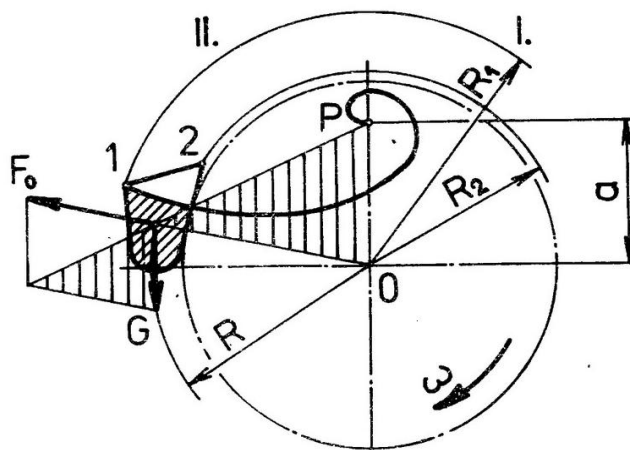
Vyprazdňování korečků:

Způsoby vyprazdňování máme odstředivé (Obr.5a) a gravitační (Obr.5b).



Obr.5 [1]

Kritériem tohoto rozdělení je poloha pólu $\underline{P}$ (Obr.6), který je průsečíkem nositelky výslednice vnějších sil působících na obsah korečku (tíhové síly $\underline{G}$ a síly odstředivé $\underline{F}_o$) s vertikální osou. Jestliže pól leží uvnitř kružnice $\underline{R}_2$ je materiál vysypáván přes hranu $\underline{1}$ korečku již ve II. kvadrantu – v tomto případě hovoříme o odstředivém vyprazdňování. Pokud je však vzdálenost $\underline{a}$ pólu $\underline{P}$ od středu $\underline{O}$ větší jak R_1 , pak materiál vypadává přes vnitřní hranu $\underline{2}$ korečku až v I. kvadrantu, nyní se jedná o gravitační vyprazdňování [1].



Obr.6 [1]

2.2 Tažný orgán elevátoru

Tažným orgánem mohou být dopravní pásy nebo řetězy.

Pásy korečkových elevátorů – vhodné pro velké dopravní množství a výšky při rychlostech $v = 1$ až $3,5 \text{ m.s}^{-1}$. Šířka pásu se volí v závislosti na šířce korečku. Používají se pásy z PVC s textilní vložkou, s vložkou z ocelových lan nebo umělých vláken [1].

Řetězy korečkových elevátorů – použití pouze pro malé rychlosti $v = 0,3$ až $1,2 \text{ m.s}^{-1}$ a z toho plynoucí malé výkony a dopravní výšky. Vhodné pro přepravu materiálu o vysoké teplotě. Používají se svařované článkové řetězy nekalibrované nebo pouzdrové řetězy [1].

2.3 Nosná konstrukce elevátoru

Konstrukce korečkového elevátoru může být otevřená nebo uzavřená (šachtovitá). Vzhledem k přepravním vzdálenostem může být konstrukce samonosná (kotvena na patě) nebo zavěšená. Šachty můžou být samostatné nebo společné pro obě větve [6].

V případě přepravovaného materiálu podle zadání se bude jednat o uzavřenou konstrukci, kdy šachta bude samostatná.

2.4 Pohon elevátoru

Pohon elevátoru je umístěn v hlavě elevátoru. Převodové motory se používají pro menší výkony. Pro větší výkony se mezi motor a hnací hřídel bubnu vkládají samostatné převodovky s dutým hřídelem, kterým se na hnací hřídel nasouvají. Způsobů kotvení pohonu v hlavě elevátorů je několik, například uchycení motoru s převodovkou k hlavě elevátoru pomocí konzoly. Převodovka s hnacím hřídelem je pak spojena axiální čepovou spojkou, která tlumí momentové rázy. Na výstupu hnacího hřídele je pak umístěna volnoběžná spojka, která při vypnutí pohonu brání zpětnému chodu elevátoru vlivem hmotnosti materiálu obsaženého v korečcích v nabíhající větvi tažného orgánu [6].

2.5 Napínání elevátoru

Napnutí tažného orgánu, potřebné pro přenos sil na hnacím bubnu, vyvozuje tíha součástí vratné stanice zavěšená na tažném orgánu. Pokud tento účinek není dostatečný, je potřeba použít přidavných napínacích sil a to pomocí napínacích šroubů nebo závaží [6].

3. Funkční výpočet

Tato kapitola se věnuje kapacitnímu a pevnostnímu výpočtu, z kterého vychází návrh svislého korečkového elevátoru se zaměřením na pohon elevátoru.

3.1 Předběžný výpočet

Výpočet proveden dle zdroje [1].

3.1.1 Základní parametry (dané zadáním)

Dopravní výkon $Q = 50000 \text{ kg.h}^{-1}$

Dopravní výška $H_{\text{dop}} = 15 \text{ m}$

Dopravovaný materiál – obilí

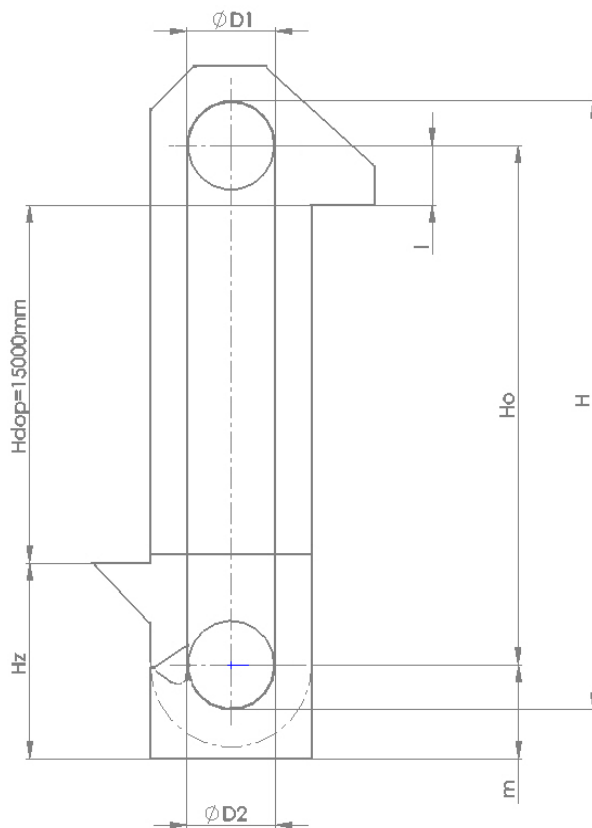
Měrná hmotnost obilovin $\gamma = 780 \text{ až } 800 \text{ kg.m}^{-3}$, volím hodnotu $\gamma = 780 \text{ kg.m}^{-3}$

Sypný úhel $\rho = 30^\circ$

Gravitační zrychlení $g = 9,807 \text{ m.s}^{-2}$

Způsob vyprazdňování korečků odstředivý

3.1.2 Schéma elevátoru



Obr. 7

$H_{dop} = 15 \text{ m}$	zadaná dopravní vzdálenost
$D_2 = 450 \text{ mm}$	průměr hnacího bubnu
$D_1 = 450 \text{ mm}$	průměr napínacího bubnu
$H_z = 2000 \text{ mm}$	výška dolní příruby od země
$m = 1450 \text{ mm}$	vzdálenost osy napínacího bubnu od země
$l = 450 \text{ mm}$	vzdálenost vysýpací šachty od osy hnacího bubnu

Výpočet osově vzdálenosti H_0

$$H_0 = H_{dop} + l + H_z - m \text{ [m]} \quad (1)$$

$$H_0 = 15 + 0,45 + 2 - 1,45$$

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

Výpočet maximální dopravní výšky H

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

$$H = 16 + \frac{0,45 + 0,45}{2}$$

$$H = 16,45 \text{ m}$$

3.1.3 Výkon motoru

$$P = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H \cdot g}{3600} \text{ [W]} \quad (3)$$

$$P = \frac{1,6 \cdot 50000 \cdot 16,45 \cdot 9,807}{3600} = 3582,4 \text{ W}$$

$$P \doteq 3,6 \text{ kW}$$

$\mu_1 = 1,6$ volím celkový součinitel odporu za nejnejpříznivějších podmínek dle [1]
(Tab. 8-13)

Q dopravní výkon-zadáno

3.1.4 Obvodová síla na hnacím bubnu

$$F = \frac{P \cdot \eta}{v} \text{ [N]} \quad (4)$$

$$F = \frac{7500 \cdot 0,95}{2,5} = 2850$$

$$F = 2850 \text{ N}$$

$v = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ volím rychlost korečků dle ČSN 26 2008

$\eta = 0,95$ účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli u čelních převodových motorů dle výrobce [7]

3.1.5 Volba korečku

Z rovnice pro hodinový dopravní výkon

$$Q = 3600 \cdot V_k \cdot \psi \cdot \frac{v}{t_k} \cdot \gamma \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}]$$

je vyjádřen a vypočten objem korečku:

$$V_k = \frac{Q \cdot t_k}{3600 \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi} \text{ [m}^3] \quad (5)$$

$$V_k = \frac{50000 \cdot 0,25}{3600 \cdot 2,5 \cdot 780 \cdot 0,8} = 0,00222 \text{ m}^3$$

$$V_k = 2,22 \text{ dm}^3$$

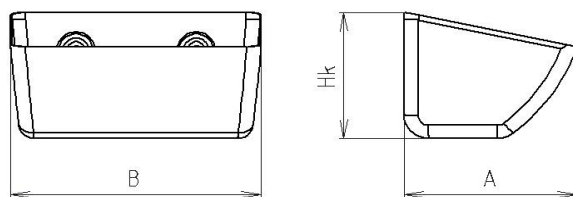
$t_k = 0,25 \text{ m}$ volím rozteč korečků dle ČSN 26 2008 [2]

$\gamma = 780 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ sypná hmotnost materiálu-zadáno

$\psi = 0,8$ volím součinitel plnění dle [1] (Tab. 8-14)

Dle výpočtu volím plastový koreček typu SPS 240-165 HDP [10], o rozměrech:

$B=250 \text{ mm}$, $H_k=132 \text{ mm}$, $A=170 \text{ mm}$, $V=2,34 \text{ dm}^3$, $m_k=0,6 \text{ kg}$



Obr. 8 [10]

3.1.6 Vyprazdňování korečků

V kapitole 2.1. v odstavci Vyprazdňování korečků (Obr.6) bylo popsáno kritérium na určení způsobu vyprazdňování korečků odstředivým způsobem. Následujícím kontrolním výpočtem bude tento způsob ověřen.

Velikost $R = 313,5 \text{ mm}$, $R_1 = 403,5 \text{ mm}$ a $R_2 = 233,5 \text{ mm}$ určeno pomocí systému SolidWorks 2012

$$\frac{a_p}{R} = \frac{G}{F_o} = \frac{m \cdot g}{m \cdot R \cdot \omega^2} \Rightarrow a_p \text{ [m]}$$

$$a_p = \frac{g}{\omega^2} = \frac{g}{\left(\frac{v}{R}\right)^2} \quad (6)$$

$$a_p = \frac{9,807}{\left(\frac{2,5}{0,3135}\right)^2} = 0,154$$

$$a_p = 0,154 \text{ m} = 154 \text{ mm}$$

$a_p < R_2 < R_1 \Rightarrow$ Podle výše uvedeného kritéria se jedná o odstředivé vyprazdňování, které odpovídá zadání.

3.1.7 Zatížení a volba dopravního pásu

Délkové zatížení pásu od hmotnosti korečků:

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

$$q_3 = \frac{0,6 \cdot 9,807}{0,25} = 23,5$$

$$q_3 = 23,5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$m_k = 0,6 \text{ kg}$

hmotnost prázdného korečku dle [10]

Stanovení tahů v nabíhající a sbíhající větvi bubnu:

Síla v nabíhající větvi:

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

$$T_1 = \frac{2850 \cdot e^{0,3,3,14}}{e^{0,3,3,14} - 1} = 4671$$

$$T_1 = 4671 \text{ N}$$

$f = 0,3$ volím součinitel tření mezi tažným prostředkem a bubnem dle [1] (Tab. 8-15)

$\alpha = \pi$ [rad] úhel opásání

Síla ve sbíhající větvi:

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

$$T_2 = 4671 - 2850 = 1821$$

$$T_2 = 1821 \text{ N}$$

Volba tažného pásu a kontrola únosnosti:

Volím pás typu **4T 32 V3-V3**, obj.kód 0860030 od firmy Gumex, s.r.o. [10] s těmito parametry:

$B_p = 300 \text{ mm}$	šířka pásu – hodnota uvedená výrobcem
$t_p = 5,5 \text{ mm}$	tloušťka pásu – hodnota uvedená výrobcem
$m_p = 6,8 \text{ kg.m}^{-2}$	hmotnost 1m^2 pásu – hodnota uvedená výrobcem
$T_D = 32 \text{ N.mm}^{-1}$	dovolené zatížení pásu – hodnota uvedená výrobcem
$q_2 = 20,4 \text{ N.m}^{-1}$	délkové zatížení 1m pásu vlastní vahou

$$F_z = T_D \cdot B_p \text{ [N]} \quad (10)$$

$$F_z = 32 \cdot 300 = 9600$$

$$F_z = 9600 \text{ N}$$

Maximální síla T_1 musí být menší nebo rovna dovolenému zatížení pásu

$T_1 = 4671 \text{ N} < F_z = 9600 \text{ N} \Rightarrow$ Zvolený pás vyhovuje.

3.2 Zpřesněný výpočet

Výpočet proveden dle zdroje [1].

3.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu

Složka obvodové síly F_1 potřebná k nabírání materiálu:

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3600 \cdot v} \text{ [N.m}^{-1}\text{]} \quad (11)$$

$$q_1 = \frac{50000 \cdot g}{3600 \cdot 2,5} = 54$$

$$q_1 = 54 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 \text{ [N]} \quad (12)$$

$$F_1 = 4,5 \cdot 54 = 243$$

$$F_1 = 243 \text{ N}$$

$c_1 = 4,5$ volím součinitel odporu při plnění hrabacím způsobem [1] (Tab. 8-16)

Složka obvodové síly F_2 potřebná ke zvedání materiálu (při plnění hrabacím způsobem):

$$F_2 = q_1 \cdot H \text{ [N]} \quad (13)$$

$$F_2 = 54 \cdot 16,45 = 888,3$$

$$F_2 = 888,3 \text{ N}$$

Složka obvodové síly F_3 potřebná k překonání odporu ohýbání tažného pásu na napínacím bubnu:

Určení napínací síly Z :

$$Z = 2 \cdot (k \cdot T_2 - H(q_2 + q_3)) \text{ [N]} \quad (14)$$

$$Z = 2 \cdot (1,1 \cdot 1821 - 16,45(20,4 + 23,5)) = 2561,8$$

$$Z = 2561,8 \text{ N}$$

$$F_3 = c_2 \left(\frac{Z}{2} + F_z \right) \text{ [N]} \quad (15)$$

$$F_3 = 0,01 \left(\frac{2561,8}{2} + 9600 \right) = 108,8$$

$$F_3 = 108,8 \text{ N}$$

$k = 1,1$ volím součinitel bezpečnosti proti prokluzování uvažující vliv zrychlujících sil při rozběhu elevátoru dle [1]

$c_2 = 0,01$ volím součinitel odporu ohýbání pásu dle [1]

Složka obvodové síly F_4 potřebná k překonání odporu ohýbání tažného pásu na hnacím bubnu:

$$F_4 = c_2(T_1 + F_z) \text{ [N]} \quad (16)$$

$$F_4 = 0,01(4671 + 9600) = 142,7$$

$$F_4 = 142,7 \text{ N}$$

Složka obvodové síly F_5 potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího hřídele:

Určení přídatné napínací síly Z' :

$$Z' = Z - m_b \cdot g \text{ [N]} \quad (17)$$

$$Z' = 2561,8 - 91,4 \cdot 9,807 = 1665,4$$

$$Z' = 1665,4 \text{ N}$$

$$\frac{d_{2p}}{D_2} = \frac{0,06}{0,45} = 0,14 \text{ [m]} \quad (18)$$

$$F_5 = \mu_3 \cdot \frac{d_{2p}}{D_2} \cdot Z' \text{ [N]} \quad (19)$$

$$F_5 = 0,5 \cdot 0,14 \cdot 1665,4 = 116,6$$

$$F_5 = 116,6 \text{ N}$$

$\mu_3 = 0,5$ volím součinitel čepového tření v ložiskách při valivém uložení bubnu dle [1]

$d_{2p} = 60 \text{ mm}$ předběžně zvolený průměr hřídele napínacího bubnu v ložiskách

$D_2 = 450 \text{ mm}$ zvolený průměr napínacího bubnu

$m_b = 91,4 \text{ kg}$ hmotnost napínacího bubnu s příslušenstvím – určeno pomocí SolidWorks 2012

Složka obvodové síly F_6 potřebná k překonání odporu tření ložisek hnacího hřídele:

$$\frac{d_{1p}}{D_1} = \frac{0,075}{0,45} = 0,17 \text{ [m]} \quad (20)$$

$$F_6 = \mu_3 \cdot \frac{d_{1p}}{D_1} \cdot (T_1 + T_2) \text{ [N]} \quad (21)$$

$$F_6 = 0,5 \cdot 0,17 \cdot (4671 + 1821) = 551,8$$

$$F_6 = 551,8 \text{ N}$$

$d_{1p} = 75 \text{ mm}$ předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu v ložiskách

$D_1 = 450 \text{ mm}$ zvolený průměr hnacího bubnu

Složka obvodové síly F_9 potřebná ke zvedání tažného prostředku:

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

$$F_9 = 1 \cdot 20,4 \cdot 16,45 = 335,6$$

$$F_9 = 335,6 \text{ N}$$

$p = 1$ počet tažných prostředků dle [1]

Složka obvodové síly F_{10} potřebná ke zvedání korečků:

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

$$F_{10} = 23,5 \cdot 16,45 = 386,6$$

$$F_{10} = 386,6 \text{ N}$$

3.2.2 Stanovení obvodové síly a výkonu hnacího elektromotoru

Celková obvodová síla F_c

$$F_c = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 + F_9 + F_{10} \text{ [N]} \quad (24)$$

$$F_c = 243 + 888,3 + 108,8 + 142,7 + 116,6 + 551,8 + 335,6 + 386,6 = 2773,4$$

$$F_c = 2773,4 \text{ N}$$

Výkon hnacího elektromotoru P_e

$$P_e = \frac{F_c \cdot v \cdot i}{\eta} \text{ [W]} \quad (25)$$

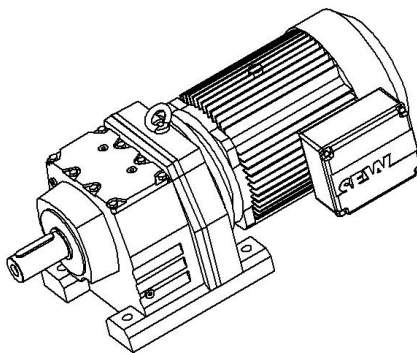
$$P_e = \frac{2773,4 \cdot 2,5 \cdot 1,2}{0,95} = 8758,1 \text{ W}$$

$$P_e = 8758,1 \text{ W} = 8,76 \text{ kW}$$

Volím bezpečnost proti přetížení motoru $i = 1,2$

Volím podle spočítaného výkonu převodový motor **SEW EURODRIVE R87DV132ML4** [7] s těmito parametria výstupu převodovky:

Jmenovitý výkon:	$P_j = 9,2 \text{ kW}$
Krouticí moment na výstupu:	$M_{k2} = 730 \text{ N.m}$
Výstupní otáčky:	$n_{2m} = 121 \text{ min}^{-1}$
Hmotnost:	$m_m = 125 \text{ kg}$
Převodový poměr:	$i_m = 11,93$



Obr. 9

Skutečná obvodová síla F_{cs}

$$F_{cs} = \frac{P_j \cdot \eta}{v} \text{ [N]} \quad (26)$$

$$F_{cs} = \frac{9200 \cdot 0,95}{2,5} = 3496 \text{ N}$$

$$F_{cs} = 3496 \text{ N}$$

3.2.3 Stanovení skutečné napínací síly

Skutečná napínací síla:

$$Z_s = 2 \left(F_{cs} \frac{k}{e^{f \cdot \alpha} - 1} - F_9 - F_{10} \right) [\text{N}] \quad (27)$$

$$Z_s = 2 \left(3496 \cdot \frac{1,1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} - 335,6 - 386,6 \right) = 3470$$

$$Z_s = 3470 \text{ N}$$

3.2.4 Stanovení skutečných tahů na nabíhající a sbíhající straně hnacího bubnu

Skutečná síla v nabíhající větvi:

$$T_{s1} = \frac{Z_s}{2} + F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_9 + F_{10} [\text{N}] \quad (28)$$

$$T_{s1} = \frac{3470}{2} + 243 + 888,3 + 108,8 + 116,6 + 335,6 + 386,6 = 3813,9$$

$$T_{s1} = 3813,9 \text{ N} \cong 3814 \text{ N}$$

$$T_{s1} < F_z = 9600 \text{ N} \Rightarrow \text{Zvolený pás vyhovuje.}$$

Skutečná síla ve sbíhající větvi:

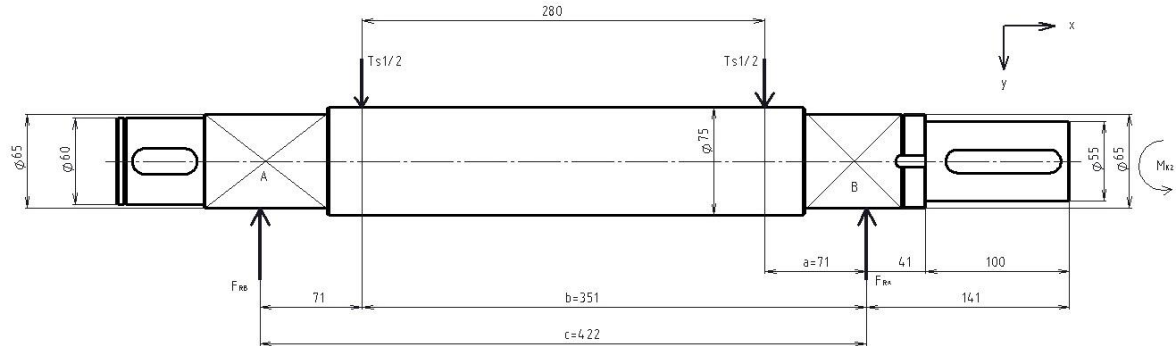
$$T_{s2} = \frac{Z}{2} + F_9 + F_{10} [\text{N}] \quad (29)$$

$$T_{s2} = \frac{3470}{2} + 335,6 + 386,6 = 2457,2$$

$$T_{s2} = 2457,2 \text{ N}$$

3.2.5 Kontrolní výpočet hnacího hřídele

Výpočet proveden dle zdroje [4].



Obr. 10

Výpočet reakcí v ložiskách:

$$\Sigma F_x = 0 \quad 0 = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_{RA} + \frac{T_{S1}}{2} + \frac{T_{S1}}{2} - F_{RB} = 0 \quad (30)$$

$$\Sigma M_{oA} = 0 \quad \frac{T_{S1}}{2} \cdot a + \frac{T_{S1}}{2} \cdot b - F_{RB} \cdot c = 0$$

$$F_{RB} = \frac{\frac{T_{S1}}{2} \cdot a + \frac{T_{S1}}{2} \cdot b}{c} \quad [\text{N}] \quad (31)$$

$$F_{RB} = \frac{\frac{3814}{2} \cdot 71 + \frac{3814}{2} \cdot 351}{422} = 1907$$

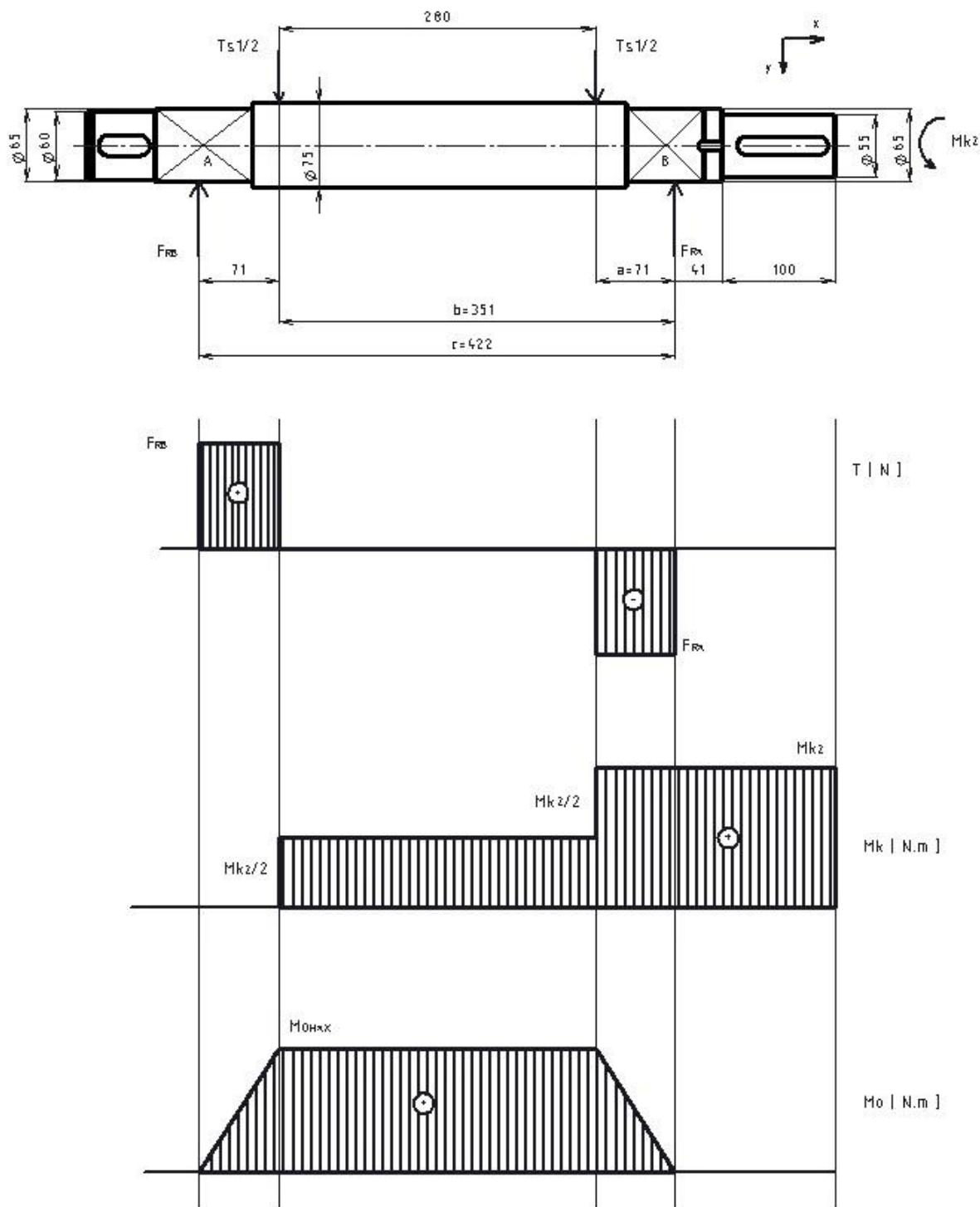
$$F_{RB} = 1907 \text{ N}$$

$$F_{RA} = -F_{RB} + \frac{T_{S1}}{2} + \frac{T_{S1}}{2} \quad [\text{N}] \quad (32)$$

$$F_{RA} = -1907 + \frac{3814}{2} + \frac{3814}{2} = 1907$$

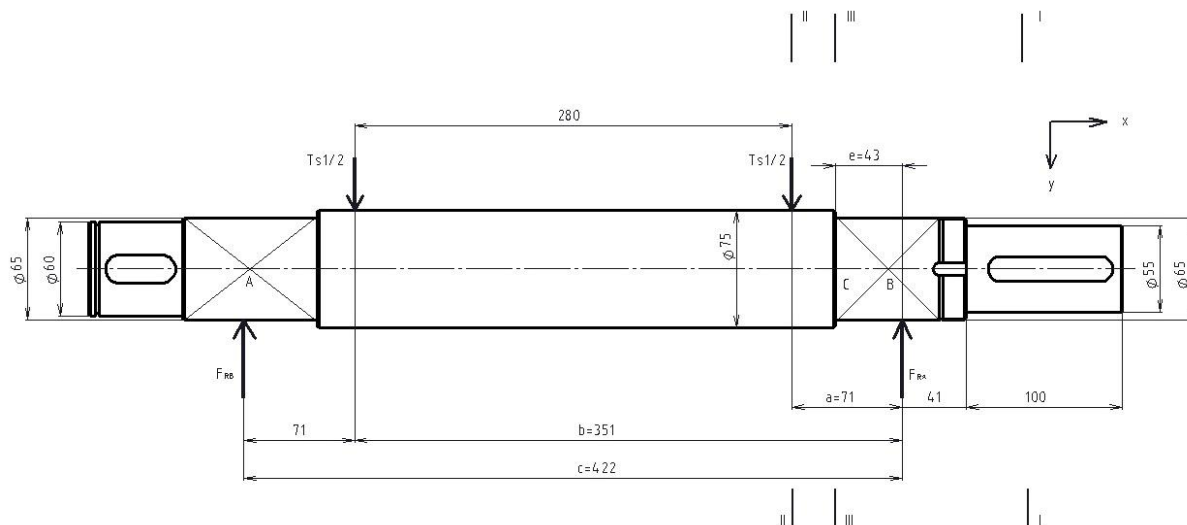
$$F_{RA} = 1907 \text{ N}$$

Výsledné vnitřní účinky (VVÚ)



Obr. 11 - průběh VVÚ

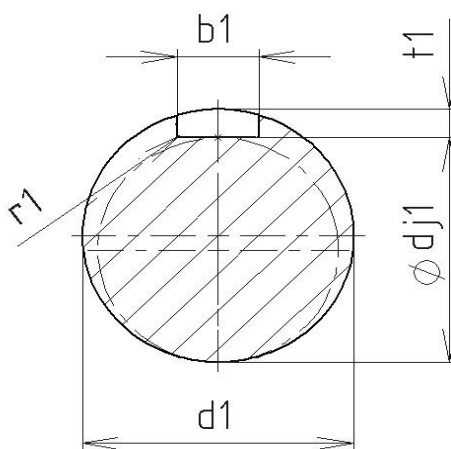
Kontrola hnacího hřídele v kritických místech



Obr.12 - Kritická místa

Kontrola průřezu „I“

V průřezu „I“ působí maximální krouticí moment M_{k2} a obsahuje drážku pro pero



Obr. 13

$$d_1 = 55 \text{ mm}$$

$$d_{j1} = 48,8 \text{ mm}$$

$$b_1 = 16 \text{ mm}$$

$$t = 6,2 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3,8 \text{ mm}$$

$$r_1 = 0,6 \text{ mm}$$

$b_1, t, t_1, r_1 \dots$ rozměry drážky pro pero dle ČSN 02 2507

Pro průřez „I“ se dle VVÚ předpokládá jeho zatížení pouze kroutícím momentem M_{k2} . A napětí od ohybu je tedy $\sigma_{oI} = 0$ MPa, protože $M_{oI} = 0$ N.m.

Nominální napětí v krutu v průřezu „I“:

$$\tau_{kl} = \frac{M_{k2}}{W_{kl}} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_{j1}^3} \text{ [Mpa]} \quad (33)$$

$$\tau_{kl} = \frac{16 \cdot 730000}{\pi \cdot 48,8^3} = 32$$

$$\tau_{kl} = 32 \text{ MPa}$$

Mez kluzu R_{el} , kterou musí zvolený materiál splnit

$$R_{el} = \frac{\alpha_k \cdot \tau_{kl}}{0,577} \text{ [MPa]} \quad (34)$$

$$R_{el} = \frac{2,8 \cdot 32}{0,577} = 155,3$$

$$R_{el} = 155,3 \text{ MPa}$$

τ_{kl} ... nominální napětí v krutu v průřezu „I“.

α_k ... tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero, namáhání krutem, odečten z grafu [4](Obr. 23-5)

$$\frac{b_1}{d_1} = \frac{16}{55} = 0,29$$

$$\frac{t}{d_1} = \frac{6,2}{55} = 0,11 \quad \Rightarrow \quad \alpha_k = 2,8$$

$$\frac{r_1}{d_1} = \frac{0,6}{55} = 0,01$$

Volím ocel 12 050.41 s mezí kluzu $R_e = 340$ MPa.

Bezpečnost v kritickém průřezu I

$$k_I = \frac{R_e}{R_{el}} \quad (35)$$

$$k_I = \frac{340}{155,3} = 2,2$$

$$k_I = 2,2 \geq 1 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola průřezu „II“

Průřez „II“ je zatěžován dle průběhu VVÚ maximálním ohybovým momentem $M_{o\max}$ a zároveň maximálním kroutícím momentem M_{k2} .

Ohybový moment v průřezu „II“:

V intervalu VVÚ od bodu A po průřez „II“ je velikost M_{oII} dána vztahem:

$$M_{oII} = M_{o\max} = F_{RA} \cdot a \text{ [N.mm]} \quad (36)$$

$$M_{oII} = 1907 \cdot 71 = 135397$$

$$M_{oII} = 135397 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybové napětí v průřezu „II“:

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{32 \cdot M_{oII}}{\pi \cdot d_{II}^3} \text{ [N.mm]} \quad (37)$$

$$\sigma_{oII} = \frac{32 \cdot 135397}{\pi \cdot 75^3} = 3,3$$

$$\sigma_{oII} = 3,3 \text{ MPa}$$

Moment v krutu v průřezu „II“:

$$M_{kII} = M_{k2} = 730000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Napětí v krutu v průřezu „II“:

$$\tau_{kII} = \frac{M_{k2}}{W_{kII}} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_{II}^3} \text{ [MPa]} \quad (38)$$

$$\tau_{kII} = \frac{16 \cdot 730000}{\pi \cdot 75^3} = 8,82$$

$$\tau_{kII} = 8,82 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 3 \cdot \tau_{kII}^2} \text{ [MPa]} \quad (39)$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{3,3^2 + 3 \cdot 8,82^2} = 15,63$$

$$\sigma_{redII} = 15,63 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v kritickém místě „II“:

$$k_{II} = \frac{R_e}{\sigma_{redII}} \quad (40)$$

$$k_{II} = \frac{340}{15,63} = 21,8 \geq 1 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Zvolený materiál 12 050.41 vyhovuje.

Kontrola průřezu „III“

Průřez „III“ je zatěžován dle průběhu VVÚ ohybovým momentem M_{oIII} a zároveň maximálním kroutícím momentem M_{k2} a obsahuje vrub.

Ohybový moment v průřezu „III“:

V intervalu VVÚ od bodu A po průřez „III“ je velikost M_{oIII} dána vztahem:

$$M_{oIII} = F_{RA} \cdot e \text{ [N.mm]} \quad (41)$$

$$M_{oIII} = 1907 \cdot 43 = 82001$$

$$M_{oIII} = 82001 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybové napětí v průřezu „III“:

$$\sigma_{oIII} = \alpha_{0III} \cdot \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} = \alpha_{0III} \cdot \frac{32 \cdot M_{oIII}}{\pi \cdot d_{III}^3} \text{ [N.mm]} \quad (42)$$

$$\sigma_{oIII} = 2,5 \cdot \frac{32 \cdot 82001}{\pi \cdot 65^3} = 7,6$$

$$\sigma_{oIII} = 7,6 \text{ MPa}$$

r_1 rádius přechodu zaoblení mezi d_{II} a d_{III}

α_{0III} ...tvarový součinitel při osazení hřídele, namáhání ohybem, odečten z grafu[4] (Obr.13-5)

$$\frac{d_{II}}{d_{III}} = \frac{75}{65} = 1,15$$

$$\frac{r_1}{d_{III}} = \frac{1}{65} = 0,015 \quad \Rightarrow \quad \alpha_{0III} = 2,5$$

Moment v krutu v průřezu „III“:

$$M_{kIII} = M_{k2} = 730000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Napětí v krutu v průřezu „III“:

$$\tau_{kIII} = \alpha_{kIII} \cdot \frac{M_{k2}}{W_{kIII}} = \alpha_{kIII} \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_{III}^3} \text{ [MPa]} \quad (43)$$

$$\tau_{kIII} = 2 \cdot \frac{16 \cdot 730000}{\pi \cdot 65^3} = 27,1$$

$$\tau_{kIII} = 27,1 \text{ MPa}$$

α_{kIII} ... tvarový součinitel při osazení hřídele, namáhání krutem, odečten z grafu [4] (Obr. 14-5)

$$\frac{d_{II}}{d_{III}} = \frac{75}{65} = 1,15$$

$$\frac{r_1}{d_{III}} = \frac{1}{65} = 0,015 \quad \Rightarrow \quad \alpha_{kIII} = 2$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{oIII}^2 + 3 \cdot \tau_{kIII}^2} \text{ [MPa]} \quad (44)$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{7,6^2 + 3 \cdot 27,1^2} = 47,6$$

$$\sigma_{redIII} = 47,6 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v kritickém místě „III“:

$$k_{III} = \frac{R_e}{\sigma_{redIII}} \quad (45)$$

$$k_{III} = \frac{340}{47,6} = 7,1 \geq 1 \quad \Rightarrow \quad \text{VYHOVUJE}$$

Zvolený materiál 12 050.41 vyhovuje.

3.2.6 Kontrola per na otláčení u vstupního konce hřídele:

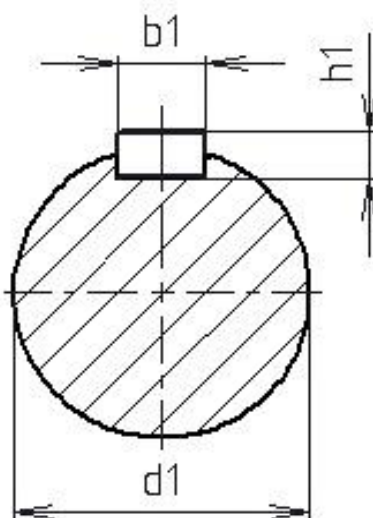
Výpočet proveden dle zdroje [5]

Pero 16 e7 x 10 x 90 dle ČSN 02 2562

Rozměry pera:

$$b_1 = 16 \text{ mm} \quad h_1 = 10 \text{ mm}$$

$$l_1 = 80 \text{ mm} \quad d_1 = 55 \text{ mm}$$



Obr. 14

$$l_1^* = l_1 - b_1 [\text{mm}]$$

$$l_1^* = 80 - 16 = 64$$

$$l_1^* = 64 \text{ mm}$$

(46)

Kontrola kontaktního tlaku v náboji pera:

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{S_{p1}} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{d_1}}{n_1 \cdot l_1^* \cdot \frac{h_1}{2} \cdot x_1} \quad [\text{MPa}] \quad (47)$$

$$p_1 = \frac{2 \cdot 730000}{1 \cdot 64 \cdot \frac{10}{2} \cdot 1} = 82,9$$

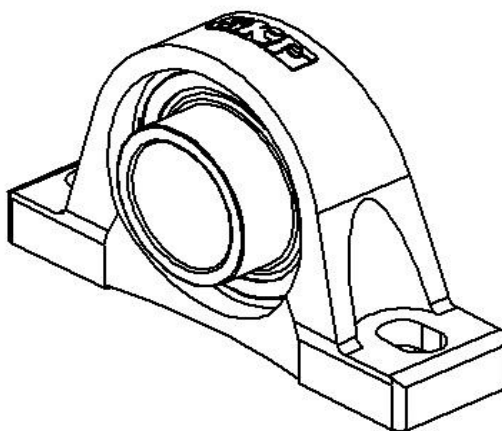
$$p_1 = 82,9 \text{ MPa} < p_{\text{dov}} = 120 \text{ MPa} \quad - \quad \text{VYHOVUJE}$$

M_{k2}	... krouticí moment, který je spojenem přenášen
d_1	... průměr hřídele
n_1	... počet per $n = 1$
l_1	... délka pera dle ČSN 02 2562
l_1^*	... aktivní délka pera v náboji
h_1	... výška pera dle ČSN 02 2562
x_1	... součinitel efektivního počtu nesoucích per (pro 1 pero $x_1 = 1$)
p_1	... kontaktní tlak v náboji pera
p_{dov}	... dovolený kontaktní tlak podle [5] (Tab. 18-8/str.1081)

3.2.7 Kontrola ložisek hnacího hřídele

Pro uložení hnacího hřídele volím ložiskovou soustavu **SKF SY 65 TF** [9]. Ta se skládá z ložiskového tělesa FY 513 M a ložiska YAR 213-F.

Axiálně je ložisko zajištěno blíže k pohonu a to pomocí matice KM13. Z důvodů tepelných dilatací není zajištěno ložisko u volnoběžné spojky.



Obr.15 Stojatá ložisková jednotka SKF SY 65 TF

Parametry ložiskové jednotky SKF SY 65 TF:

$$C = 57,2\text{kN}$$

$$C_0 = 40\text{kN}$$

$$F_{RA} = 1907\text{N}$$

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

Výpočet proveden dle zdroje [5]

$$\begin{aligned}\frac{F_{AA}}{C_0} &= \frac{0}{40000} = 0 \Rightarrow e = 0 \\ \frac{F_{AA}}{F_{RA}} &= \frac{0}{1907} = 0 < e \\ \Rightarrow X &= 1 \\ \Rightarrow Y &= 0\end{aligned}\tag{48}$$

$$\begin{aligned}F_{eA} &= X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{AA} \\ F_{eA} &= 1 \cdot 1907 + 0 \cdot 1907 = 1907\text{ [N]} \\ F_{eA} &= 1907\text{ N}\end{aligned}\tag{49}$$

$$L_{10hA} = \left(\frac{C}{F_{eA}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{2m}} \text{ [h]}\tag{50}$$

$$\begin{aligned}L_{10hA} &= \left(\frac{57200}{1907} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 121} = 3717052 \\ L_{10hA} &= 3717052\text{ h}\end{aligned}$$

F_{RA} ...radiální síla v ložisku

F_{AA} ...axiální síla v ložisku

C ...dynamická únosnost ložiska [9]

C_0 ...statická únosnost ložiska [9]

F_{eA} ...ekvivalentní zatížení ložiska

L_{10hA} ...trvanlivost ložiska při pravděpodobnosti 90%

Modifikovaná trvanlivost:

Pro správné spočítání modifikované trvanlivosti je potřeba určit součinitel modifikované trvanlivosti a_{23} a součinitel a_1 .

Určení součinitele a_{23}

$$D_{pw} = \frac{d_A + D_A}{2} = \frac{65 + 126}{2} = 95,5 \Rightarrow \nu_1 \quad (51)$$
$$D_{pw} = 95,5 \text{ mm}$$

$D_A = 126 \text{ mm}$... vnější průměr ložiska [9]

$d_A = 65 \text{ mm}$... vnitřní průměr ložiska [9]

D_{pw} ... roztečný průměr sady kuliček

Volím $\nu_1 = 105 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ podle [5] (Tab. 11-12/str.634)

Ložisko je mazáno minerálním olejem, u kterého výrobce [9] uvádí kinematickou viskozitu při $40^\circ \text{C} = 50 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Volím $\nu = 60 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ podle [5] (Tab. 11-13/str.635)

ν ... kinematická viskozita použitého maziva za provozní teploty [9]

ν_1 ... kinematická viskozita zabezpečující optimální mazání

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (52)$$

$$\kappa = \frac{60}{105} = 0,6$$

κ ... viskózní poměr

Poměr $e_c \cdot \frac{C_u}{P_d}$ je dalším parametrem pro určení součinitele a_{23} podle [5] (Tab. 11-11/str.633)

P_d ... dynamické ekvivalentní zatížení $P_d = 1907 \text{ N}$

e_c ... součinitel znečištění, volím $e_c = 0,3$ podle [5] (Tab. 11-7/str.632)

$$C_u = \frac{C_o}{22}$$

$$C_u = \frac{40000}{22} \quad \text{pro } D_{pw} \leq 100 \text{ mm} \quad (53)$$

$$C_u = 1818,2 \text{ N}$$

C_u ... mezní únavové zatížení

Hodnota poměru $e_c \cdot \frac{C_u}{P_d} = 0,3 \cdot \frac{1818,2}{1907} = 0,28$

Na základě spočítaných parametrů pro určení součinitele modifikované trvanlivosti volím $a_{23} = 2$ podle [5] (*Tab. 11-11/str.633*)

a_1 ... součinitel pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne požadované životnosti, volím

$a_1 = 0,47$ při pravděpodobnosti 97% podle [5] (*Tab. 11-6/str.631*)

$$L_{3hA} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10hA}$$

$$L_{3hA} = 0,47 \cdot 2 \cdot 3717052 = 3494028,8 \text{ [h]} \quad (54)$$

$$L_{3hA} = 3494028,8h$$

L_{3hA} ...modifikovaná trvanlivost ložiska při pravděpodobnosti 97%

4. Závěr

Tématem mé bakalářské práce bylo podle zadání navrhnout korečkový elevátor pro přepravu obilí se zaměřením na konstrukci hlavy elevátoru a jejího pohonu.

V první fázi pro správné navržnutí pohonné jednotky jsem provedl kapacitní výpočet s navržnutím tažného elementu a korečků a to na základě potřebného výkonu s ohledem na odstředivé vyprazdňování korečků.

V druhé fázi z následného zpřesněného výpočtu, jsem navrhnul odpovídající převodový motor a stanovil tahové síly v nabíhající a sbíhající straně hnacího bubnu. Spočítané síly byly potřebné pro pevnostní kontrolu hnacího hřídele, kontrolu pera na vstupním konci hnacího hřídele a kontrolu životnosti ložiska na hnacím hřídeli.

Podle kontrolního výpočtu je materiál 12 050.41 vyhovující. Stejného výsledku jsem dosáhl i u kontroly pera na otláčení a ložiska.

U konstrukce pohonu hlavy elevátoru jsem zvolil přímé uložení všech částí pohonu, kdy čelní převodový motor je samostatně uložen na konstrukci hlavy (není zavěšen na hnacím hřídeli). Pro zajištění souososti hřídele převodovky a hnacího hřídele se v případě nepřesností z výroby, použijí distanční podložky pod motor. Pro přenos krouťícího momentu z převodovky motoru na hnací hřídel jsem použil přírubovou spojku umožňující přenos i axiálních sil. U hnacího bubnu jsem přenos krouťícího momentu na hřídel, zajistil samo středícími svěrnými pouzdry, které vymezují i polohu bubnu na hřídeli. Proti zpětnému chodu, který může nastat při plném zatížení nabíhající větve a výpadku elektrického proudu je pohon chráněn volnoběžnou spojkou na konci hřídele. Mazání převodovky a ložisek pohonu je dáno výrobcem a to po dobu životnosti těchto komponent.

5. Seznam použitých zdrojů

- [1] GAJDŮŠEK J., ŠKOPÁN M., *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, VUT Brno, 1988.
- [2] ČSN 26 2008, *Korečkové elevátory – Základní rozměry*
- [3] SVOBODA P. a kol., *Základy konstruování – Výběr z norem pro konstrukční cvičení*, Akademické nakl. CERM, 2001.
- [4] BOHÁČEK F. a kol., *Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie, ložiska*, PCDIR s.r.o., 1996.
- [5] J. E. SHIGLEY, CH. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, *Konstruování strojních součástí*, VUT Brno, nakl. VUT IUM, 2010
- [6] KUNERT, T. *Korečkový elevátor*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 52 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Špička, CSc.
- [7] Katalog fy SEV EURODRIVE – Čelní převodové motory typ R
[URL:<http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/r-eln-p-evodove-motory.htm>](http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/r-eln-p-evodove-motory.htm)
[cit. 2012-02-12]
- [8] Katalog fy SIGAD, spol. s r.o. - Axiální čepové spojky BKN
[URL:<http://www.sigad.cz/spojky/axialni-cepove-spojky-bkn>](http://www.sigad.cz/spojky/axialni-cepove-spojky-bkn) [cit. 2012-02-13]
- [9] Katalog fy SKF – Stojaté a přírubové ložiskové jednotky typ Y
[URL:<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?newlink=&action=search&lang=cs&prodid=211101065>](http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?newlink=&action=search&lang=cs&prodid=211101065) [cit. 2012-02-13]
- [10] Katalog fy GUMEX, spol. s r.o. – Dopravníkové pásy a korečky
[URL:<http://www.gumex.cz/files/catalog/07_dopravn%C3%ADkov%C3%A9%20p%C3%A1sy_CZ_11_final.pdf>](http://www.gumex.cz/files/catalog/07_dopravn%C3%ADkov%C3%A9%20p%C3%A1sy_CZ_11_final.pdf) [cit. 2012-02-03]
- [11] Katalog fy T.E.A. Technik, s.r.o. – Volnoběžné spojky typ GV
[URL:<http://www.teatechnik.cz/typ-gv/>](http://www.teatechnik.cz/typ-gv/) [cit. 2012-02-15]
- [12] Katalog fy IFM Electronic – snímač otáček
[URL:<www.ifm-electronic.cz>](http://www.ifm-electronic.cz) [cit. 2012-02-25]

6. Seznam použitých zkratk a symbolů

a_p	[m]	vzdálenost pólu P od středu O
a_1	[-]	součinitel pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne požadované životnosti
a_{23}	[-]	součinitel provozních podmínek
a	[m]	vzdálenost síly T1s/2
A	[m]	rozměr korečku
b_1	[m]	šířka pera
b	[m]	vzdálenost síly T1s/2
B	[m]	rozměr korečku
B_p	[m]	zvolená šířka pásu
c_1	[-]	součinitel odporu při nabírání
c_2	[-]	součinitel odporu ohýbání pásu
c	[m]	vzdálenost ložiska B od ložiska A
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	statická únosnost ložiska
C_u	[N]	mezní únavové zatížení
d_1	[m]	průměr hřídele
d_{1p}	[m]	předběžně zvolený průměr hřídele
d_{2p}	[m]	předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu v ložiskách
d_A	[m]	vnitřní průměr ložiska
d_I	[m]	průměr hnacího hřídele v průřezu „I“
d_{II}	[m]	průměr hnacího hřídele v průřezu „II“
d_{j1}	[m]	průměr jádra hnacího hřídele
D_1	[m]	průměr hnacího bubnu
D_2	[m]	průměr napínacího bubnu
D_A	[m]	vnější průměr ložiska
D_{pw}	[m]	roztečný průměr sady kuliček
e	[m]	vzdálenost síly T1s/2
f	[-]	součinitel tření mezi pásem a bubnem
F	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu
F_1	[N]	odpor při plnění korečků
F_2	[N]	odpor zvedáním materiálu
F_3	[N]	odpor napínacího zařízení

F_4	[N]	odpor hnacího bubnu
F_5	[N]	odpor (tření) ložisek napínacího hřídele
F_6	[N]	odpor (tření) ložisek hnacího hřídele
F_9	[N]	síla ke zvedání tažného prostředku
F_{10}	[N]	síla potřebná ke zvedání korečku
F_{AA}	[N]	axiální síla v ložisku
F_c	[N]	celková obvodová síla
F_{cs}	[N]	Skutečná celková obvodová síla
F_{eA}	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
F_{RA}	[N]	radiální síla v ložisku A
F_{RB}	[N]	radiální síla v ložisku B
F_z	[N]	dovolené zatížení pásu šířky 300 mm
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
h_1	[m]	výška pera
H_z	[m]	vzdálenost dolní příruby od země
H_0	[m]	osová vzdálenost
H	[m]	maximální dopravní výška
H_k	[m]	rozměr korečku
H_{dop}	[m]	dopravní výška
i	[-]	bezpečnost proti přetížení motoru
i_m	[-]	převodový poměr motoru
k	[-]	součinitel bezpečnosti proti prokluzu elektromotoru při rozběhu
k_I	[-]	bezpečnost v kritickém průřezu „I“
k_{II}	[-]	bezpečnost v kritickém průřezu „II“
k_{III}	[-]	bezpečnost v kritickém průřezu „III“
l_1	[m]	délka pera
l	[m]	vzdálenost vysýpací šachty od osy hnacího bubnu
l_1^*	[m]	aktivní délka pera v náboji
L_{10hA}	[h]	trvanlivost ložiska při pravděpodobnosti 90%
L_{3hA}	[h]	trvanlivost ložiska při pravděpodobnosti 97%
m	[m]	vzdálenost osy napínacího bubnu od země
m_b	[kg]	hmotnost napínacího bubnu s příslušenstvím
m_k	[kg]	hmotnost korečku
m_p	[kg]	hmotnost 1m ² pásu

m_m	[kg]	hmotnost motoru
M_{k2}	[N.m]	kroutící moment na výstupu převodovky
M_{kII}	[N.m]	kroutící moment v průřezu „II“
M_{kIII}	[N.m]	kroutící moment v průřezu „III“
M_{oI}	[N.m]	ohybový moment v průřezu „I“
M_{oII}	[N.m]	ohybový moment v průřezu „II“
M_{oIII}	[N.m]	ohybový moment v průřezu „III“
n_1	[-]	počet per
n_{2m}	[s ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
p_1	[Pa]	kontaktní tlak v náboji pera
p_{dov}	[Pa]	dovolený kontaktní tlak
P	[W]	výkon motoru
P_e	[W]	výkon hnacího elektromotoru
P_j	[W]	jmenovitý výkon zvoleného motoru
P_d	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení
Q	[kg.h ⁻¹]	dopravní výkon
q_1	[N.m ⁻¹]	materiálu
q_2	[N.m ⁻¹]	délkové zatížení od hmotnosti pásu
q_3	[N.m ⁻¹]	délkové zatížení pásu od hmotnosti korečků
r_1	[m]	poloměr zaoblení drážky pro pero
R_1	[m]	vzdálenost od středu O k vnější hraně korečku
R_2	[m]	vzdálenost od středu O k vnitřní hraně korečku
R	[m]	vzdálenost od středu O k těžišti korečku
R_e	[Pa]	mez kluzu materiálu 12 050
R_{el}	[Pa]	požadovaná mez kluzu
T_D	[N.m ⁻¹]	dovolené zatížení pásu
t_p	[m]	tloušťka pásu
t	[m]	hloubka drážky pro pero
t_1	[m]	hloubka zasazení pera v náboji
t_k	[m]	rozteč korečků
T_1	[N]	síla v nabíhající větvi bubnu
T_{1s}	[N]	skutečná síla na nabíhající větvi pásu
T_2	[N]	síla ve sbíhající větvi bubnu
T_{2s}	[N]	skutečná síla ve sbíhající větvi pásu

v	$[m.s^{-1}]$	rychlost korečků
V_k	$[m^3]$	objem korečku
V	$[m^3]$	objem korečku daný výrobcem
x_1	$[-]$	součinitel efektivního počtu nesoucích per
Z	$[N]$	celková napínací síla
Z'	$[N]$	přídavná napínací síla
Z_s	$[N]$	skutečná napínací síla
α_k	$[-]$	tvárový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero, namáhání krutem
α_{0III}	$[-]$	tvárový součinitel pro průřez „III“, ohyb
α_{kIII}	$[-]$	tvárový součinitel pro průřez „III“, krut
α_{rad}	$[rad]$	úhel opásání
γ	$[kg.m^{-3}]$	měrná hmotnost
η	$[-]$	účinnost převodů od motoru k poháněcímu ústrojí
μ_1	$[-]$	celkový součinitel odporu za nejnepríznivějších podmínek
μ_3	$[-]$	součinitel čepového tření v ložiskách při valivém uložení nap. bubnu
ν	$[mm^2.s^{-1}]$	kinematická viskozita použitého maziva za provozní teploty
ν_1	$[mm^2.s^{-1}]$	kinematická viskozita zabezpečující optimální mazání
ρ	$[^\circ]$	synný úhel
K	$[-]$	viskózní poměr
σ_{oI}	$[Pa]$	napětí od ohybu v průřezu „I“
σ_{oII}	$[Pa]$	napětí od ohybu v průřezu „II“
σ_{oIII}	$[Pa]$	napětí od ohybu v průřezu „III“
σ_{redII}	$[Pa]$	redukované napětí v průřezu „II“
σ_{redIII}	$[Pa]$	redukované napětí v průřezu „III“
τ_{kI}	$[Pa]$	napětí v krutu v průřezu „I“.
τ_{kII}	$[Pa]$	napětí v krutu v průřezu „II“.
τ_{kIII}	$[Pa]$	napětí v krutu v průřezu „III“.
ψ	$[-]$	součinitel plnění

7. Seznam příloh

Výkresy:

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

1-KE-00-00-00

HLAVA ELEVÁTORU

1-KE-01-00-00

HNACÍ HRÍDEL

2-KE-01-06-00

Další přílohy:

CD - zpráva - formát PDF

 - výkresy - formát PDF