



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

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR BUCKET ELEVATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMÁŠ KUNERT

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

ING. JIŘÍ ŠPIČKA, CSC.

BRNO 2008

Anotace

Úkolem této diplomové práce je návrh pásového korečkového elevátoru pro dopravu pšenice. V první části jde o návrh pohonu a celkový návrh elevátoru se slabě znázorněnou vazbou na okolní zařízení a stavbu. Další část je zaměřena na konstrukční řešení hlavy a paty elevátoru spolu s dalšími konstrukčními detaily, jako je způsob vyprazdňování korečků, napínání tažného orgánu, uložení hnacího hřídele v hlavě elevátoru, blokace zpětného chodu, spojení bubnu s hnacím hřídelem, způsob upevnění korečků apod.

Abstract

The goal of this master's thesis is design of belt bucket elevator for wheat transportation. The first part of this thesis is focused on drive's design with slightly marked bond to surrounding facilities and structure. The following part is focused on design solution of the head and bottom unit of bucket elevator and other constructive details like type of bucket pouring, belt tensioning, driving shaft mounting in head unit, connection of drum with shaft, the way of attaching buckets etc.

Bibliografická citace

KUNERT, T. Korečkový elevátor. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 52 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Špička, CSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana **ing. Jiřího Špičky, Csc.** a s použitím uvedené literatury.

Podpis:

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval všem, kteří mi pomohli s vypracováním této diplomové práce, zejména ing. Zdařilovi, ing. Škorpíkové z firmy Moza s.r.o. a mému vedoucímu diplomové práce, panu ing. Jirímu Špičkovi, CSc., za jejich trpělivost a ochotu odpovídat na mé dotazy. Dále děkuji rodičům za podporu po celou dobu mého studia.

Obsah

1. Úvod.....	11
2. Korečkové elevátory.....	11
2.1 Tažný orgán.....	12
2.2 Korečky.....	13
2.3 Nosná konstrukce.....	14
2.4 Pohon.....	15
2.5 Napínání.....	15
3. Konstrukční provedení korečkového elevátoru.....	15
3.1 Požadavky zadavatele.....	15
3.2 Návrh elevátoru.....	15
4. Funkční výpočet.....	18
4.1 Předběžný výpočet.....	18
4.1.1 Základní rozměry elevátoru.....	18
4.1.2 Dopravní výška.....	18
4.1.3 Výkon motoru.....	19
4.1.4 Obvodová síla.....	19
4.1.5 Volba korečku.....	19
4.1.6 Vyprazdňování korečku.....	21
4.1.7 Zatížení a volba dopravního pásu.....	22
4.2 Zpřesněný výpočet.....	24
4.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu.....	24
4.2.2 Stanovení obvodové síly a výkonu hnacího elektromotoru.....	25
4.2.3 Stanovení tahů na nabíhající a sbíhající straně hnacího bubnu.....	27
4.2.4 Stanovení napínací síly – kontrola trakční únosnosti.....	27
4.2.5 Výpočet hřídele hnacího bubnu.....	28
4.2.6 Kontrola pera na otláčení.....	34
4.2.7 Kontrola napínání.....	38
4.2.8 Kontrola ložisek pohonu.....	39
5. Pokyny pro údržbu a provoz.....	44
6. Závěr.....	45
7. Seznam použitých zdrojů.....	46
8. Seznam použitých zkratk a symbolů.....	47

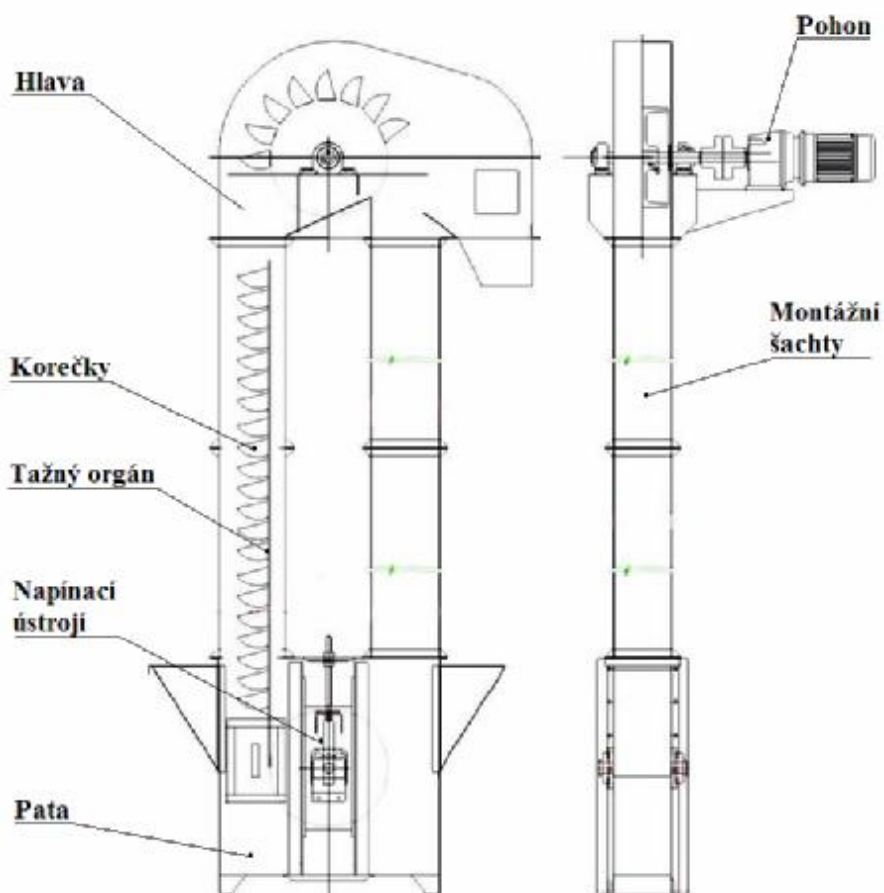
9. Seznam příloh.....52

1. Úvod

Diplomová práce je zaměřena na návrh svislého korečkového elevátoru pro dopravu pšenice. Cílem je navrhnout alternativu ke stávajícímu elevátoru ME-56.20 vyráběném firmou MOZA s.r.o, s menším průměrem hnacího bubnu za účelem optimalizace rozměrů a dalšími specifickými požadavky.

2. Korečkové elevátory

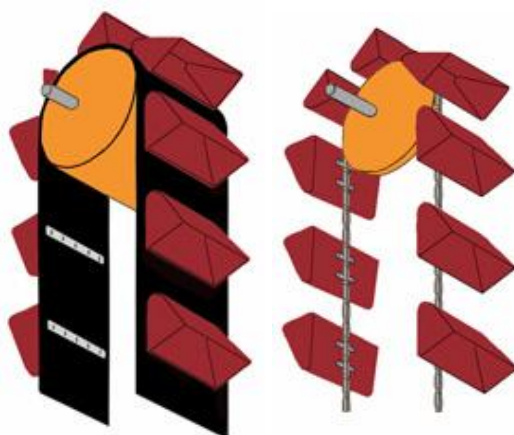
Korečkové elevátory (obr. 01) jsou mechanické dopravníky určené k přepravě sypkých látek nejrůznějších druhů (cement, písek, uhlí, popel, různé chemikálie, obilí, mouka atd.) ve svislém nebo strmém směru (úhel stoupání do 60°). Materiál je přepravován v korečcích – nádobách, které jsou pevně připevněny k tažnému orgánu. Dopravní výška je omezena pouze pevností tažného orgánu. Běžné se používají pro malá a střední dopravní množství (do 160m³.h⁻¹) a dopravní výšky do 40 m. Při užití dopravního pásu jako tažného orgánu je možné dosáhnout vysokých rychlostí a tím i dopravního výkonu až 1000 m³.h⁻¹ a dopravních výšek až 200 m. Korečkový elevátor je uzavřen v prachotěsné šachtě. Poháněcí stanice bývá obvykle umístěna nahoře, napínací ústrojí dole.



Obr. 01 Elevátor fy. MOZA

2.1 Tažný orgán

Tažným orgánem mohou být buď řetězy nebo dopravní pásy (Obr. 02).



Obr. 02

Pásy

Pásy korečkových elevátorů můžeme podle materiálu rozlišit na pásy z polyvinylchloridu dle ČSN 26 0030, z pryže dle ČSN 26 0382, tkané dle ČSN 80 4751 a nebo z pletiva. Dopravní pásy jsou vhodné pro rychlosti $v = 1$ až $3,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Šířka pásu je normalizována dle ČSN 260030 v závislosti na šířce korečku. Z hlediska materiálu se běžně používají PVC, případně pryžové pásy, které mají obvykle textilní vložky, vložky z umělých vláken nebo ocelových lan. PVC pásy mohou pracovat v rozmezí teplot -25°C až 80°C . Vložky z ocelových lan vedou ke snížení zdvihu napínacího ústrojí díky nižšímu prodloužení pásu vlivem zatížení. V případě silného mechanického, tepelného nebo chemického namáhání je možné použít pletivové pásy.

Řetězy

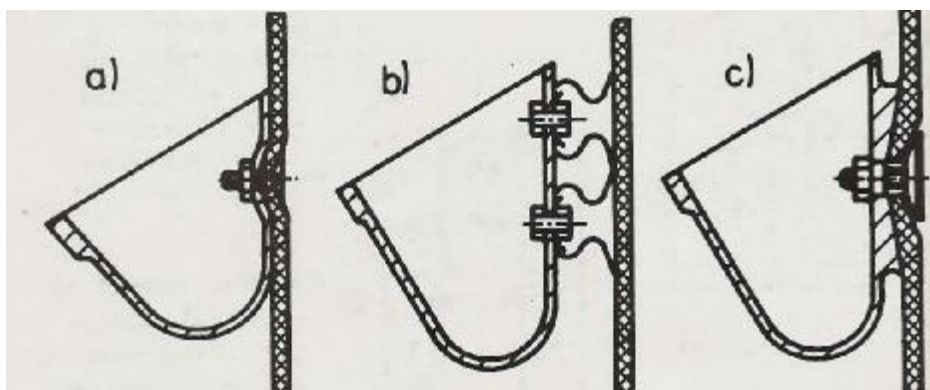
Řetězy jsou vhodné pro přepravu abrazivních materiálů, nebo materiálů o vysoké teplotě. Dosahují však nižších dopravních rychlostí než pásy (cca do $v = 1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) a díky tomu i nižších dopravních výkonů. Používají se řetězy článkové dle ČSN 02 3222, sponové transportní dle ČSN 02 0401, nebo sponové zvedací (Galleho).

2.2 Korečky

Tvar a materiál korečků závisí na dopravovaném materiálu. Korečky se obvykle vyrábí z plechu tloušťky 1 až 8 mm lisováním a svařováním. Ve speciálních případech mohou být lité z různých slitin, případně plastové. Pokud je potřeba, je možné povrch korečků upravit pozinkováním, fosfátováním, povlakem z pryže, plastu apod. Pro běžné účely se vyrábí korečky o objemu 0,63 až 80 litrů, ale ve zvláštních případech může být objem i 150 litrů a víc. Podle ČSN 26 2008 se rozlišuje šest základních profilů označených velkými písmeny A až F (mělký přímý, mělký oblý, středně hluboký, hluboký přímý, hluboký s ohnutou zadní stěnou, hluboký ostroúhlý).

Upevnění korečků

Upevnění korečků na pás lze provést (Obr.03) buď speciálními talířovými šrouby (a), navulkanizováním (b) a nebo speciálními segmenty (c).

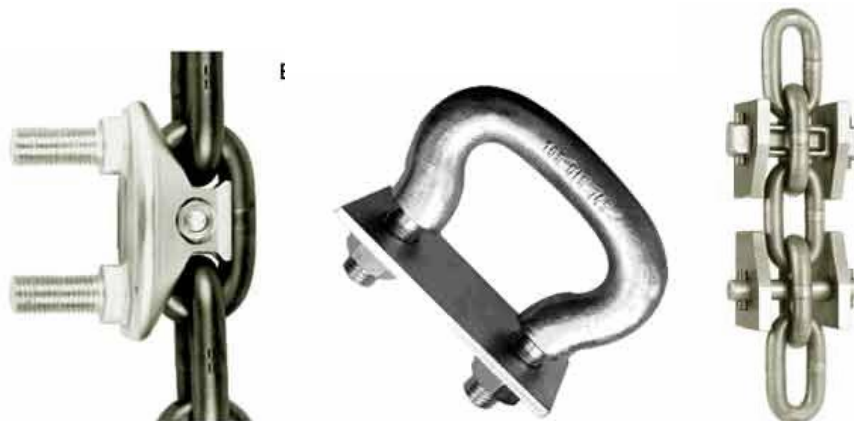


Obr.03

Pokud se korečky šroubují přímo na pás, je nutné v místě připevnění zaoblit tak, aby vnitřní strana pásu se šrouby byla rovná a byl tak zajištěn klidný přechod korečků přes buben.

V případě řetězu mohou být korečky připevněny na jednu nebo dvě větve řetězu. V druhém případě se korečky připevňují odnímatelně pomocí šroubů a to buď čelně nebo bočně. Zavěšení na dvě větve se používá z důvodu zlepšení stability korečků u článkových řetězů. Centrální zavěšení na jedné větvi se používá u sponových řetězů i při větších šířkách.

Příklady upevnění korečků na řetěz pomocí šroubovací upínky, navařovací upínky a řetězového třmenu:



Obr.04

2.3 Nosná konstrukce

Korečkový elevátor může být buď otevřený nebo uzavřený (krytý). Nosnou část otevřeného elevátoru tvoří ocelová konstrukce, která je většinou příhradová. U uzavřených elevátorů tvoří nosnou konstrukci obvykle šachta elevátoru, která je buď samostatná nebo společná pro obě větve tažného orgánu s korečkou. Dopravní šachta buď stojí a je zakotvena na patě a nebo je zavěšena na hlavě elevátoru.

2.4 Pohon

Pohon je umístěn v hlavě elevátoru. Pro menší výkony lze použít převodových motorů. U větších výkonů se používá převodovka s dutým výstupním hřídelem, který je navlečen na hřídel hnacího bubnu nebo řetězového kola a tvoří současně pevný závěs převodovky. Druhý závěs je pomocí zkrutné vzpěry a zachycuje momenty působící na převodovku. Další možností je uchycení motoru s převodovkou k hlavě elevátoru pomocí konzoly. Převodovka s hnacím hřídelem je pak spojena axiální čepovou spojkou, která zabezpečuje tlumení momentových rázů působících na převodovku. Na opačném konci stejného hřídele je pak připevněna volnoběžná spojka, která při vypnutí pohodu brání zpětnému chodu elevátoru vlivem hmotnosti materiálu obsaženého v korečkách v nabíhající větvi tažného orgánu.

2.5 Napínání

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 jej zvětšit pomocí napínacích šroubů, nebo závažími. Potřebný zdvih je 200 až 500 mm. U elevátorů s přenosem sil třením určují minimální předpětí šroubů podmínky přenosu sil mezi bubnem a tažným orgánem. Pro klidnější chod se používá tlumení v patě elevátoru.

3. Konstrukční provedení korečkového elevátoru

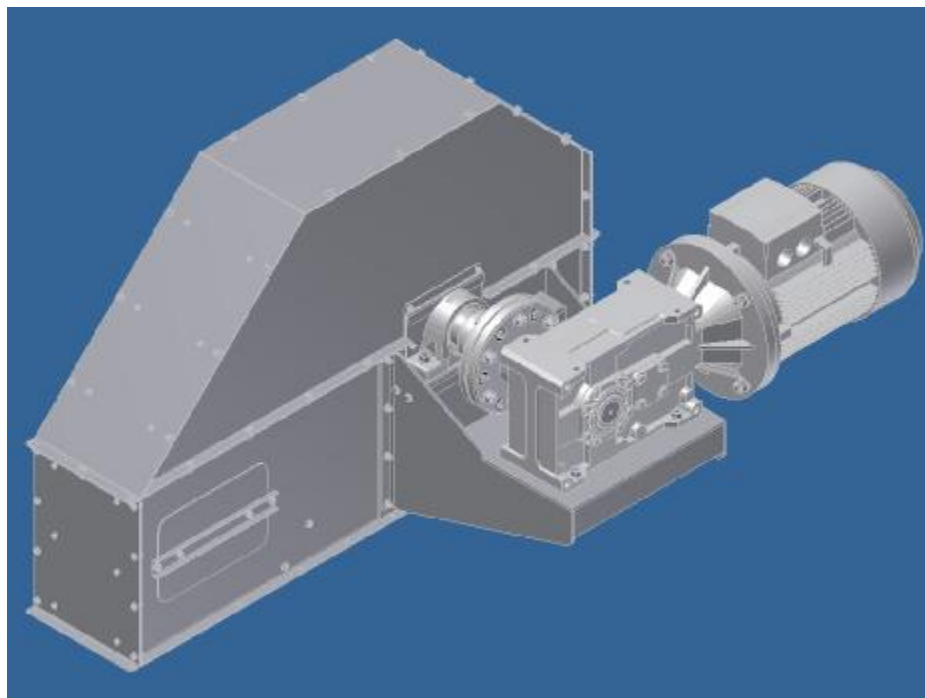
3.1 Požadavky zadavatele

- hlava samonosná na šachtách elevátoru
- šachty elevátoru nesvařované
- dopravní pás PVC
- korečky šroubované
- pata a hlava šroubovaná
- materiál ocel 11 375 (pozink)
- kotvení šachet
- snímání otáček na patě elevátoru
- zpětná brzda

3.2 Návrh elevátoru

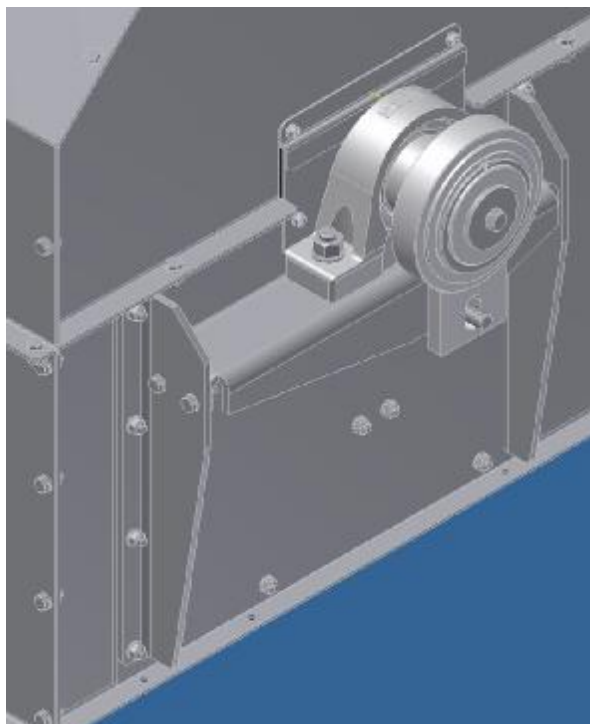
Hlava je navržena jako šroubovaná z pozinkovaného plechu. Protože se pozinkovaný plech vyrábí v tloušťkách do 3 mm, stojan převodovky navrhuji svařovaný. Tento se následně

pozinkuje a k hlavě přišroubuje. Za účelem zabránění proboření jsou bočnice hlavy v místě stojanu vyztuženy. Šroubované víko hlavy je navrženo tak, aby kopírovalo trajektorii zrna.



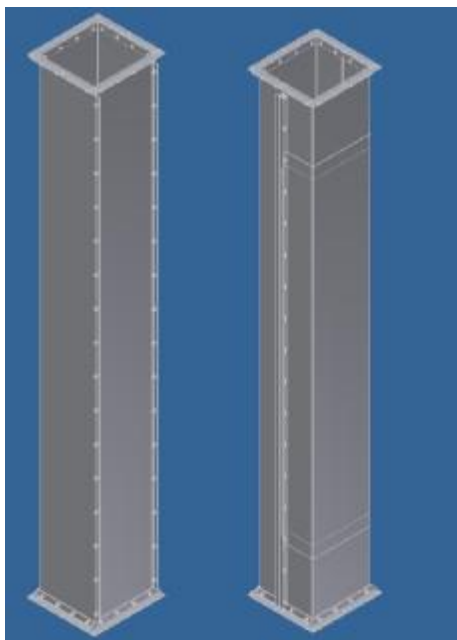
Obr.05

Blokaci zpětného chodu zajišťuje volnoběžka typu GV 55 od fy Teatechnik.



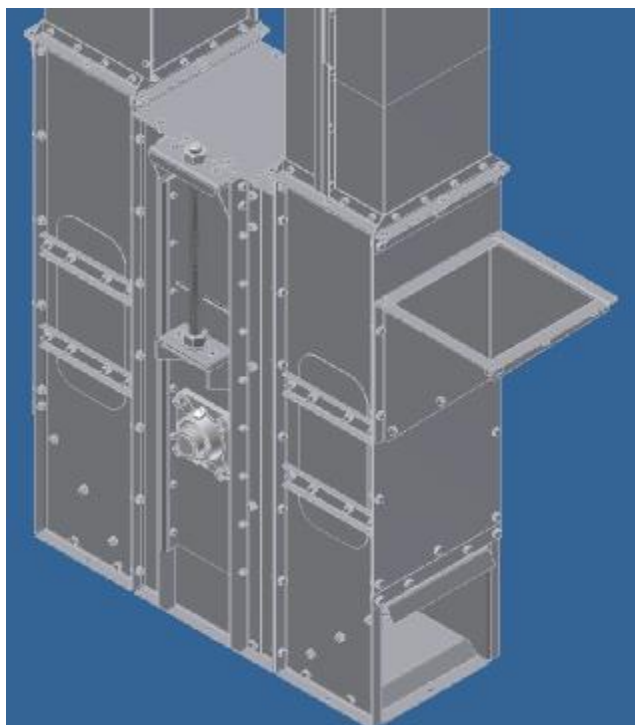
Obr.06

Šachty jsou šroubované, o délce 2 m, z pozinkovaného plechu.



Obr.07

Pata je sešroubována z pozinkovaného plechu. Napínání je řešeno pomocí dvou napínacích šroubů. Konstrukčně vychází ze stávající paty elevátoru ME-56.20 avšak je uzpůsobena pro buben o průměru 400mm (na rozdíl od 560mm u ME-56.20). Díky tomu dojde ke zmenšení rozměrů hlavy a paty a úspoře materiálu. Snímání otáček zajišťuje bezkontaktní hlídač otáček Ecomat 200 od fy IFM Electronic [15].



Obr.08

4. Funkční výpočet

4.1 Předběžný výpočet

Výpočet proveden dle skript [4].

4.1.1 Základní parametry

Dopravní výkon $Q = 70000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

Dopravní výška $H_m = 40 \text{ m}$

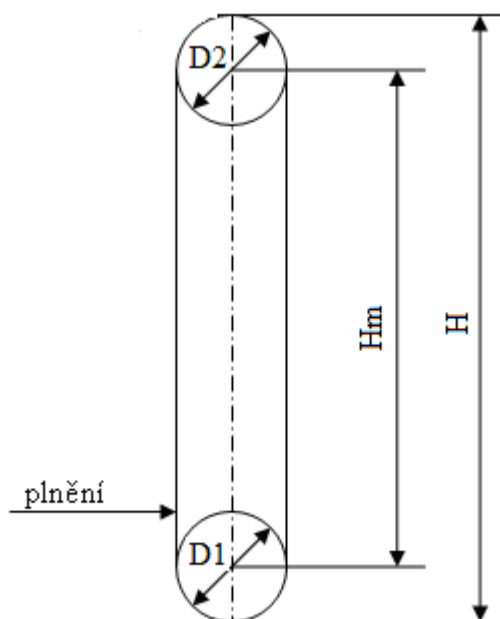
Doprovázaný materiál – pšenice

Měrná hmotnost $\gamma = 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Sypný úhel $\rho = 30^\circ$

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

4.1.2 Schéma elevátoru



Obrázek 09

$$H = H_m + \frac{D_1 + D_2}{2} \quad (1)$$

$$H = 40 + \frac{0,4 + 0,4}{2}$$

$$H = 40,4 \text{ m}$$

H... maximální dopravní výška

H_m ... dopravní výška

D_2 ... průměr hnacího bubnu

D_1 ... průměr napínacího bubnu

4.1.3 Výkon motoru

$$P = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H \cdot g}{3600} \quad (2)$$

$$P = \frac{1,35 \cdot 70000 \cdot 40,4 \cdot 9,807}{3600} = 10400,324$$

$$P = 10,4 \text{ kW}$$

μ_1 ... celkový součinitel odporu za nejnejpříznivějších podmínek [5](Tab.7-13)

Q ... dopravní výkon

H ... maximální dopravní výška

4.1.4 Obvodová síla na hnacím bubnu

$$F = \frac{P_z}{v} \quad (3)$$

$$F = \frac{15000}{2,5} = 6000$$

$$F = 6000 \text{ N}$$

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

4.1.5 Volba korečku

Z rovnice pro hodinový dopravní výkon:

$$Q = 3600 \cdot V_k \cdot \psi \cdot \frac{v}{t_k} \cdot \gamma$$

Je vypočten objem korečku:

$$V_k = \frac{Q \cdot t_k}{3600 \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi} \quad (4)$$

$$V_k = \frac{70000 \cdot 0,095}{3600 \cdot 2,5 \cdot 750 \cdot 0,8} = 0,001203$$

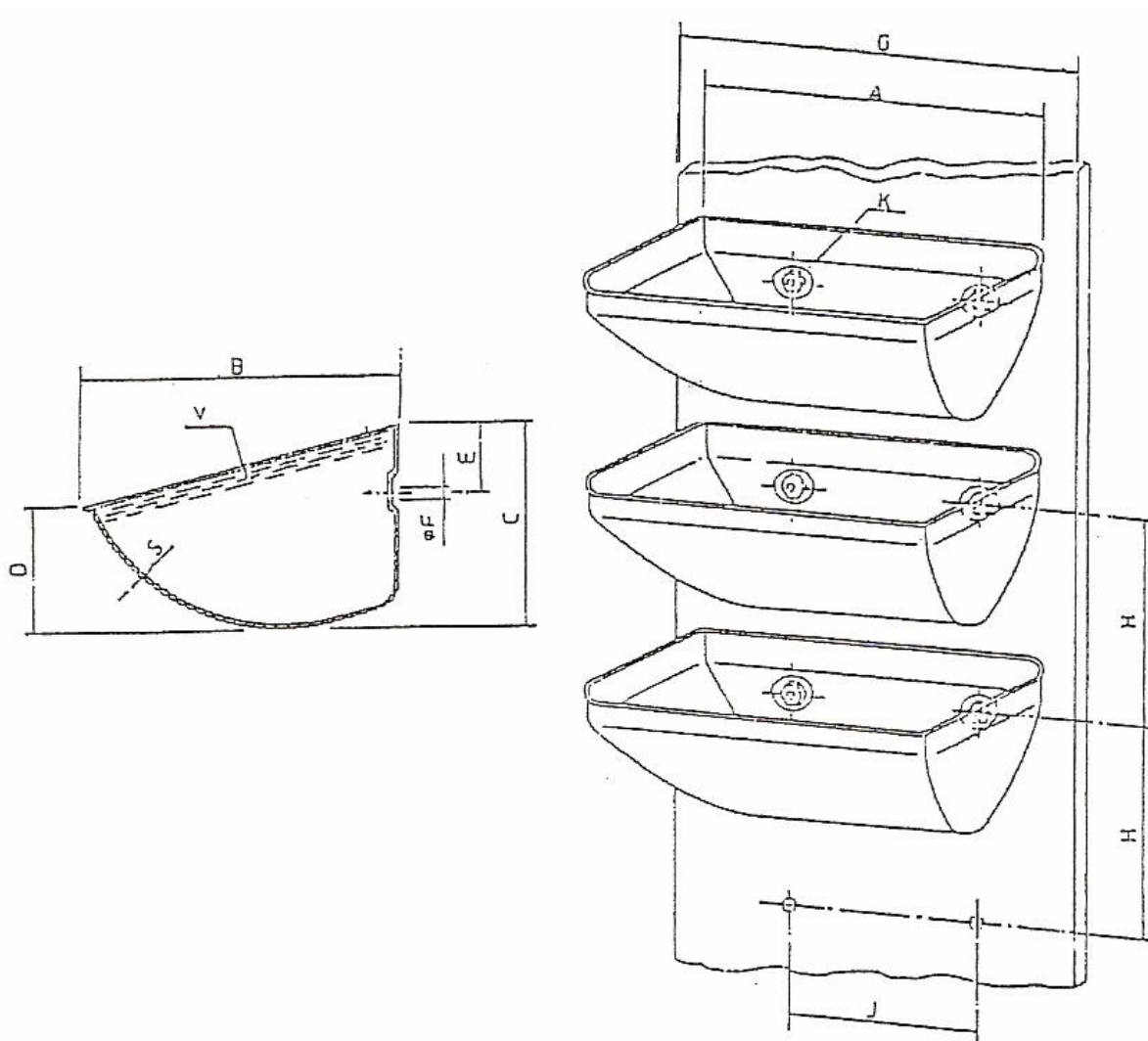
$$V_k = 1,2 \text{ dm}^3$$

t_k ... rozteč korečků zvolena $t_k = 0,095 \text{ m}$

γ ... sypná hmotnost materiálu (zadáno $\gamma = 750 \text{ kg.m}^3$)

ψ ... součinitel plnění $\psi = 0,8$ [5](Tab.7-15)

Podle spočítaného objemu volím koreček Opti 18 (viz. Obr.10)



Obr. 10 Koreček Opti 18

$$V_k = 1,21 \text{ dm}^3$$

$$m_k = 0,57 \text{ kg}$$

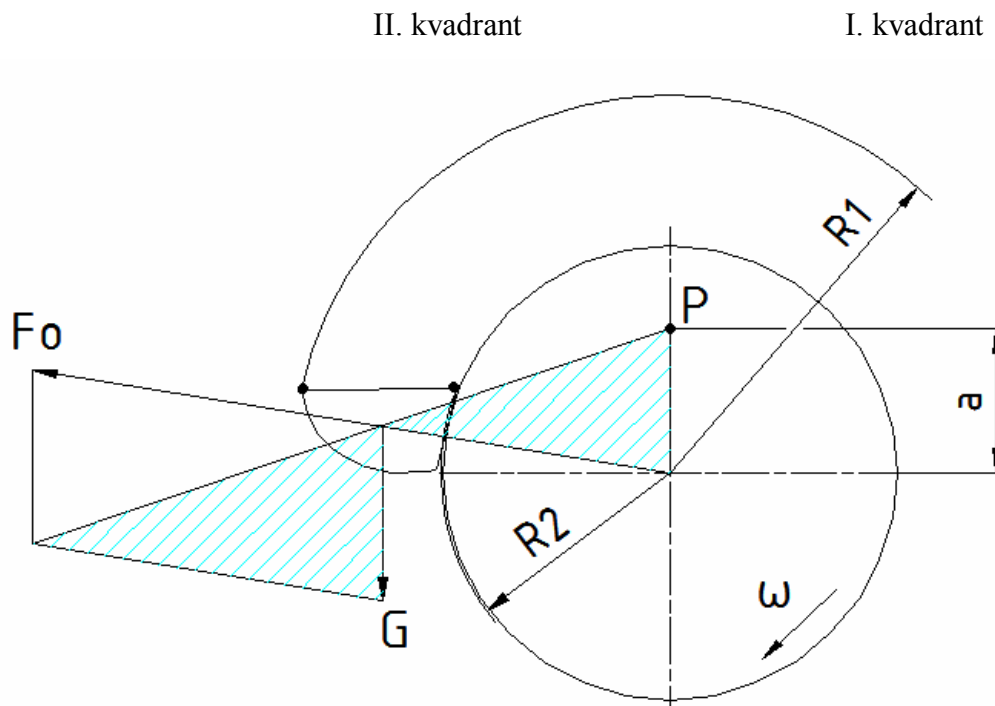
$$A_k = 186 \text{ mm}$$

$$G_k = 200 \text{ mm}$$

$B_k = 139 \text{ mm}$	$H_k = 95 \text{ mm}$
$C_k = 87 \text{ mm}$	$J_k = 100 \text{ mm}$
$D_k = 50 \text{ mm}$	$S_k = 1,5 \text{ mm}$
$E_k = 32 \text{ mm}$	$X_k = 10,5 \text{ mm}$
$F_k = 8,5 \text{ mm}$	

4.1.6 Vyprazdňování korečků

Podle druhu vyprazdňování můžeme elevátory rozdělit na gravitační a odstředivé. Kritériem pro toto rozdělení je poloha pólu P (viz. obr.11), který je průsečíkem nositelky výslednice vnějších sil působících na obsah korečku (tíhové síly $G = m \cdot g$ a síly odstředivé $F_o = m \cdot R \cdot \omega^2$) s vertikální osou. Pokud pól leží uvnitř kružnice o poloměru R_2 , pak je materiál vysypáván vlivem odstředivé síly z korečku již ve II. kvadrantu přes jeho vnější hranu a v tomto případě se tedy jedná o elevátor s odstředivým vyprazdňováním (obr. 12). Jestliže vzdálenost „a“ pólu P od středu O je větší než poloměr R_1 , pak mluvíme o gravitačním vyprazdňování, protože materiál vypadává přes vnitřní hranu až v I. kvadrantu.



Obr. 11

Křivka vzniklá řezem hladinovou plochou materiálu v korečku je logaritmická spirála. Plocha pólu se stanoví na základě podobnosti vyšrafovaných trojúhelníků. Na materiál působí jeho vlastní tíha G a v radiálním směru odstředivá síla F_o .

Z podobnosti trojúhelníků vyplývá:

$$\frac{a}{R} = \frac{G}{F_o} = \frac{m \cdot g}{m \cdot R \cdot \omega^2} \Rightarrow$$

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

$$a = \frac{9,807}{\left(\frac{2,5}{0,2}\right)^2} = 0,063$$

$$a = 0,063m$$

$a < R_2 < R_1 \Rightarrow$ Jedná se o odstředivé vyprazdňování korečků.



Obr. 12 Odstředivé vyprazdňování

4.1.7 Zatížení a volba dopravního pásu

Dopravní pás elevátoru je zatížen hmotností korečků, materiálem v nich obsažených, vlastní hmotností pásu a napínací silou vyvolanou napínacím zařízením.

Podle šířky korečku předběžně volím **PVC pás 800/4EP XE** od firmy Fatra Napajedla [11].

Šíře pásu $B_p = 200 \text{ mm}$

Dovolené zatížení $D_z = 80 \text{ N.mm}^{-1}$

Délkové zatížení od hmotnosti pásu $q_2 = 14,51 \text{ N.m}^{-1}$

Délkové zatížení pásu od hmotnosti korečků:

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} \quad (7)$$

$$q_3 = \frac{0,57 \cdot 9,807}{0,095} = 58,842$$

$$q_3 = 58,842 N \cdot m^{-1}$$

m_k ... hmotnost jednoho korečku [11].

t_k ... rozteč korečků

Stanovení tahů v nabíhající a sbíhající větvi bubnu:

$$T_2 = (q_2 + q_3) \cdot H + \frac{Z}{2} \quad (8)$$

$$T_2 = (14,51 + 58,842) \cdot 40,4 + \frac{2000}{2} = 3963,421$$

$$T_2 = 3963,421 N$$

$$T_1 = F + T_2 \quad (9)$$

$$T_1 = 6000 + 3963,421 = 9963,421$$

$$T_1 = 9963,421 N$$

Maximální síla T_1 musí být menší nebo rovna dovolenému zatížení pásu.

$$F_z = D_z \cdot B_p \quad (10)$$

$$F_z = 80 \cdot 200 = 16000$$

$$F_z = 16000 N$$

$T_1 < F_z \Rightarrow$ Zvolený pás vyhovuje.

T_1 ... maximální síla v nabíhající větvi bubnu

T_2 ... síla ve sbíhající větvi bubnu

D_z ... dovolené zatížení pásu na 1 mm jeho šířky

F_z ... dovolené zatížení pásu šířky 200 mm.

B_p ... zvolená šířka pásu

Z ... celková napínací síla

Kontrola třecího pohonu podle Eulerova vztahu:

$$T_1 \leq T_2 \cdot e^{\alpha_{rad} \cdot f} \quad (11)$$

$$T_2 \cdot e^{\alpha \cdot f} = 3963,421 \cdot e^{3,14 \cdot 0,3} = 10172,698 N$$

$$T_1 < T_2 \cdot e^{\alpha \cdot f} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

α_{rad} ... úhel opásání

f... součinitel tření mezi pásem a bubnem [5](Tab.7-17)

4.2 Zpřesněný výpočet

Výpočet proveden dle skript [4].

4.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu

Odpor F_1 při plnění korečků

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3600 \cdot v} \quad (12)$$

$$q_1 = \frac{70000 \cdot g}{3600 \cdot 2,5} = 76,277$$

$$q_1 = 76,277 N \cdot m^{-1}$$

q_1 ... délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu

Q... dopravní výkon

v... rychlost korečků

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 \quad (13)$$

$$F_1 = 4 \cdot 76,277 = 305,107$$

$$F_1 = 305,107 N$$

c_1 ... součinitel odporu při nabírání [5](Tab. 7-18)

Odpor F_2 zvedáním materiálu

$$F_2 = q_1 \cdot H \quad (14)$$

$$F_2 = 76,277 \cdot 40,4 = 3081,577$$

$$F_2 = 3081,577 N$$

Odpor F_3 napínacího zařízení

$$F_3 = Z \cdot \left(c_2 + \mu_3 \cdot \frac{d_{1p}}{D_1} \right) \quad (15)$$

$$F_3 = 2000 \cdot \left(0,0108 + 0,05 \cdot \frac{0,04}{0,4} \right) = 31,6$$

$$F_3 = 31,6N$$

Z ... napínací síla

c_2 ... součinitel odporu ohýbání pásu $c_2 = 0,0108$ [5](Tab. 7-19)

μ_3 ... součinitel čepového tření v ložiskách při valivém uložení napínacího bubnu $\mu_3 = 0,05$

d_{1p} ... předběžně zvolený průměr hřídele napínacího bubnu v ložiskách

D_1 ... průměr napínacího bubnu

Odpor F_4 hnacího bubnu

$$F_4 = (T_1 + T_2) \cdot \left(c_2 + \mu_3 \cdot \frac{d_{2p}}{D_2} \right) \quad (16)$$

$$F_4 = (9963,421 + 3963,421) \cdot \left(0,0108 + 0,05 \cdot \frac{d_2}{D_2} \right) = 220,044$$

$$F_4 = 220,044N$$

T_1 ... síla v nabíhající větvi

T_2 ... síla ve sbíhající větvi

c_2 ... součinitel odporu ohýbání pásu $c_2 = 0,0108$ [5](Tab. 7-19)

μ_3 ... součinitel čepového tření v ložiskách při valivém uložení napínacího bubnu $\mu_3 = 0,05$

d_{2p} ... předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu v ložiskách

D_2 ... průměr hnacího bubnu

4.2.2 Stanovení obvodové síly a výkonu hnacího elektromotoru

Celková obvodová síla F_c

$$F_c = F_1 + F_2 + F_3 \quad (17)$$

$$F_c = 305,107 + 3081,577 + 31,6 = 3418,284$$

$$F_c = 3418,284N$$

Výkon hnacího elektromotoru P_e

$$P_e = \frac{(F_c + F_4) \cdot v \cdot i}{\eta} \quad (18)$$

$$P_e = \frac{(3418,284 + 220,044) \cdot 2,5 \cdot 1,3}{\eta} = 13138$$

$$P_e = 13,138 \text{ kW}$$

v... rychlost korečků

i... bezpečnost proti přetížení motoru

η ... účinnost převodů od motoru k poháněcímu ústrojí

Podle spočítaného výkonu volím motor **SIEMENS 1LA7 166-4AA11** [7] s parametry:

Jmenovitý výkon: $P_j = 15 \text{ kW}$

Krouticí moment: $M_{k1} = 98,1 \text{ N.m}^{-1}$

Výstupní otáčky: $n_{1m} = 1460 \text{ min}^{-1}$

Hmotnost: $93,5 \text{ kg}$

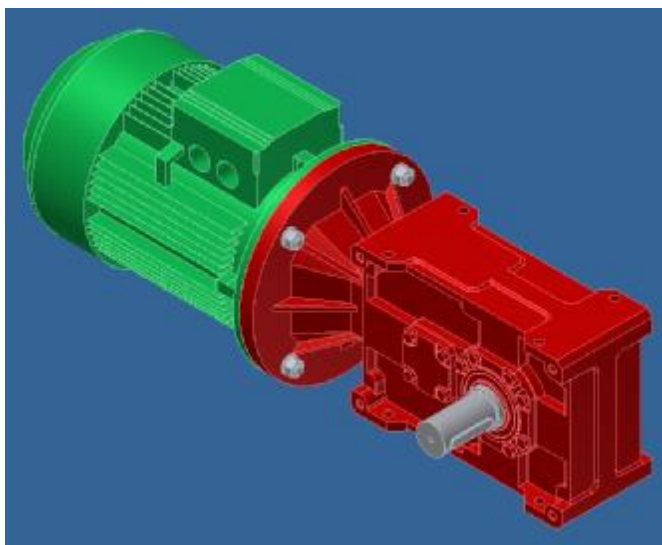
Volím převodovku **TRAMEC TC 140B 12,5/1** [8] s parametry:

Převodový poměr: $12,5$ (skutečný $13,05$)

Výstupní otáčky: $n_{2p} = 112 \text{ min}^{-1}$

Krouticí moment na výstupu: $M_{k2} = 1280 \text{ N.m}$

Hmotnost: 75 kg



Obr. 13

Motor s převodovkou dodává jako komplet fy Motor-gear [14].

4.2.3 Stanovení tahů na nabíhající a sbíhající straně hnacího bubnu

$$T_{1s} = \frac{Z}{2} + (q_2 + q_3) \cdot H + F_1 + F_2 + F_3 \quad (19)$$

$$T_{1s} = \frac{2000}{2} + (14,51 + 58,842) \cdot 40,4 + 305,107 + 3081,577 + 31,6 = 7381,705$$

$$T_{1s} = 7381,705 N$$

$$T_{1s} < F_z = 16000 N \Rightarrow \text{Zvolený pás vyhovuje.}$$

$$T_{2s} = \frac{Z}{2} + (q_2 + q_3) \cdot H \quad (20)$$

$$T_{2s} = \frac{2000}{2} + (14,51 + 58,842) \cdot 40,4 = 3963,421$$

$$T_{2s} = 3963,421 N$$

4.2.4 Stanovení napínací síly – kontrola trakční únosnosti

$$\frac{T_{1s}}{1,1 \cdot T_{2s}} \leq e^{f \cdot \alpha} \quad (21)$$

$$\frac{T_{1s}}{1,1 \cdot T_{2s}} = \frac{7381,705}{1,1 \cdot 3963,421} = 1,693 < e^{f \cdot \alpha_{rad}} = e^{0,3 \cdot 3,14} = 2,567 \Rightarrow \text{Podmínka je splněna,}$$

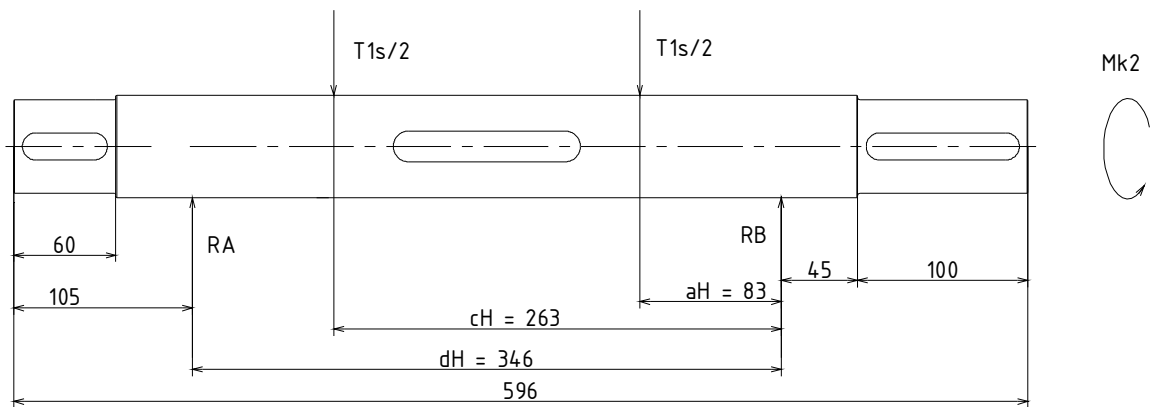
zvolená napínací síla $Z = 2000$ N je dostačující.

α_{rad} ... úhel opásání

f ... součinitel tření mezi pásem a bubnem [5](Tab. 7-17)

$1,1 \cdot T_{2s}$ síla T_{2s} je z bezpečnostních důvodů zvýšena o 10%.

4.2.5 Výpočet hřídele hnacího bubnu



Obr. 14

Stanovení reakcí v ložiskách:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 & 0 &= 0 \\ \Sigma F_y &= 0 & -R_B + \frac{T_{1s}}{2} - R_A + \frac{T_{1s}}{2} &= 0 & (22) \\ \Sigma M_{oA} &= 0 & \frac{T_1}{2} \cdot a_H + \frac{T_1}{2} \cdot c_H - R_B \cdot d_H &= 0 \end{aligned}$$

Z této soustavy dvou rovnic o dvou neznámých získám velikosti reakcí v ložiskách.

Velikost reakce v ložisku B

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{\frac{T_{1s}}{2} \cdot a_H + \frac{T_{1s}}{2} \cdot c_H}{d_H} \\ R_B &= \frac{\frac{7381,705}{2} \cdot 83 + \frac{7381,705}{2} \cdot 263}{346} = 3690,852 \\ R_B &= 3690,852 N \end{aligned}$$

Velikost reakce v ložisku A

$$R_A = -R_B + \frac{T_{1s}}{2} + \frac{T_{1s}}{2}$$

$$R_A = -4937,26 + \frac{7381,705}{2} + \frac{7381,705}{2} = 3690,852$$

$$R_A = 3690,852 N$$

Kroutící moment M_{k2} přenášený hnací hřídelí

$$M_{k2} = \frac{P_j}{\omega} = \frac{P_j}{2 \cdot \pi \cdot n_{2p}} \quad (23)$$

$$M_{k2} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{112}{60}} = 1278,924$$

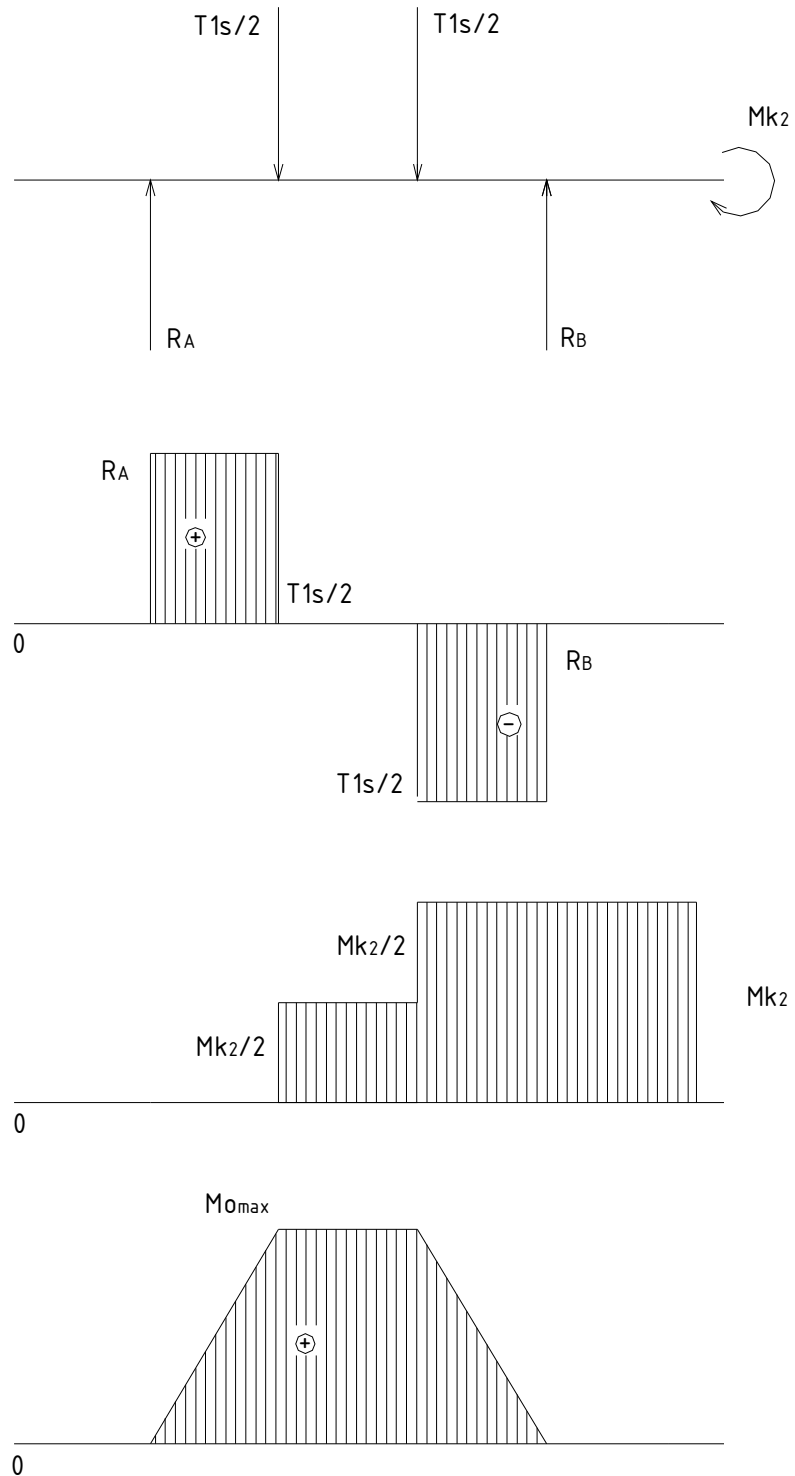
$$M_{k2} = 1278,924 N \cdot m$$

P_j ... výkon hnacího elektromotoru

ω ... úhlová rychlost hnacího hřídele

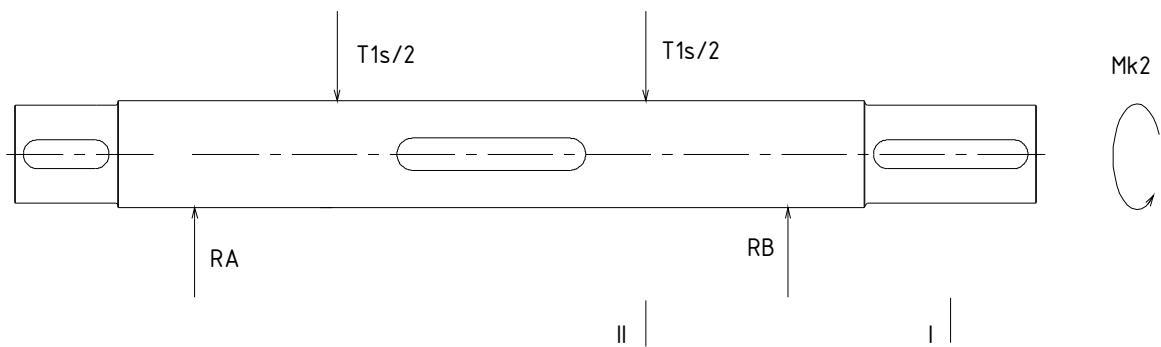
n_{2p} ... otáčky výstupní hřídele převodovky

Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 15

Kontrola hnacího hřídele v kritických místech

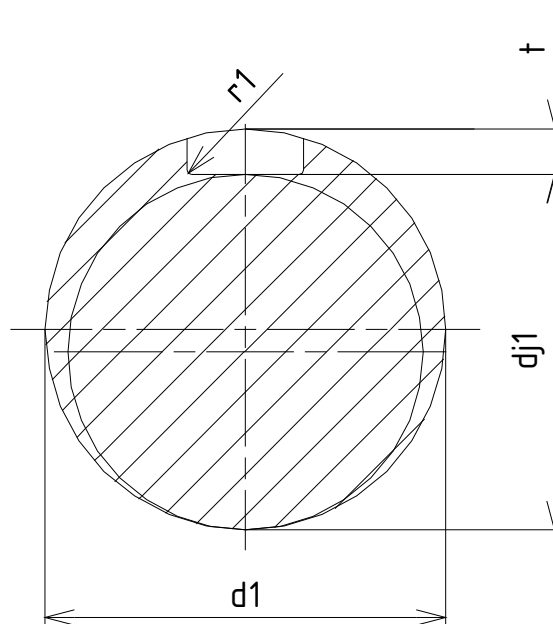


Obrázek 16 - Kritická místa

Průřez „I“

V místě „I“ je drážka pro pero a hřídel zde má malý průměr.

- $d_1 = 55 \text{ mm}$
- $d_{j1} = 48,8 \text{ mm}$
- $b_1 = 16 \text{ mm}$
- $t = 6,2 \text{ mm}$
- $t_1 = 3,8 \text{ mm}$
- $r_1 = 0,6 \text{ mm}$



Obrázek 17

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

V místě „I“ je nulové napětí od ohybu $\sigma_{o1} = 0$, protože $M_{o1} = 0$.

$$\tau_{kl} = \frac{M_{k2}}{W_{kl}} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_{j1}^3} \quad (24)$$

$$\tau_{kl} = \frac{16 \cdot 1278924}{\pi \cdot 48,8^3} = 56,047$$

$$\tau_{kl} = 56,047 \text{ MPa}$$

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

$$R_{el} = \frac{\alpha_k \cdot \tau_{kl}}{0,577} \quad (25)$$

$$R_{el} = \frac{2,7 \cdot 56,047}{0,577} = 262,267$$

$$R_{el} = 262,267 \text{ MPa}$$

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

α_k ... tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero, namáhání krutem, odečten z grafu [3](Obr. 23-5)

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

$$\frac{t}{d_1} = \frac{6,2}{55} = 0,11 \quad \Rightarrow \quad \alpha_k = 2,7$$

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

Volím ocel 12 050.1 s mezí kluzu $R_e = 340 \text{ MPa}$.

Bezpečnost v kritickém průřezu I

$$k_I = \frac{R_e}{R_{el}} \quad (26)$$

$$k_I = \frac{340}{262,267} = 1,296$$

$$k_I = 1,296 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Průřez „II“

V místě průřezu „II“ je nejvyšší ohybový moment při současně nejvyšším kroutícím momentu.

Ohybový moment v místě „II“

$$M_{oII} = R_A \cdot a_H + \frac{T_{1s}}{2} \cdot (c_H - a_H) - R_B \cdot (d_H - a_H) \quad (27)$$

$$M_{oII} = 3690,852 \cdot 83 + \frac{7381,705}{2} \cdot (263 - 83) - 3690,852 \cdot (346 - 83) = 485347$$

$$M_{oII} = 485347 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybové napětí v místě „II“

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{oII}}{\pi \cdot d_{II}^3} \quad (28)$$

$$\sigma_{oII} = \frac{32 \cdot 485347}{\pi \cdot 60^3} = 22,888$$

$$\sigma_{oII} = 22,888 \text{ MPa}$$

Moment v krutu v průřezu „II“

$$M_{kII} = M_{k2} = 1278924 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Napětí v krutu v průřezu „II“

$$\tau_{kII} = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_{II}^3} \quad (29)$$

$$\tau_{kII} = \frac{16 \cdot 1278924}{\pi \cdot 60^3} = 30,16$$

$$\tau_{kII} = 30,16 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 3 \cdot \tau_{kII}^2} \quad (30)$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{22,89^2 + 3 \cdot 30,16^2} = 57,025$$

$$\sigma_{redII} = 57,025 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v kritickém místě „II“

$$k_{II} = \frac{R_e}{\sigma_{redII}} \quad (31)$$

$$k_{II} = \frac{340}{57,025} = 5,962 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Zvolený materiál 12 050.1 vyhovuje. Mez kluzu této oceli je $R_e = 340 \text{ MPa}$

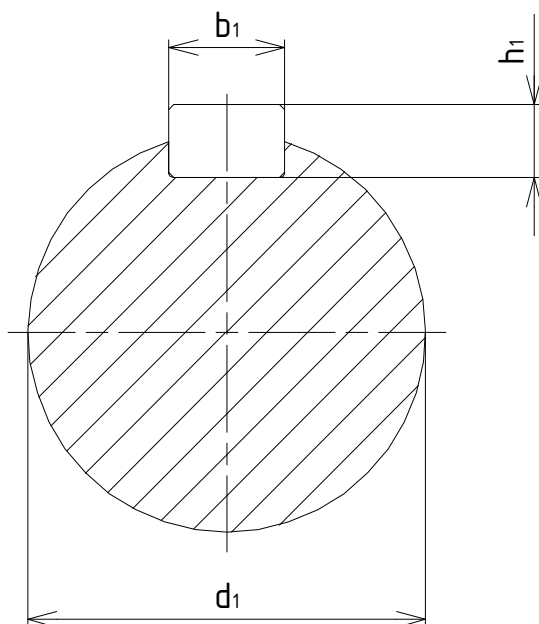
4.2.6 Kontrola per na otláčení

Pero vstupního konce hnacího hřídele: Pero 16 e7 x 10 x 90 ČSN 02 2562

Rozměry pera:

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

$$l_1 = 90 \text{ mm} \quad d_1 = 55 \text{ mm}$$



Obr. 18

$$l_1^* = l_1 - b_1$$

$$l_1^* = 90 - 16 = 74$$

$$l_1^* = 74 \text{ mm}$$

Kontrola kontaktního tlaku v náboji pera:

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{S_{p1}} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_1 \cdot n_1 \cdot l_1^* \cdot \frac{h_1}{2} \cdot x_1} \quad (32)$$

$$p_1 = \frac{2 \cdot 1278924}{1,74 \cdot \frac{10}{2} \cdot 1} = 125,69$$

$$p_1 = 125,69 \text{ MPa} < p_{\text{dov}} = 130 \text{ MPa} \quad - \quad \text{vyhovuje}$$

M_{k2} ... kroutící moment, který spoj přenáší

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

Pero mezi hnacím bubnem a hřídelem: Pero 18 e7 x 11 x 110 ČSN 02 2562

Rozměry pera:

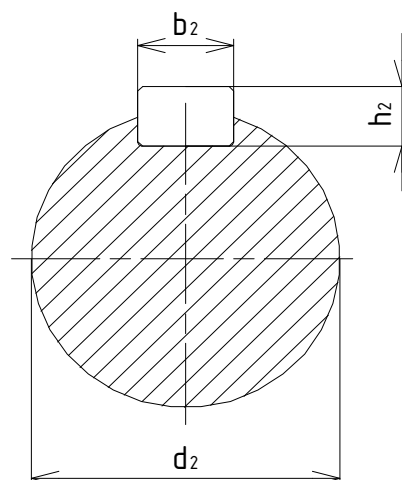
$$b_2 = 18 \text{ mm} \quad h_2 = 11 \text{ mm}$$

$$l_2 = 110 \text{ mm} \quad d_2 = 60 \text{ mm}$$

$$l_2^* = l_2 - b_2$$

$$l_2^* = 110 - 18 = 92$$

$$l_2^* = 92 \text{ mm}$$



Obr. 19

Kontrola kontaktního tlaku v náboji pera

$$p_2 = \frac{F_{p2}}{S_{p2}} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2}}{n_2 \cdot l_2^* \cdot \frac{h_2}{2} \cdot x_2} \quad (33)$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot 1278924}{1 \cdot 92 \cdot \frac{11}{2} \cdot 1} = 84,25$$

$$p_2 = 84,25 \text{ MPa} < p_{\text{dov}} = 130 \text{ MPa} \quad - \quad \text{vyhovuje}$$

M_{k2} ... kroutící moment, který spoj přenáší

d_2 ... průměr hřídele

n_2 ... počet per $n = 1$

l_2 ... délka pera dle ČSN 02 2562

l_2^* ... aktivní délka pera v náboji

h_2 ... výška pera dle ČSN 02 2562

x_2 ... součinitel efektivního počtu nesoucích per (pro 1 pero $x_2 = 1$)

p_2 ... kontaktní tlak v náboji pera

p_{dov} ... dovolený kontaktní tlak $p_{\text{dov}} = 130 \text{ MPa}$

Pero na opačném konci hnacího hřídele: Pero 16 e7 x 10 x 56 ČSN 02 2562

Pero slouží k blokaci zpětného směru otáčení vyvolaného hmotností materiálu v nabíhající větvi dopravního pásu.

Rozměry pera:

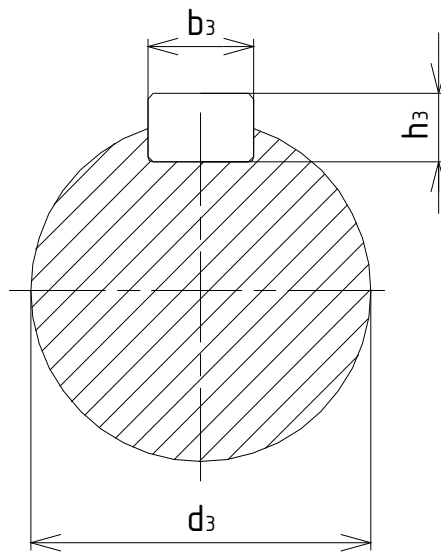
$$b_3 = 16 \text{ mm} \quad h_3 = 10 \text{ mm}$$

$$l_3 = 56 \text{ mm} \quad d_3 = 55 \text{ mm}$$

$$l_3^* = l_3 - b_3$$

$$l_3^* = 50 - 16 = 34$$

$$l_3^* = 34 \text{ mm}$$



Obr. 20

Kontrola kontaktního tlaku v náboji pera

$$p_3 = \frac{F_{p3}}{S_{p3}} = \frac{F_2 \frac{D_1}{d_3}}{n \cdot l_3^* \cdot \frac{h_3}{2} \cdot x} \quad (34)$$

$$p_3 = \frac{3081,577 \cdot \frac{400}{55}}{1 \cdot 34 \cdot \frac{10}{2} \cdot 1} = 131,8$$

$$p_3 = 131,8 \text{ MPa} < p_{\text{dov}} = 135 \text{ MPa} \quad - \text{ vyhovuje}$$

- F_2 ... síla vyvolaná hmotností materiálu v nabíhající větvi pásu
- d_3 ... průměr hřídele
- n_3 ... počet per $n = 1$
- l_3 ... délka pera dle ČSN 02 2562
- l_3^* ... aktivní délka pera v náboji
- h_3 ... výška pera dle ČSN 02 2562
- x_3 ... součinitel efektivního počtu nesoucích per (pro 1 pero $x = 1$)
- p_3 ... kontaktní tlak v náboji pera
- p_{dov} ... dovolený kontaktní tlak $p_{\text{dov}} = 135 \text{ MPa}$

4.2.7 Kontrola napínání

Napínání tažného orgánu je umístěno v patě elevátoru. Napínací síla potřebná pro napnutí pásu je vyvozená hmotností součástí vratné stanice, která je zavěšena na dopravním pásu a přidavnou silou vyvozenou pomocí napínacích šroubů, které jsou umístěny v patě elevátoru.

$$F_{nap} = 2000N$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{s2} + d_{s3}}{2} \right)^2 \quad (35)$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{22,051 + 20,319}{2} \right)^2 = 352,49$$

$$A_s = 352,49mm^2$$

$$\sigma_{nap} = \frac{F_{nap}}{n_s \cdot A_s} \quad (36)$$

$$\sigma_{nap} = \frac{2000}{2 \cdot 352,49} = 2,837$$

$$\sigma_{nap} = 2,837MPa$$

Kontrola matice na otláčení

$$S_{nap} = i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{nap}^2 - D_{1nap}^2) \quad (37)$$

$$S_{nap} = 7,17 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (24^2 - 20,752^2) = 818,155$$

$$S_{nap} = 818,155mm^2$$

$$i = \frac{m_{nap}}{S_{nap}} \quad (38)$$

$$i = \frac{21,5}{3} = 7,17$$

$$p_z = \frac{F_{nap}}{n_{nap} \cdot S_{nap}} \quad (39)$$

$$p_z = \frac{2000}{2 \cdot 818,155} = 1,222$$

$$p_z = 1,222 \text{ MPa}$$

$$p_z < p_{zD} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

S_{nap} ... činná plocha závitu

i_n ... počet činných závitů

d_{nap} ... vnější průměr závitu napínacího šroubu [1] str.356 ČSN 01 4013

$D_{1\text{nap}}$... vnitřní průměr závitu napínací matice [1] str.356 ČSN 01 4013

m_{nap} ... výška napínací matice [1] str.422 ISO 4032

S_{nap} ... stoupání závitu napínací matice

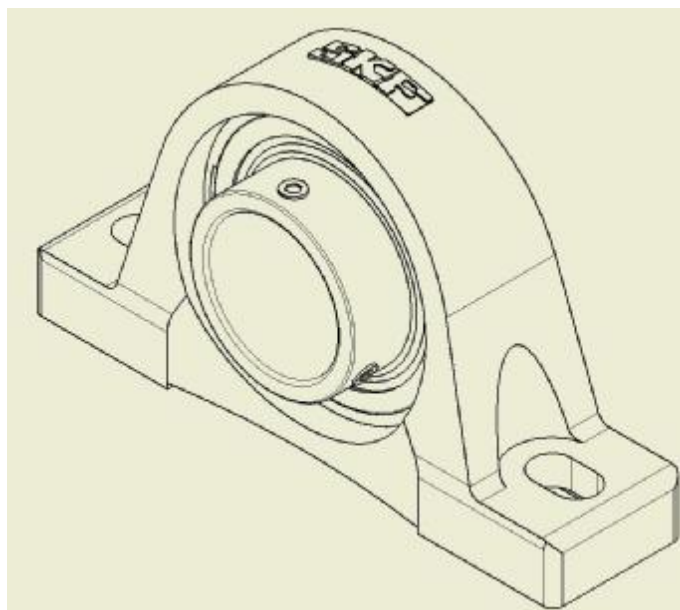
p_z ... kontaktní tlak v závitech napínací matice

p_{zD} ... dovolený kontaktní tlak v závitech napínací matice ($p_{zD} = 90 \text{ MPa}$)

4.2.8 Kontrola ložisek

Hnací hřídel

Pro uložení hřídele hnacího bubnu volím ložiskovou jednotku **SKF SY 60 TF** [13], která se skládá z ložiskového tělesa FY 512 U a ložiska YAR 212-204-2F. Zajištění těchto ložisek proti posunu v axiálním směru je řešeno pomocí stavěcích šroubů, které jsou ve vnitřním kroužku ložisek. V rámci zohlednění tepelné dilatace hřídele a zachování staticky určitého uložení, je axiálně zajištěno jen ložisko blíže pohonu.



Obr.12 Ložisková jednotka SKF SY 60 TF

Parametry ložiskové jednotky SKF SY 60 TF:

$$C = 52,7 \text{ kN}$$

$$C_0 = 36 \text{ kN}$$

$$F_{RA} = 3691 \text{ N}$$

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

$$\frac{F_{AA}}{C_0} = \frac{0}{36000} = 0 \Rightarrow e = 0,31$$

$$\frac{F_{AA}}{F_{RA}} = \frac{0}{3691} = 0 < e$$

$$\Rightarrow X = 1$$

$$\Rightarrow Y = 0$$

$$F_{eA} = X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{RA}$$

$$F_{eA} = 1 \cdot 3691 + 0 \cdot 3691 = 3691$$

$$F_{eA} = 3691 \text{ N}$$

$$L_{10hA} = \left(\frac{C}{F_{eA}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{\min}} \quad (40)$$

$$L_{10hA} = \left(\frac{52700}{3691} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 112} = 433142$$

$$L_{10hA} = 433142 \text{ h}$$

F_{RA} ...radiální síla v ložisku A ($F_{RA} = R_A$)

F_{AA} ...axiální síla v ložisku A

C ...dynamická únosnost ložiska [13]

C_0 ...statická únosnost ložiska [13]

F_{eA} ...ekvivalentní zatížení ložiska „A“

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

$$\frac{D_A + d_A}{2} = \frac{110 + 60}{2} = 85 \Rightarrow v_1 = 85,1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (41)$$

$$v = 64,8 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\kappa = \frac{v}{v_1} \quad (42)$$
$$\kappa = \frac{64,8}{85,1} = 0,761$$

$$L_{3hA} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10hA}$$
$$L_{3hA} = 0,44 \cdot 0,619 \cdot 433142 = 117970$$
$$L_{3hA} = 117970h$$

- D_A ...vnější průměr ložiska „A“ [13]
 d_A ...vnitřní průměr ložiska „A“ [13]
 v ...kinematická viskozita použitého maziva za provozní teploty [13]
 v_1 ...kinematická viskozita zabezpečující optimální mazání
 a_1 ...součinitel pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne požadované životnosti ($a_1 = 0,44$ při pravděpodobnosti 97%)
 a_{23} ... součinitel provozních podmínek (mazání a materiál)
 L_{3hA} ...trvanlivost ložiska „A“ při pravděpodobnosti 97%

Napínací hřídel

Pro uložení hřídele napínacího bubnu volím ložiskovou jednotku **SKF FY 40 TR** [13], která se skládá z ložiskového tělesa FY 508 M a ložiska YAR 208-2RF/HV. Zajištění těchto ložisek proti posunu v axiálním směru je řešeno pomocí stavěcích šroubů, které jsou ve vnitřním kroužku ložisek.

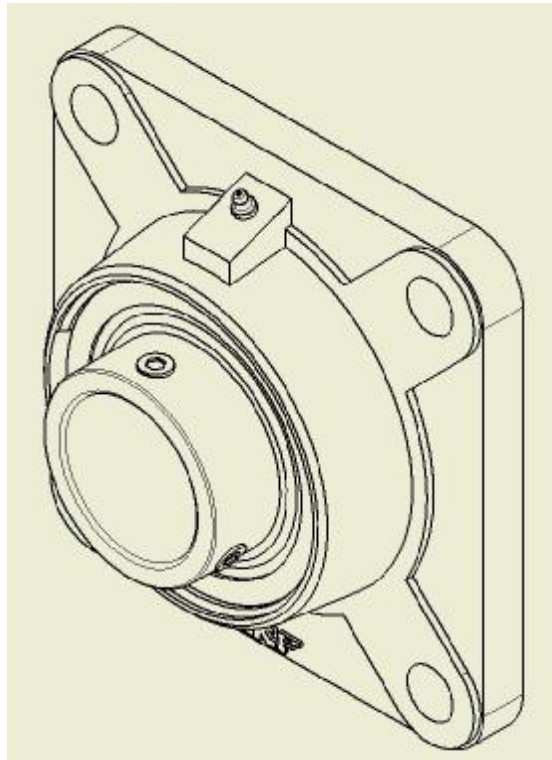
Parametry ložiskové jednotky SKF FY 40 TR:

$$C = 24,7 \text{ kN}$$

$$C_0 = 19 \text{ kN}$$

$$F_{RC} = 1000 \text{ N}$$

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



Obr.13 Ložisková jednotka SKF FY 40 TR

$$\frac{F_{AC}}{C_0} = \frac{0}{19000} = 0 \Rightarrow e = 0,31$$

$$\frac{F_{AC}}{F_{RC}} = \frac{0}{1000} = 0 < e$$

$$\Rightarrow X = 1$$

$$\Rightarrow Y = 0$$

$$F_{eC} = X \cdot F_{RC} + Y \cdot F_{RC}$$

$$F_{eC} = 1 \cdot 1000 + 0 \cdot 1000 = 1000$$

$$F_{eC} = 1000N$$

$$L_{10hC} = \left(\frac{C}{F_{eC}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{\min}}$$

$$L_{10hC} = \left(\frac{24700}{1000} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 112} = 2242444$$

$$L_{10hC} = 2242444h$$

- F_{RC} ...radiální síla v ložisku C ($F_{RC} = Z/2$)
 F_{AC} ...axiální síla v ložisku C
C ...dynamická únosnost ložiska [13]
 C_0 ...statická únosnost ložiska [13]
 F_{eC} ...ekvivalentní zatížení ložiska „C“
 L_{10hC} ...trvanlivost ložiska „C“ při pravděpodobnosti 90%

$$\frac{D_C + d_C}{2} = \frac{80 + 40}{2} = 60 \Rightarrow v_1 = 102 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v = 64,8 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\kappa = \frac{v}{v_1}$$

$$\kappa = \frac{64,8}{102} = 0,635$$

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

$$L_{3hC} = 0,44 \cdot 0,449 \cdot 2242444 = 443017$$

$$L_{3hC} = 443017 \text{ h}$$

- D_C ...vnější průměr ložiska „C“ [13]
 d_C ...vnitřní průměr ložiska „C“ [13]
v ...kinematická viskozita použitého maziva za provozní teploty [13]
 v_1 ...kinematická viskozita zabezpečující optimální mazání $\kappa = 1$
 a_1 ...součinitel pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne požadované životnosti ($a_1 = 0,44$ při pravděpodobnosti 97%)
 a_{23} ... součinitel provozních podmínek (mazání a materiál)
 L_{3hC} ...trvanlivost ložiska „A“ při pravděpodobnosti 97%

5. Pokyny pro údržbu a provoz

Obsluhou elevátoru smí být pověřeny jen osoby pro tuto činnost zaškolené (zaškolení provede výrobce (dodavatel) nebo osoba odpovědná za provoz a technický stav zařízení). Elevátor je možné používat jen pro účel, ke kterému byl zkonstruován. Uživatel je odpovědný za technický stav a bezpečný provoz zařízení.

Kontroly

Průběžně

- zda nedošlo ke zjevnému poškození elevátoru
- hlučnost

Týdně

- napnutí pásu
- teplotu převodovky

Měsíčně

- stav pásu a jeho spoje
- hladinu oleje v převodovce
- stav korečků a jejich upevnění

Ročně

- stav pohonu (zvýšená hlučnost, teplota...)
- stav ložisek, domazání
- zkontrolovat utažení šroubových spojů

Mazání

V převodovce plněné minerálním olejem je třeba vyměnit mazivo po prvních 500 až 1000 provozních hodinách a pokud je to možné, vypláchnout vnitřek převodovky. Množství oleje v převodovce je nutné pravidelně kontrolovat a další výměnu minerálního oleje provést po 4000 provozních hodinách. Není-li převodovka dlouhodobě v provozu a je umístěna ve vlhkém prostředí, je třeba ji celou naplnit olejem. Olej musí být vypuštěn na provozní hladinu před uvedením převodovky do provozu.

Ložiskové jednotky domazávat podle mazacího plánu. Před mazáním je třeba očistit maznici.

Samostředící volnoběžka Teatechnik GV 55 je dodávána naplněná mazivem pro celou dobu životnosti a je utěsněna.

6. Závěr

Podle zadání diplomové práce jsem navrhl pásový korečkový elevátor určený k přepravě pšenice.

V počáteční fázi jsem v souladu s požadavky zadavatele navrhl základní rozměry elevátoru, určil potřebný výkon motoru, zvolil odpovídající převodovku, vhodný dopravní pás a korečky potřebného objemu. Hlavu a patu jsem doplnil zpětnou brzdou a snímáním otáček.

Dále jsem provedl pevnostní kontrolu hřídele hnacího bubnu. Hřídel jsem zkontroloval staticky ve dvou nejvíce namáhaných místech. Nejnižší bezpečnost 1,296 je na vstupním konci, kde má hřídel nejmenší průměr a drážku pro pero. Zkontroloval jsem také na otláčení všechna pera hnací hřídele.

Následně jsem staticky zkontroloval napínací šrouby, závit matice na otláčení a vypočítal trvanlivost ložisek na hnací a napínací hřídeli.

Nejnižší bezpečnost vyšla při kontrole pera zpětné brzdy na otláčení. Podle vyjádření výrobce zpětné brzdy je však s tímto počítáno, proto považuji spoj za vyhovující.

V závěru práce jsem uvedl základní pokyny pro bezpečný provoz stroje a základní požadavky na jeho kontrolu a údržbu. Dodržováním těchto zásad selepší jak životnost a bezporuchovost stroje, tak i bezpečnost při jeho provozu.

7. Seznam použitých zdrojů

- [1] LEINVEBER J. a kol., *Strojnické tabulky*, Vydalo: Scientia, spol. s.r.o., 2000.
- [2] SVOBODA P. a kol., *Základy konstruování – Výběr z norem pro konstrukční cvičení*, Akademické nakl. CERM, 2001.
- [3] BOHÁČEK F. a kol., *Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie, ložiska*, PCDIR s.r.o., 1996.
- [4] GAJDŮŠEK J., ŠKOPÁN M., *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, VUT Brno, 1988.
- [5] DRAŽAN a kol., *Teorie a stavba dopravníků*, ČVUT Praha, 1983.
- [6] ČSN 26 2008, Korečkové elevátory – Základní rozměry
- [7] Katalog fy Siemens – Asynchronní motory nakrátko - <http://w1.siemens.com>
- [8] Katalog fy TRAMEC – kuželočelní převodovky - <http://www.tramec.it/>
- [9] Katalog fy KOVO - Axiální čepové spojky - <http://kovovd.cz/>
- [10] Katalog fy T.E.A. Technik – Volnoběžné spojky - <http://www.teatechnik.cz/>
- [11] Katalog fy Fatra – dopravní pás - <http://www.fatra.cz>
- [12] MBM Maschinenbau GmbH – korečky - <http://www.maschinenbau-muehldorf.de/>
- [13] Katalog fy SKF – Ložiskové jednotky - www.skf.com
- [14] Motor-Gear – motor s převodovkou - <http://www.motorgear.cz/>
- [15] Katalog fy IFM Electronic – snímač otáček - www.ifm-electronic.cz

8. Seznam použitých zkratk a symbolů

a	[m]	vzdálenost pólu P od středu O
a ₁	[-]	součinitel pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne požadované životnosti
a ₂₃	[-]	součinitel provozních podmínek (mazání a materiál)
a _H	[m]	vzdálenost síly T _{1s/2} od osy ložiska A
A _k	[m]	rozměr korečku
A _s	[m ²]	plocha jádra napínacího šroubu
b ₁	[m]	šířka pera
b ₂	[m]	šířka pera
b ₃	[m]	šířka pera
B _k	[m]	rozměr korečku
B _p	[m]	zvolená šířka pásu
c ₁	[-]	součinitel odporu při nabírání
c ₂	[-]	součinitel odporu ohýbání pásu
c _H	[m]	vzdálenost síly T _{1s/2} od osy ložiska B
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C ₀	[N]	statická únosnost ložiska
C _k	[m]	rozměr korečku
d ₁	[m]	průměr hřídele
d _{1p}	[m]	předběžně zvolený průměr hřídele
d ₂	[m]	průměr hřídele
d _{2p}	[m]	předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu v ložiskách
d ₃	[m]	průměr hřídele
d _A	[m]	vnitřní průměr ložiska „A“
d _C	[m]	vnitřní průměr ložiska „C“
d _H	[m]	vzdálenost ložiska B od ložiska A
d _I	[m]	průměr hnacího hřídele v místě I
d _{II}	[m]	průměr hřídele v místě II
d _{j1}	[m]	průměr jádra hřídele
d _{nap}	[m]	vnější průměr závitů napínacího šroubu
d _{s2}	[m]	střední průměr závitů šroubu
d _{s3}	[m]	malý průměr závitů šroubu
D ₁	[m]	průměr napínacího bubnu

D_{1nap}	[m]	vnitřní průměr závitu napínací matice
D_2	[m]	průměr hnacího bubnu
D_A	[m]	vnější průměr ložiska „A“
D_C	[m]	vnější průměr ložiska „C“
D_k	[m]	rozměr korečku
D_z	[N.m ⁻¹]	dovolené zatížení pásu na 1 mm jeho šířky
E_k	[m]	rozměr korečku
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_{AA}	[N]	axiální síla v ložisku A
F_{AC}	[N]	axiální síla v ložisku C
F_c	[N]	celková obvodová síla
F_{eA}	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska „A“
F_{eC}	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska „C“
F_k	[m]	rozměr korečku
F_{nap}	[N]	napínací síla
F_{RA}	[N]	radiální síla v ložisku A
F_{RC}	[N]	radiální síla v ložisku C
F_z	[N]	dovolené zatížení pásu šířky 200 mm
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
G_k	[m]	rozměr korečku
h_1	[m]	výška pera
h_2	[m]	výška pera
h_3	[m]	výška pera
H	[m]	maximální dopravní výška
H_k	[m]	rozměr korečku
H_m	[m]	dopravní výška
i	[-]	bezpečnost proti přetížení motoru
i_n	[-]	počet činných závitů
J_k	[m]	rozměr korečku

k_I	[-]	bezpečnost v kritickém průřezu I
k_{II}	[-]	bezpečnost v kritickém průřezu II
l_1	[m]	délka pera
l_2	[m]	délka pera
l_3	[m]	délka pera
l_1^*	[m]	aktivní délka pera v náboji
l_2^*	[m]	aktivní délka pera v náboji
l_3^*	[m]	aktivní délka pera v náboji
L_{10hA}	[h]	trvanlivost ložiska „A“ při pravděpodobnosti 90%
L_{10hC}	[h]	trvanlivost ložiska „C“ při pravděpodobnosti 90%
L_{3hA}	[h]	trvanlivost ložiska „A“ při pravděpodobnosti 97%
L_{3hC}	[-]	trvanlivost ložiska „A“ při pravděpodobnosti 97%
m_k	[kg.m ⁻³]	hmotnost korečku
m_{nap}	[m]	výška napínací matice
M_{k1}	[N.m]	kroučící moment motoru
M_{k2}	[N.m]	kroučící moment na výstupu převodovky
M_{kII}	[N.m]	moment v krutu v průřezu II
M_{oI}	[N.m]	ohybový moment v místě I
M_{oII}	[N.m]	ohybový moment v místě II
n_1	[-]	počet per
n_{1m}	[s ⁻¹]	výstupní otáčky motoru
n_2	[-]	počet per
n_{2p}	[s ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
n_3	[-]	počet per
n_s	[-]	počet napínacích šroubů
p_1	[Pa]	kontaktní tlak v náboji pera
p_2	[Pa]	kontaktní tlak v náboji pera
p_3	[Pa]	kontaktní tlak v náboji pera
p_{dov}	[Pa]	dovolený kontaktní tlak
p_z	[Pa]	kontaktní tlak v závitech napínací matice
p_{zD}	[Pa]	dovolený kontaktní tlak v závitech napínací matice
P	[W]	výkon motoru
P_e	[W]	výkon hnacího elektromotoru
P_j	[W]	jmenovitý výkon motoru

P_z	[W]	výkon zvoleného motoru
Q	[kg.h ⁻¹]	dopravní výkon délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného
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_A	[N]	reakce v ložisku A
R_B	[N]	reakce v ložisku B
R_e	[Pa]	mez kluzu materiálu 12 050.6
R_{el}	[Pa]	požadovaná mez kluzu
s_{nap}	[m]	stoupání závitu napínací matice
S_k	[m]	rozměr korečku
S_{nap}	[m ²]	činná plocha závitu
t	[m]	hloubka drážky pro pero
t_1	[m]	hloubka zasazení pera v náboji
t_k	[m]	rozteč korečků
T_1	[N]	maximální 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
x_1	[-]	součinitel efektivního počtu nesoucích per
x_2	[-]	součinitel efektivního počtu nesoucích per
x_3	[-]	součinitel efektivního počtu nesoucích per
X_k	[m]	rozměr korečku
Z	[N]	celková napínací síla
α_k	[-]	tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero, namáhání krutem
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 nejnepříznivějších podmínek
		součinitel čepového tření v ložiskách při valivém uložení napínacího
μ_3	[-]	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	[°]	sypný úhel
σ_{nap}	[Pa]	normálové napětí v napínacím šroubu
σ_{oI}	[Pa]	napětí od ohybu v místě I
σ_{oII}	[Pa]	napětí od ohybu v místě II
σ_{redII}	[Pa]	redukované napětí
τ_{kI}	[Pa]	napětí v krutu v průřezu „I“.
τ_{kII}	[Pa]	napětí v krutu v průřezu „II“.
ψ	[-]	součinitel plnění

9. Seznam příloh

Výkresy a kusovníky:

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR	
0-EK-00-00-00	
HLAVA	
1-EK-01-00-00	
PATA	
1-EK-02-00-00	
K-1-EK-02-00-00	Listů: 4
ŠACHTA	
3-EK-03-00-00	
ŠACHTA MONTÁŽNÍ	
2-EK-04-00-00	
DISK HNACÍHO BUBNU	
3-EK-01-02-04	
HLAVA – KONSTRUKCE	
2-EK-01-01-0	
K-2-EK-01-01-0	Listů: 2
HNACÍ BUBEN	
2-EK-01-02-01	
HNACÍ HŘÍDEL	
3-EK-01-02-02	
POHON	
2-EK-01-02-00	
K-2-EK-01-02-00	Listů: 1
ŽEBRO	
4-EK-01-02-05	
NÁBOJ HNACÍHO BUBNU	
4-EK-01-02-03	

Další přílohy:

- CD - zpráva (PDF, Word)
- výkresy (inventor)
- 3D model (inventor)