

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

ODSTŘEDIVÝ KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

CENTRIFUGAL BUCKET HOIST

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PETR KOTAČKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN JONÁK

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Kotačka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Odstředivý korečkový elevátor

v anglickém jazyce:

Centrifugal bucket hoist

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte odstředivý korečkový elevátor pro dopravu suchých sypkých neabrazivních materiálů. Základní parametry:

- dopravní výška 4.500 mm
- dopravní výkon 30000 kg hod-1

Zařízení musí být samonosné s uzavřenými dráhami korečků.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení,
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP.

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. ZEGZULKA J.: Mechanika sypkých hmot. VŠB - TU Ostrava. Laboratoř sypkých hmot. 2004. ISBN 80-248-0699-1.
3. ČSN 26 2008 Svislé korečkové elevátory
4. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Jonák

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 11.11.2013



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem korečkového elevátoru pro dopravu suchých, sypkých a neabrazivních materiálů dle zadaných parametrů. V úvodní kapitole je krátkou rešerší zmiňována koncepce navrhovaného řešení. Další kapitoly se věnují funkčním výpočtům, návrhům a kontrolám jednotlivých navrhovaných součástí zařízení. V návrhu jsou upřednostněny požadavky pro odstředivé vyprazdňování korečku a smíšený způsob plnění. K práci je přiložena příslušná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Korečkový elevátor, dopravník, koreček, pás, svislá doprava, pohon, elektromotor, elevátor

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with bucket elevator design for transport of dry, loose and non abrasive materials according to given parameters. In the introductory chapter a short search describes the concept of suggested solution. Functional calculation, designs and checks of individual proposed equipment elements are stated in the other chapters. In the design requirements for centrifugal bucket discharge as well as miscellaneous way of filling are preferred. Appropriate drawing documentation is enclosed with this thesis.

KEYWORDS

Bucket elevator, conveyor, bucket, belt, vertical transport, power, electric motor, elevator



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Kotačka, Petr. *Odstředivý korečkový elevátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 60 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Jonák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....

Petr Kotačka



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce, panu Ing. Martinu Jonákovi, za odbornou pomoc a konzultace potřebné pro zpracování bakalářské práce. Dále chci poděkovat rodině za podporu, kterou mi poskytovala po celou dobu studia.



OBSAH

Úvod	9
1 Korečkové elevátory	10
1.1 Korečky elevátoru	10
1.1.1 Upevnění korečků	11
1.1.2 Plnění korečků	12
1.1.3 Vyprazdňování korečků	13
1.2 Tažné orgány elevátorů	14
1.3 Nosná konstrukce elevátorů	14
1.4 Pohon elevátoru	14
1.5 Napínání elevátoru	14
2 Funkční výpočet	15
2.1 Předběžný výpočet	15
2.1.1 Základní parametry	15
2.1.2 Výpočet maximální výšky	15
2.1.3 Výkon motoru	16
2.1.4 Obvodová síla na hnací buben	16
2.1.5 Volba korečku	16
2.1.6 Kontrola odstředivého vyprazdňování korečku	18
2.1.7 Zatížení a volba dopravního pásu	18
2.2 Zpřesnění výpočtů	20
2.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu	20
2.2.2 Stanovení výkonu hnacího motoru a volba pohonu.	25
2.2.3 Určení skutečné napínací síly a tahů v obou větvích na hnacím bubnu	28
3 Výpočty hnacího hřídele a ostatních komponentů	30
3.1 Kontrolní výpočet hnacího hřídele	30
3.2 Kontrola hnacího hřídele v kritických místech	32
3.3 Kontrola pera na otláčení	46
3.4 Kontrola ložisek hnací hřídele	49
Závěr	52
Seznam použitých zkratk a symbolů	55
Seznam příloh	60



ÚVOD

Korečkové elevátory mají i v dnešní době velmi rozsáhlé využití v různých výrobních odvětvích. Nejčastěji v zemědělství, potravinářství, stavebnictví, důlnictví, dřevařském a chemickém průmyslu. [19]. Korečkový elevátor je jeden z nejstarších známých dopravníků. Jeho historii můžeme sledovat až do doby starého Babylónu, kde otroci pomocí proutěných košů připevněných k lanům tahali vodu do zavlažovacích příkopů [20]. Největší rozvoje korečkových dopravníků byl zaznamenán v mlýnském oboru. Asi od počátku 20. století pak sloužily např. i na svislou dopravu uhlí [21].

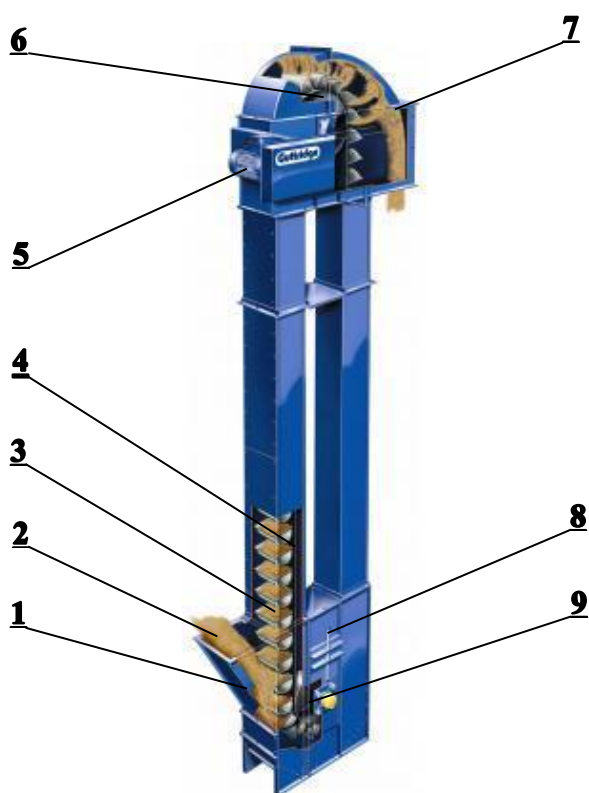
Výhoda korečkového elevátoru je nízká spotřeba energie (vyvážení obou větví), malý vestavěný prostor, relativně vysoký dopravní výkon, spolehlivý provoz, u řetězových provoz v horkém prostředí. Částečnou nevýhodou může být omezena dopravní výška a prašnost při dopravě některých materiálů [9].

Korečkový elevátor jsem si vybral jako svoji bakalářskou práci proto, že mě přeprava a manipulace materiálu z hlediska konstrukce transportních zařízení zajímá a rád bych se této problematice v budoucnu dále věnoval.



1 KOREČKOVÉ ELEVÁTORY

Korečkové elevátory (viz obr.1) jsou mechanické dopravníky ve svislém nebo šikmém směru (úhel stoupání do 60°) určené k přepravě sypkých jemnozrnných materiálů se sypným úhlem 15° až 60° (např. cementu, písku, obilí, popela, mouky atd.) [1,7]. Dopravní výška je omezena pevností tažného orgánu. Používají se pro malá a střední dopravní množství (do $160 \text{ m}^3/\text{hod}$) a dopravní výšky do 40 m [1]. Při užití pásu jako tažného orgánu lze dosáhnout vysokých rychlostí a tím i dopravního výkonu až $1000 \text{ m}^3/\text{hod}$ a dopravních výšek až 200 m. Z pravidla bývá elevátor uzavřený v prachotěsné šachtě, kdy v hlavě elevátoru je umístěn pohon a v patě napínací mechanismus [1,7].



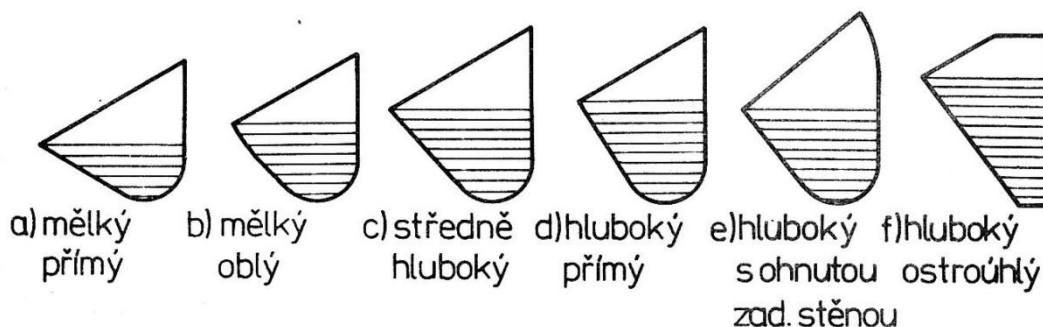
Obr. 1 Schéma elevátoru 1. násypka, 2. přepravovaný materiál, 3. korečky, 4. PVC pás, 5. pohonná jednotka 6. hnací buben, 7. prostor pro vysypávání materiálu, 8. napínací zařízení 9. hnaný buben [10].

1.1 KOREČKY ELEVÁTORU

Korečky jsou hlavní částí elevátoru, v nichž je umístěn přepravovaný materiál. Vyrábějí se z plechu svařováním nebo lisováním s případnou povrchovou úpravou (pozinkování, fosfátování, povlak z pryže apod.) nebo se vyrábějí plastové či lité [1,7]. Jsou pevně připevněny k tažnému orgánu, kterým mohou být řetězy nebo dopravní gumové pásy. Volba materiálu korečku vždy závisí na vlastnostech dopravovaných materiálů [1,7].



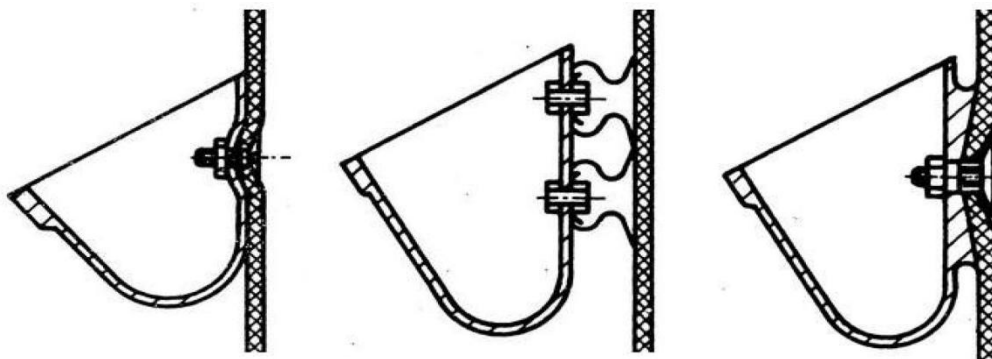
Velmi důležitý je také profil korečku, který je závislý na fyzikálních vlastnostech dopravovaných materiálů. Pro běžné účely se volí podle ČSN 26 2008 v šesti základních profilech A až F (viz obr. 2) a volí se podle objemu, způsobu plnění a vyprazdňování [1].



Obr. 2 Tvar korečku dle normy ČSN26 2008 [1].

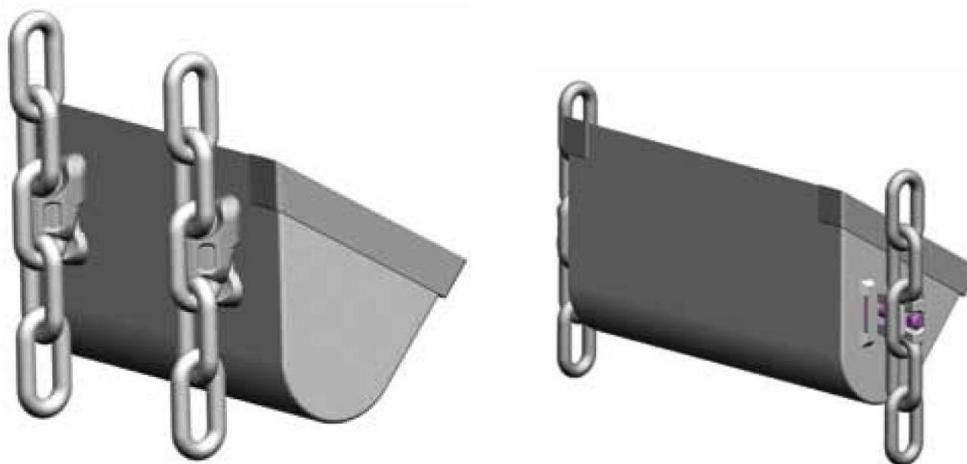
1.1.1 UPEVNĚNÍ KOREČKŮ

Upevnění korečků na pás (viz obr. 3) lze provést buď speciálními talířovými šrouby, nebo speciálními segmenty. Když se korečky šroubují přímo na pás, je nutné tyto v místě připojení zaoblit, aby vnitřní strana pásu byla rovná a byl tím zaručený plynulý přechod přes kladky [1].



Obr.3 Upevnění korečku na pás [1].

U řetězů jsou korečky připojeny odnímatelně, prostřednictvím šroubů a to buď čelně (viz obr.5 vlevo) nebo bočně (viz obr.5 vpravo) [1].



Obr. 4 Čelní připojení (vlevo), boční připojení korečku (vpravo)[10].

1.1.2 PLNĚNÍ KOREČKŮ

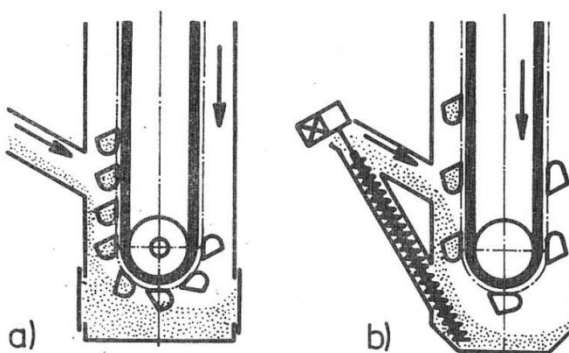
Způsob plnění je buď hrabací, nasypávací nebo smíšený [1].

Hrabací způsob

Materiál je přiváděn (viz obr. 6a) na dno dopravní šachty tak, že propadá na její dno a tam se shromažďuje. 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 [1].

Nasypací způsob

Materiál je do korečku (viz obr 6b) přímo nasypáván. Tento způsob vyžaduje širší rozteč korečků. Vhodné pro materiály hrubě kusovité a silně abrazivní. Jako tažného orgánu se zde využívá většinou řetězu [1].



Obr. 6 Způsob plnění korečku [1].



Smíšený způsob

Je kombinací obou předchozích. Z hlediska provedení odpovídá (obr. 6) při větším přísunu dopravního materiálu [1].

1.1.3 VYPRAZDŇOVÁNÍ KOREČKŮ

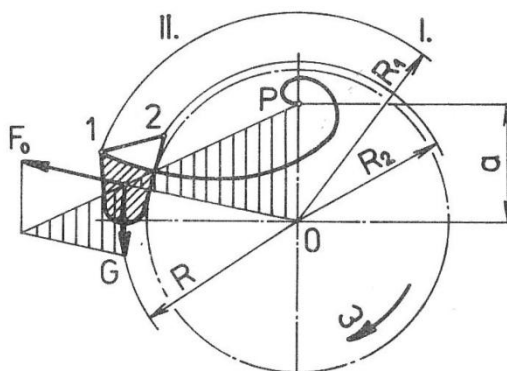
Korečky lze vyprazdňovat odstředivým (viz obr.7 vlevo) nebo gravitačním (viz obr.7 vpravo) způsobem.



Obr. 7 Odstředivé vyprazdňování [12], gravitační vyprazdňování [13].

Kritériem tohoto rozdělení je poloha pólu P (viz obr. 8), 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. Jestliže pól leží uvnitř kružnice R_2 je materiál vysypáván vlivem odstředivé síly z korečku přes hranu 1 korečku již ve II. kvadrantu – v tomto případě hovoříme o odstředivém vyprazdňování [1].

Pokud je však vzdálenost a pólu P od středu O větší jak poloměr R_1 , tak materiál vypadává přes vnitřní hranu 2 korečku až v I. kvadrantu, pak se tedy jedná o gravitační vyprazdňování [1].



Obr. 8 Schématické znázornění nalezení výslednice vnějších sil [1].



1.2 TAŽNÉ ORGÁNY ELEVÁTORŮ

Tažným orgánem mohou být dopravní pásy nebo řetězy. Pásy korečkových elevátorů jsou vhodné pro velké dopravní množství a výšky při rychlostech 1 až 3,5 m/s. 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 se používají pouze pro mále rychlosti 0,3 až 1,2 m/s a z toho plynoucí malé výkony a dopravní výšky. Řetězy jsou vhodné pro přepravu materiálu o vysoké teplotě [1].

1.3 NOSNÁ KONSTRUKCE ELEVÁTORŮ

Konstrukce korečkového elevátoru může být otevřená nebo uzavřená (šachtovitá) [7]. Vzhledem k přepravním vzdálenostem může být konstrukce samonosná (kotvena na patě) nebo zavěšená [7]. Šachty mohou být samostatné nebo společné pro obě větve [6]. V případě přepravovaného materiálu podle zadání se bude jednat o uzavřenou konstrukci, kdy šachta bude samostatná.

1.4 POHON ELEVÁTORU

Pohon elevátoru je umístěn v hlavě elevátoru. Převodové motory se používají pro menší výkony [7]. 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. 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 [6,7].

1.5 NAPÍNÁNÍ ELEVÁTORU

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



Obr. 9 Napínací zařízení [14].



2 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet korečkového elevátoru se provádí nejdříve předběžně, na základě kterého se navrhne tažný element korečky, napínací a hnací buben [1]. Na základě znalosti těchto údajů se pak provádí přesný výpočet, kterým se ověří správnost původního návrhu [1].

2.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET

Předběžný výpočet uvažuje souhrnně všechny odpory vyskytující se při provozu elevátoru za nejnepríznivějších podmínek. Výpočtem se stanoví předběžný výkon elektromotoru, tahy ve větvích a napínací síla [1].

Funkční výpočet je proveden dle skript [1].

2.1.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY

Dopravní výkon $Q = 30000 \text{ kg/h}$

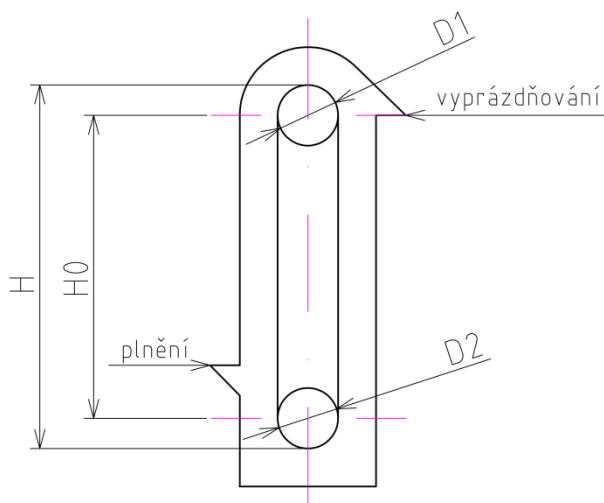
Dopravní výška $H_0 = 4,5 \text{ m}$

Doprovázaný materiál – suchý sypký neabrazivní materiál.

Jako přepravovaný materiál byly zvoleny obilniny, jako je pšenice, žito, ječmen, kukuřičné zrno, pohanka, nebo také např. rýže.

Sypná hmotnost materiálu $\gamma = 800 \text{ kg/m}^3$

2.1.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ VÝŠKY



Obr. 10 Základní rozměr elevátoru.

$$H = H_0 + \frac{D_1 + D_2}{2} \quad (2.1.2 - 1)$$



$$H = 4,5 + \frac{0,4 + 0,4}{2}$$

$$H = 4,9 \text{ m}$$

Kde:

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

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

$H_0 = 4,5 \text{ m}$ – dopravní výška

$H = 4,9 \text{ m}$ – maximální dopravní výška

2.1.3 VÝKON MOTORU

$$P = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H \cdot g}{3600} \quad (2.1.3 - 1)$$

$$P = \frac{1,73 \cdot 30000 \cdot 4,9 \cdot 9,807}{3600}$$

$$P = 694,117 \text{ W}$$

$$P_{pz} = 750 \text{ W}$$

Kde:

$\mu_1 = 1,73$ – celkový součinitel odporu za nejnepříznivějších podmínek [1] (Tab 8.13)

$Q = 30000 \text{ kg/hod}$ – dopravní výkon

$H = 4,9 \text{ m}$ – maximální dopravní výška

$g = 9,807 \text{ m/s}^2$ – gravitační zrychlení

$P_{pz} = 750 \text{ W}$ – předběžně zvolená hodnota dle dostupnosti katalogu

2.1.4 OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍ BUBEN

$$F = \frac{P_{pz} \cdot \eta}{v} \quad (2.1.4 - 1)$$

$$F = \frac{750 \cdot 0,95}{2}$$

$$F = 356 \text{ N}$$

Kde:

$P_{pz} = 750 \text{ W}$ – předběžně zvolená hodnota dle dostupnosti katalogu

$\eta = 0,95$ – zvolená účinnost převodu od motoru k poháněnému hřídeli

$v = 2 \text{ m/s}$ – rychlost korečku volena dle ČSN 26 2008

2.1.5 VOLBA KOREČKU

Z rovnice pro hodinový dopravní výkon se vypočítá objem korečku

$$Q = 3600 \cdot V_k \cdot \varphi \cdot \frac{v}{t_k} \cdot \gamma \quad (2.1.5 - 1)$$



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

$$V_k = \frac{30000 \cdot 0,2}{3600 \cdot 2 \cdot 800 \cdot 0,8}$$

$$V_k = 0,0013021 \text{ m}^3$$

$$V_k = 1,3021 \text{ dm}^3$$

Kde:

$Q = 30000 \text{ kg/hod}$ – dopravní výkon

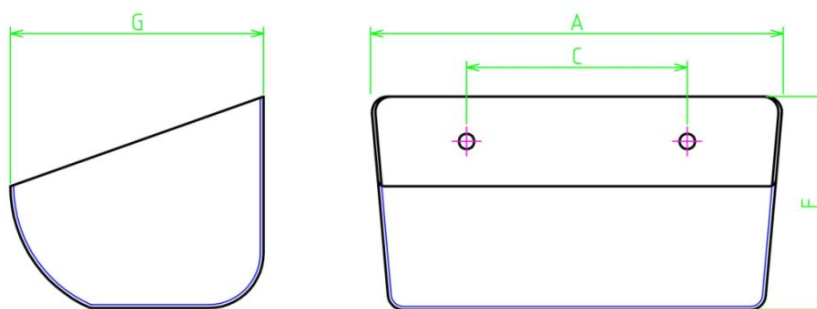
$t_k = 0,2 \text{ m}$ – rozteč korečku voleno dle [1](str.189)

$v = 2 \text{ m/s}$ – rychlost korečku volena dle ČSN 26 2008

$\gamma = 800 \text{ kg/m}^3$ – sypná hmotnost materiálu

$\varphi = 0,8$ – součinitel plnění [1] (Tab.8.14)

Dle získaného výpočtu objemu korečku je zvolen koreček SPS 180-140/1,5 [15]



Obr. 11 Základní rozměry korečku.

Tab.1 Základní rozměry zvoleného korečku

horní šířka korečku $A[\text{mm}]$	výška korečku $F_k[\text{mm}]$	hloubka korečku $G[\text{mm}]$	rozteč děr/ počet děr $C_d[\text{mm}]/[-]$	objem korečku $V[\text{dm}^3]$	hmotnost korečku $m_k[\text{kg}]$
187	112	147	100/2	1,38	0,61



Obr. 12 Zvolený koreček SPS 180-140/1,5 [15].

**2.1.6 KONTROLA Odstředivého vyprazdňování korečku**

$$\frac{a_{po}}{R} = \frac{G}{F_0} = \frac{m \cdot g}{m \cdot R \cdot \omega^2} \quad (2.1.6 - 1)$$

$$a_{po} = \frac{g}{\omega^2} = \frac{g}{\left(\frac{v}{R}\right)^2}$$

$$a_{po} = \frac{9,807}{\left(\frac{2}{0,2}\right)^2}$$

$$a_{po} = 0,0987 \text{ m}$$

$$a_{po} < R_2 < R_1$$

Podmínka je splněna, jedná se o odstředivé vyprazdňování korečků.

2.1.7 ZATÍŽENÍ A VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečku

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} \quad (2.1.7 - 1)$$

$$q_3 = \frac{0,61 \cdot 9,807}{0,2}$$

$$q_3 = 29,91 \text{ N/m}$$

Kde:

$m_k = 0,61 \text{ kg}$ – hmotnost prázdného korečku

$g = 9,807 \text{ m/s}^2$ – gravitační zrychlení

$t_k = 0,2 \text{ m}$ – rozteč korečku voleno dle [1](str.189)

Stanovení tahu v tažném orgánu na nabíhající a sbíhající větvi hnacího bubnu

Jako tažný prostředek je zvolen PVC dopravní pás

Tah v nabíhající větvi

$$T_1 = \frac{F \cdot e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad (2.1.7 - 2)$$

$$T_1 = \frac{356 \cdot e^{0,3 \cdot 3,14}}{e^{0,3 \cdot 3,14} - 1}$$

$$T_1 = 583,7 \text{ N}$$



Kde:

$F = 356 \text{ N}$ – obvodová síla na hnací buben (2.1.4-1)

$f = 0,3[-]$ – součinitel tření mezi bubnem a pásem [1] (tab.8.15)

$\alpha = \pi \text{ rad}$ – úhel opásání

Tah ve sbíhající větvi

$$T_2 = T_1 - F \quad (2.1.7 - 3)$$

$$T_2 = 583,7 - 356$$

$$T_2 = 227,44 \text{ N}$$

Kde:

$T_1 = 583,7 \text{ N}$ – tah v nabíhající větvi pásu (2.1.7-2)

$F = 356 \text{ N}$ – obvodová síla na hnací buben (2.1.4-1)

Volba tažného pásu a kontrola únosnosti

Volen PVC pás pro elevátory s velkým zatížením – 4T 32 V3-V3 dle [16]

Parametry pásu dle výrobce

$B_p = 200 \text{ mm}$ – šířka pásu

$t_p = 5,5 \text{ mm}$ – tloušťka pásu

$m_p = 6,8 \text{ kg/m}^2$ – hmotnost pásu na 1m^2

$\tau_D = 32 \text{ N/mm}$ – dovolené pracovní zatížení na 1 mm pásu

$q_2 = 13,34 \text{ N/m}$ – délkové zatížení od hmotnosti bubnu

Výpočet dovoleného zatížení pásu

$$F_z = \tau_D \cdot B_p \quad (2.1.7 - 4)$$

$$F_z = 32 \cdot 200$$

$$F_z = 6400 \text{ N}$$

Tahová síla v nabíhající větvi musí být menší nebo rovno dovolenému zatížení pásu

$$T_1 \leq F_z$$

$$583,7 \text{ N} \leq 6400 \text{ N}$$

Zvolený pás předběžně vyhovuje teoretické tahové síle.



2.2 ZPŘESNĚNÍ VÝPOČTŮ

Výpočet provedeme dle skript [1].

2.2.1 URČENÍ JEDNOTLIVÝCH ODPORŮ PROTI POHYBU

Složka obvodové síly F_1 potřebné k nabírání materiálu

Abychom zjistili obvodovou sílu F_1 potřebnou k nabírání materiálu, je potřeba nejdříve znát délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu.

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3600 \cdot v} \quad (2.2.1 - 1)$$

$$q_1 = \frac{30000 \cdot 9,807}{3600 \cdot 2}$$

$$q_1 = 40,86 \text{ N/m}$$

Kde:

$Q = 30000 \text{ kg/hod}$ – dopravní výkon

$v = 2 \text{ m/s}$ – rychlost korečku volena dle ČSN 26 2008

$g = 9,807 \text{ m/s}^2$ – gravitační zrychlení

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 \quad (2.2.1 - 2)$$

$$F_1 = 4 \cdot 40,86$$

$$F_1 = 163,45 \text{ N}$$

Kde:

$c_1 = 4 [-]$ – součinitel odporu volem dle tabulky [1] (Tab.8.16)

$q_1 = 40,86 \text{ N/m}$ – délkové zatížení pásu od hmotnosti dopravního mat. (2.2.1-1)

Složka obvodové síly F_2 potřebné ke zvedání materiálu

Uvažujeme se smíšeným způsobem plnění

$$F_2 = q_1 \cdot H \quad (2.2.1 - 3)$$

$$F_2 = 40,86 \cdot 4,9$$

$$F_2 = 200,23 \text{ N}$$

Kde:

$q_1 = 40,86 \text{ N/m}$ – délkové zatížení pásu od hmotnosti dopravního mat. (2.2.1-3)

$H = 4,9 \text{ m}$ – maximální dopravní vzdálenost (2.1.2-1)



Složka obvodové síly F_3 potřební k překonání odporu ohýbání pásu na napínacího bubnu

Nejprve se určí velikost napínací síly F_n .

$$F_n = 2 \cdot (k \cdot T_2 - H \cdot (q_2 + q_3)) \quad (2.2.1 - 4)$$

$$F_n = 2 \cdot (1,1 \cdot 227,44 - 4,9 \cdot (13,34 + 29,91))$$

$$F_n = 76,53 \text{ N}$$

Kde:

$k = 1,1 [-]$ – součinitel bezpečnosti proti prokluzu [1] (str.191)

$T_2 = 266,87 \text{ N}$ – tah ve sbíhací větvi (2.1.7-3)

$H = 4,9 \text{ m}$ – maximální dopravní vzdálenost (2.1.2-1)

$q_2 = 13,34 \text{ N/m}$ – délkové zatížení od hmotnosti bubnu (viz. kap.2.1.7)

$q_3 = 29,91 \text{ N}$ – délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečku (2.1.7-1)

$$F_3 = c_2 \cdot \left(\frac{F_n}{2} + F_z \right) \quad (2.2.1 - 5)$$

$$F_3 = 0,01 \cdot \left(\frac{76,53}{2} + 6400 \right)$$

$$F_3 = 64,83 \text{ N}$$

Kde:

$c_2 = 0,01$ – součinitel odporu ohýbání pásu.

$F_n = 76,53 \text{ N}$ – napínací síla (2.2.1-4)

$F_z = 6400 \text{ N}$ – dovolené zatížení pásu, voleno dle výrobce (2.1.7-4)

Složka obvodové síly F_4 potřebné k překonání odporu ohýbání pásu na hnacím bubnu.

$$F_4 = c_2 \cdot (T_1 + F_z) \quad (2.2.1 - 6)$$

$$F_4 = 0,01 \cdot (583,7 + 6400)$$

$$F_4 = 69,83 \text{ N}$$

Kde:

$T_1 = 583,7 \text{ N}$ – tah v nabíhající větvi pásu (3.1.7-2)

$c_2 = 0,01$ – součinitel odporu ohýbání pásu. Voleno dle výrobce

$F_z = 6400 \text{ N}$ – dovolené zatížení pásu (2.1.7-4)



Složka obvodové síly F_5 potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího bubnu.

Nejprve se musí určit velikost napínací přídatné síly.

$$F'_{np} = F_n - m_b \cdot g \quad (2.2.1 - 7)$$

$$F'_{np} = 76,53 - 25 \cdot 9,807$$

$$F'_{np} = -168 \text{ N}$$

Kde:

$F_n = 76,53 \text{ N}$ – napínací síla (2.2.1-4)

$m_b = 25 \text{ kg}$ – hmotnost napínacího bubnu.

Přídatná napínací síla vychází záporně, s toho vyplývá, že pás je již dostatečně napnutý vlivem vlastní hmotnosti hnaného bubnu. Z tohoto důvodu se dále uvažuje pouze napínací síla F_n .

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

$$F_5 = \mu_3 \cdot \frac{d_{2\text{před}}}{D_2} \cdot F_n \quad (2.2.1 - 8)$$

$$F_5 = 0,5 \cdot \frac{40}{400} \cdot 76,53$$

$$F_5 = 3,82 \text{ N}$$

Kde:

$\mu_3 = 0,5[-]$ – součinitel tření ložisek [1] (str.192)

$d_{2\text{před}} = 40 \text{ mm}$ – předběžně zvolený průměr hřídele napínacího bubnu

$D_2 = 400 \text{ mm}$ – průměr napínacího bubnu

$F_n = 76,53 \text{ N}$ – napínací síla (2.2.1-4)

Složka obvodové síly F_6 potřebné k překonání odporu tření ložisek poháněcího hřídele

$$F_6 = \mu_3 \cdot \frac{d_{3\text{před}}}{D_1} \cdot (T_1 + T_2) \quad (2.2.1 - 9)$$

$$F_6 = 0,5 \cdot \frac{45}{400} \cdot (583,7 + 266,87)$$

$$F_6 = 45,62 \text{ N}$$



Kde:

$\mu_3 = 0,5[-]$ – součinitel tření ložisek [1] (str.192)

$d_{3před} = 45 \text{ mm}$ – předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu

$D_2 = 400 \text{ mm}$ – průměr napínacího bubnu

$T_1 = 583,7 \text{ N}$ – tah v nabíhající větvi pásu (2.1.7 – 2)

$T_2 = 266,87 \text{ N}$ – tah ve sbíhací větvi (2.1.7-3)

Složka obvodové síly F_9 potřebná ke zvedání tažného prostředku

$$F_9 = p \cdot q_2 \cdot H \quad (2.2.1 - 10)$$

$$F_9 = 1 \cdot 13,34 \cdot 4,9$$

$$F_9 = 65,35 \text{ N}$$

Kde:

$p = 1[-]$ – počet tažných prostředků jedné větvi

$q_2 = 13,34 \text{ N/m}$ – délkové zatížení od hmotnosti bubnu (viz kap.2.1.7)

$H = 4,9 \text{ m}$ – maximální dopravní vzdálenost (2.1.2-1)

Složka obvodové síly F_{10} potřebné ke zvedání korečku

$$F_{10} = q_3 \cdot H \quad (2.2.1 - 11)$$

$$F_{10} = 29,91 \cdot 4,9$$

$$F_{10} = 146,56 \text{ N}$$

Kde:

$q_3 = 29,91 \text{ N}$ – délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečku (2.1.7-1)

$H = 4,9 \text{ m}$ – maximální dopravní vzdálenost (2.1.2-1)

Určení celkové obvodové síly F_c

$$F_c = \sum_{i=1}^6 F_i \quad (2.2.1 - 12)$$

$$F_c = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6$$

$$F_c = 163,45 + 200,23 + 64,84 + 69,84 + 3,28 + 45,62$$

$$F_c = 547,35 \text{ N}$$

Kde:

$F_1 = 163,45 \text{ N}$ – obvodová síla potřebná k nabírání materiálu (2.2.1-2)

$F_2 = 200,23 \text{ N}$ – síla potřebná pro zdvihání materiálu (2.2.1-3)



$F_3 = 64,84 \text{ N}$ – síla pro překonání odporu ohýbání pásu na napín. bubnu (2.2.1-5)

$F_4 = 69,84 \text{ N}$ – síla k překonání odporu ohýbání pásu na hnac. bubnu (2.2.1-6)

$F_5 = 3,28 \text{ N}$ – síla k překonání odporu tření ložisek napínacího bubnu (2.2.1-8)

$F_6 = 45,62 \text{ N}$ – síla k překonání odporu tření ložisek poháněného hřídele (2.2.1-9)

Síly s označením F_7 a F_8 jsou vynechány dle skript [1].



2.2.2 STANOVENÍ VÝKONU HNACÍHO MOTORU A VOLBA POHONU.

Výkon získáme z celkové obvodové síly a poté se zvolí elektromotor o nejbližším jmenovitému výkonu.

$$P_m = \frac{F_c \cdot v}{\eta} \quad (2.2.2 - 1)$$

$$P_m = \frac{547,35 \cdot 2}{0,95}$$

$$P_m = 1152 \text{ W}$$

Kde:

$F_c = 547,35 \text{ N}$ – celková obvodová síla (2.2.1-12)

$v = 2 \text{ m/s}$ – rychlost korečku volena dle ČSN 26 2008

$\eta = 0,95$ – zvolená účinnost převodu od motoru k poháněcímu hřídeli.

Podle spočítaného výkonu je vybrán motor od firmy **SIMENS 1LA7 106-6AA**

Parametry motoru:

$P_j = 1,5 \text{ kW}$ – jmenovitý výkon motoru

$n_j = 950 \text{ ot/min}$ – jmenovité otáčky motoru

$M_m = 15 \text{ Nm}$ – kroutící moment motoru

$m_{mot} = 24 \text{ kg}$ – hmotnost motoru

Volba převodového poměru převodovky

Zjištění požadovaných výstupních otáček

$$n_2 = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot \frac{D_1}{2}} \cdot 60 \quad (2.2.2 - 2)$$

$$n_2 = \frac{2}{2 \cdot \pi \cdot \frac{0,4}{2}} \cdot 60$$

$$n_2 = 95,49 \text{ ot/min}$$

Kde:

$v = 2 \text{ m/s}$ – rychlost korečku volena dle ČSN 26 2008

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

**Teoretický převodový poměr**

$$i^* = \frac{n_j}{n_2} \quad (2.2.2 - 3)$$

$$i^* = \frac{950}{95,49}$$

$$i^* = 9,95$$

Kde:

$n_j = 950 \text{ ot/min}$ – jmenovité otáčky motoru

$n_2 = 95,49 \text{ ot/min}$ – požadované výstupní otáčky převodovky

Volím převodovku od firmy **PSP pohony a.s. typ E BOX P** s elektromotorem **SIMENS 1LA7 106-6AA** [17].

Parametry převodovky:

$i = 10$ – převodový poměr

$n_2 = 95 \text{ ot/min}$ – výstupní otáčky

$M_{max} = 150 \text{ Nm}$ – maximální kroučící moment na výstupu

$m_{př} = 6 \text{ kg}$ – hmotnost převodovky



Obr. 15 Převodovka E BOX P s motorem SIMENS 1LA7 [17].

**Skutečná obvodová síla**

$$F_{cs} = \frac{P_j \cdot \eta}{v} \quad (2.2.2 - 4)$$

$$F_{cs} = \frac{1500 \cdot 0,95}{2}$$

$$F_{cs} = 712,5 \text{ N}$$

Kde:

$P_j = 1,5 \text{ kW}$ – jmenovitý výkon motoru

$\eta = 0,95$ – zvolená účinnost převodu od motoru k poháněcímu hřídeli

$v = 2 \text{ m/s}$ – rychlost korečku volena dle ČSN 26 2008

Kroutící moment M_{k2} na výstupní hřídeli převodovky

$$M_{k2} = \frac{P_j}{2 \cdot \pi \cdot n_{2p}} \quad (2.2.2 - 5)$$

$$M_{k2} = \frac{1500}{2 \cdot \pi \cdot \frac{95}{60}}$$

$$M_{k2} = 150,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

$P_j = 1,5 \text{ kW}$ – jmenovitý výkon motoru

$n_2 = 95 \text{ ot/min}$ – otáčky na výstup hřídele převodovky

**2.2.3 URČENÍ SKUTEČNÉ NAPÍNAČÍ SÍLY A TAHŮ V OBOU VĚTVÍCH NA HNACÍM BUBNU**

Stanovení skutečných tahů v jednotlivých větvích elevátoru. Tyto získané hodnoty budou dále použity v kontrolních výpočtech jednotlivých mechanických částí elevátoru.

Určení skutečné napínací síly

$$F_{ns} = 2 \cdot \left(\frac{k}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot F_{cs} - F_9 - F_{10} \right) \quad (2.2.3 - 1)$$

$$F_{ns} = 2 \cdot \left(\frac{1,1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} \cdot 712,5 - 65,35 - 146,56 \right)$$

$$F_{ns} = 576,9 \text{ N}$$

Kde:

$k = 1,1 [-]$ – součinitel bezpečnosti proti prokluzu [1] (str.191)

$f = 0,3 [-]$ – součinitel tření mezi bubnem a pásem [1] (tab.8.15)

$\alpha = \pi \text{ rad}$ – úhel opásání

$F_{cs} = 712,5 \text{ N}$ – skutečná obvodová síla (2.2.2-4)

$F_9 = 65,35 \text{ N}$ – obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku (2.2.1-10)

$F_{10} = 146,56 \text{ N}$ – obvodová síla potřebná ke zdvihání korečku (2.2.1-11)

Určení skutečného tahu v nabíhací větvi

$$T_{1s} = F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_9 + F_{10} + \frac{F_{ns}}{2} \quad (2.2.3 - 2)$$

$$T_{1s} = 163,45 + 200,23 + 64,84 + 3,82 + 65,35 + 146,56 + \frac{576,9}{2}$$

$$T_{1s} = 932,26 \text{ N}$$

Kde:

$F_1 = 163,45 \text{ N}$ – obvodová síla potřebná k nabírání materiálu (2.2.1-2)

$F_2 = 200,23 \text{ N}$ – síla potřebná pro zdvihání materiálu (2.2.1-3)

$F_3 = 64,84 \text{ N}$ – síla pro překonání odporu ohýbání pásu na napín. bubnu (2.2.1-5)

$F_5 = 3,82 \text{ N}$ – síla k překonání odporu tření ložisek napínacího bubnu (2.2.1-8)

$F_9 = 65,35 \text{ N}$ – obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku (2.2.1-10)

$F_{10} = 146,56 \text{ N}$ – obvodová síla potřebná ke zdvihání korečku (2.2.1-11)

$F_{ns} = 576,9 \text{ N}$ – skutečná napínací síla (2.2.3-1)

Skutečná tahová síla v nabíhací větvi musí být menší nebo se rovnat dovolenému zatížení pásu.

$$T_{1s} \leq F_z$$



$$770,21 N \leq 6400 N$$

Kde:

$F_z = 6400 N$ – dovolené zatížení pásu (2.1.7-4)

$T_{1s} = 932,26 N$ – skutečný tah v nabíhací větvi (2.2.3-2)

Určení skutečného tahu ve sbíhající větvi

$$T_{2s} = F_9 + F_{10} + \frac{F_{ns}}{2} \quad (2.2.3 - 3)$$

$$T_{2s} = 65,35 + 146,56 + \frac{576,9}{2}$$

$$T_{2s} = 500,37 N$$

Kde:

$F_9 = 65,35 N$ – obvodová síla potřebná ke zvedání tažného prostředku (2.2.1-10)

$F_{10} = 146,56 N$ – obvodová síla potřebná ke zdvihání korečku (2.2.1-11)

$F_{ns} = 576,9 N$ – skutečná napínací síla (2.2.3-1)

Velikost síly vyvolané od hmotnosti motoru a převodovky

$$F_g = (m_{mot} + m_{př}) \cdot g \quad (2.2.3 - 6)$$

$$F_g = (24 + 6) \cdot 9,807$$

$$F_g = 294,21 N$$

Kde:

$m_{mot} = 24 kg$ – hmotnost motoru (udána výrobcem)

$m_{př} = 6 kg$ – hmotnost převodovky (udána výrobcem)

$g = 9,807 m/s^2$ – gravitační zrychlení

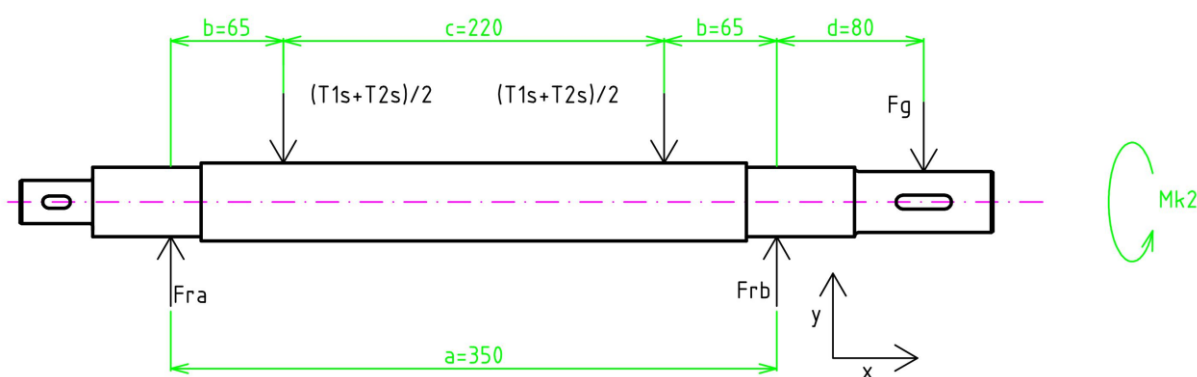


3 VÝPOČTY HNACÍHO HŘÍDELE A OSTATNÍCH KOMPONENTŮ

V této části je proveden kontrolní výpočet hnacího hřídele v nebezpečných průřezech včetně kontroly pera a ložisek.

3.1 KONTROLNÍ VÝPOČET HNACÍHO HŘÍDELE

Postupováno dle skript [2]



Obr. 14 Síly působící na hnací hřídel.

Stanovení reakcí v ložiscích

$$\Sigma F_x = 0 \quad 0 = 0 \quad (3.1 - 1)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad F_{ra} - \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} - \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} + F_{rb} - F_g = 0$$

$$\Sigma M_{Ob} = 0 \quad \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \cdot b + \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \cdot (b + c) - F_{ra} \cdot a - F_g \cdot d = 0$$

Z této soustavy dvou rovnic o dvou neznámých získáme velikosti reakcí v ložiscích.

Velikost reakce v ložiscích A

$$F_{ra} = \frac{\frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \cdot b + \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \cdot (b + c) - F_g \cdot d}{a}$$

$$F_{ra} = \frac{\frac{932,26 + 500,37}{2} \cdot 65 + \frac{932,26 + 500,37}{2} \cdot (65 + 220) - 294,21 \cdot 80}{350}$$

$$F_{ra} = 649,1 \text{ N}$$

Velikost reakce v ložiscích B

$$F_{rb} = \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} + \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} - F_{ra} + F_g$$

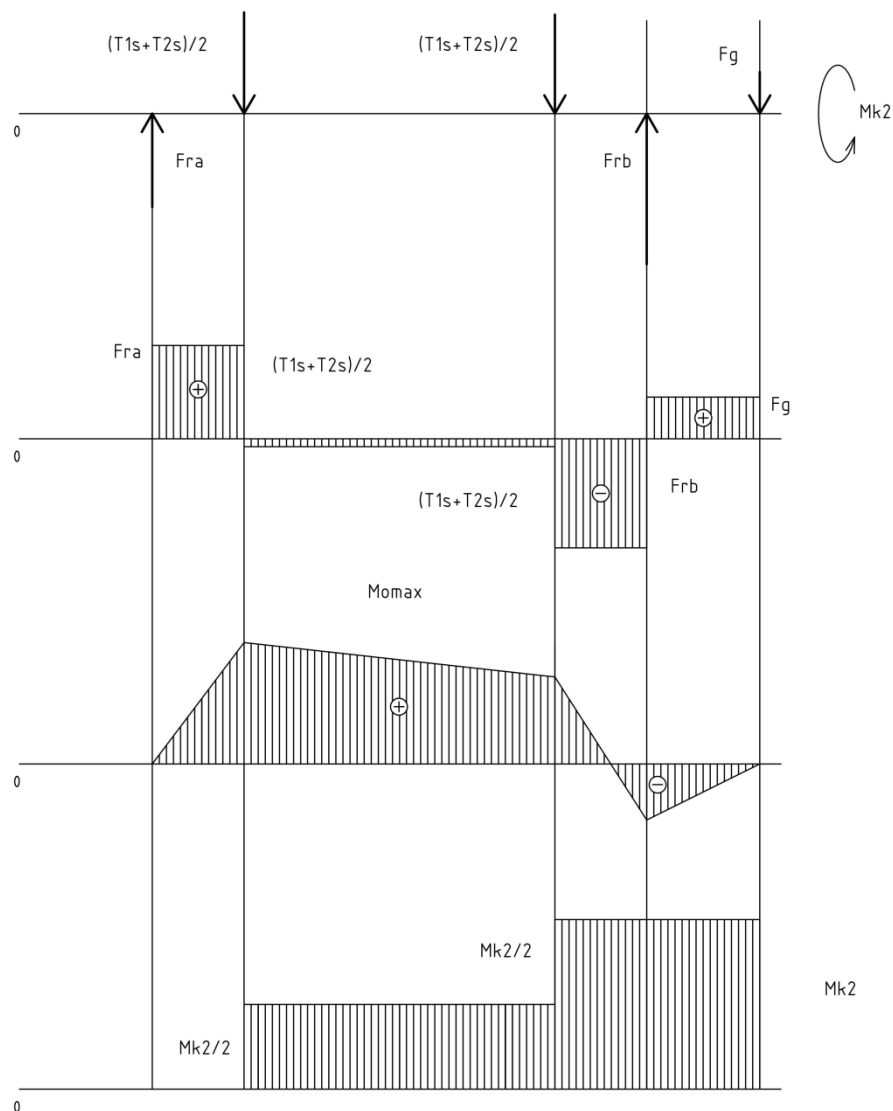


$$F_{rb} = \frac{932,26 + 500,37}{2} + \frac{932,26 + 500,37}{2} - 649,1 + 294,21$$

$$F_{rb} = 1077,8 \text{ N}$$

Výsledné vnitřní účinky hřídele

Postupováno dle skript [3]

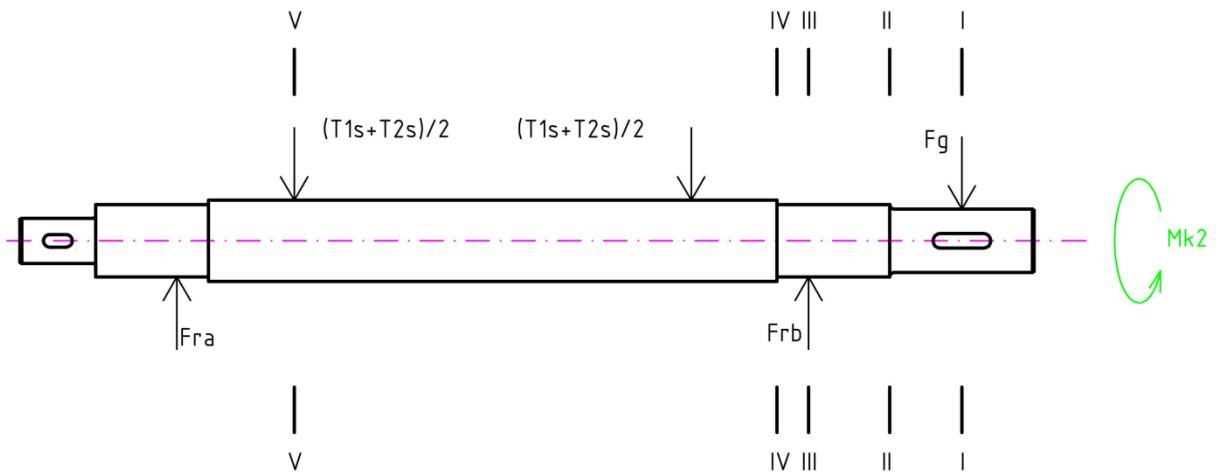


Obr. 15 VVU hřídele.



3.2 KONTROLA HNACÍHO HŘÍDELE V KRITICKÝCH MÍSTECH

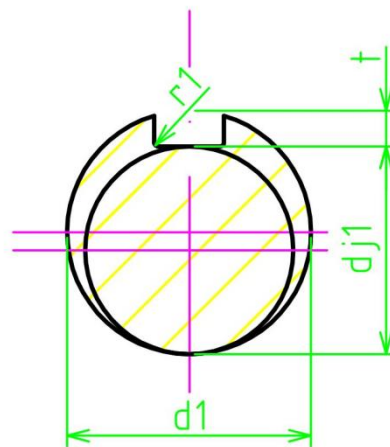
Postupováno dle skript [4]



Obr. 16 Kritická místa hřídele.

Průřez „I“

V místě „I“ je drážka pro pero



Obr. 17 Řez hřídele v kritickém místě „I“.

$$d_1 = 35 \text{ mm}$$

$$d_{j1} = 30,3 \text{ mm}$$

$$b_1 = 10 \text{ mm}$$

$$t = 4,7 \text{ mm}$$

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

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



b_1, t, t_1, r_1 – rozměry drážky pro pero dle ČSN 02 2507

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

Nominální napětí v krutu v průřezu „I“

$$\tau_{kI} = \frac{M_{k2}}{W_{kI}} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{j1}^3}{16}} \quad (3.2 - 1)$$

$$\tau_{kI} = \frac{150,77}{\frac{\pi \cdot 0,0303^3}{16}}$$

$$\tau_{kI} = 27,6 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{k2} = 150,77 \text{ N} \cdot \text{m}$ – kroučící moment (2.2.2-5)

$d_{j1} = 0,0303 \text{ m}$ – průměr jádra hřídele v průřezu „I“

Tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero namáhané krutem

Hodnoty zjistíme dle grafu [4] (obr. 23-5).

$$\frac{b_1}{d_1} = \frac{10}{35} = 0,286$$

$$\frac{t}{d_1} = \frac{4,7}{35} = 0,134 \quad \Rightarrow \alpha_{kI} = 3,1$$

$$\frac{r_1}{d_1} = \frac{0,6}{35} = 0,017$$

Smykové napětí τ_{s1} v průřezu S_1

$$S_I = \pi \cdot \left(\frac{d_{j1}}{2}\right)^2 \quad (3.2 - 2)$$

$$S_I = \pi \cdot \left(\frac{0,0303}{2}\right)^2$$

$$S_I = 0,000721 \text{ m}^2$$

Kde :

$d_{j1} = 0,0303 \text{ m}$ – průměr jádra hřídele v průřezu „I“



$$\tau_{sl} = \frac{F_g}{S_I} \quad (3.2 - 3)$$

$$\tau_{sl} = \frac{294,21}{0,000721}$$

$$\tau_{sl} = 0,408 \text{ MPa}$$

Kde:

$S_I = 0,000721 \text{ m}^2$ – velikos průřezu „I“ (3.2-2)

$F_g = 294,21 \text{ N}$ – velikost síly vyvolané od hmotnosti mot. a převodovky (2.2.3-6)

Mez kluzu R_{eI} , které musí zvolený materiál splnit

$$R_{eI} = \sqrt{3 \cdot ((\tau_{kl} \cdot \alpha_k)^2 + \tau_{sl}^2)} \quad (3.2 - 4)$$

$$R_{eI} = \sqrt{3 \cdot ((27,6 \cdot 3,1)^2 + 0,408^2)}$$

$$R_{eI} = 148,22 \text{ MPa}$$

Kde:

$\tau_{sl} = 0,408 \text{ MPa}$ – smykové napětí v průřezu „I“ (3.2-3)

$\tau_{kl} = 27,6 \text{ MPa}$ – nominální napětí v krutu v průřezu „I“ (3.2-1)

$\alpha_{kl} = 3,1 [-]$ – tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero namáhané krutem

Bezpečnost v kritickém průřezu „I“

Volím ocel ČSN 12 050.41 s mezí kluzu $R_e = 340 \text{ MPa}$

$$k_I = \frac{R_e}{R_{eI}} \quad (3.2 - 5)$$

$$k_I = \frac{340}{148,22}$$

$$k_I = 2,29 \Rightarrow \text{vyhovuje dle [4].}$$

Kde:

$R_{eI} = 148,22 \text{ MPa}$ – mez kluzu, které musí daný materiál vyhovovat (3.2-4)

Průřez „II“

V místě průřezu „II“ působí dle VVÚ ohybový moment a současně s největší kroucí moment. Řez je vybrán jako nebezpečný vzhledem k výskytu vrubu.



Ohybový moment v místě „II“

$$M_{oII} = F_g \cdot e_{II} \quad (3.2 - 6)$$

$$M_{oII} = 294,21 \cdot 0,04$$

$$M_{oII} = 11,77 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

$F_g = 294,21 \text{ N}$ – velikost síly vyvolané od hmotnosti mot. a převodovky (2.2.3-6)

$e_{II} = 0,04 \text{ m}$ – vzdálenost ohybového momentu od reakce F_g

Tvarový součinitel v osazení hřídele v ohybu

Hodnoty zjistíme dle grafu [4] (obr. 13-5)

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{40}{35} = 1,14$$

$$\Rightarrow \alpha_{oII} = 1,75$$

$$\frac{r_2}{d_1} = \frac{2,5}{35} = 0,07$$

Ohybové napětí v místě „II“

$$\sigma_{oII} = \alpha_{oII} \cdot \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \alpha_{oII} \cdot \frac{M_{oII}}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{32}} \quad (3.2 - 7)$$

$$\sigma_{oII} = 1,75 \cdot \frac{11,77}{\frac{\pi \cdot 0,035^3}{32}}$$

$$\sigma_{oII} = 4,89 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{oII} = 11,77 \text{ N} \cdot \text{m}$ – ohybový moment v místě „II“ (3.2-6)

$d_{II} = 0,035 \text{ m}$ – průměr v řezu „II“

$\alpha_{oII} = 1,75 [-]$ – tvarový součinitel v osazení hřídele, ohyb

Krouticí moment v místě „II“

$$M_{k2} = M_{kII} = 150,77 \text{ Nm}$$



Tvarový součinitel v osazení hřídele v krutu

Hodnoty zjistíme dle grafu [4] (obr. 14-5)

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{40}{35} = 1,14$$

$$\Rightarrow \alpha_{kII} = 1,4$$

$$\frac{r_2}{d_1} = \frac{2,5}{35} = 0,07$$

Napětí v krutu v místě „II“

$$\tau_{kII} = \alpha_{kII} \cdot \frac{M_{k2}}{W_{kII}} = \alpha_{kII} \cdot \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{16}} \quad (3.2 - 8)$$

$$\tau_{kII} = 1,4 \cdot \frac{150,77}{\frac{\pi \cdot 0,035^3}{16}}$$

$$\tau_{kII} = 25,07 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{k2} = 150,77 \text{ N} \cdot \text{m}$ – kroučící moment (2.2.2-5)

$d_{II} = 0,035 \text{ m}$ – průměr v řezu „II“

$\alpha_{kII} = 1,4 [-]$ – tvarový součinitel v osazení hřídele v krutu

Smykové napětí τ_{sII} v průřezu S_{II}

$$S_{II} = \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 \quad (3.2 - 9)$$

$$S_{II} = \pi \cdot \left(\frac{0,035}{2}\right)^2$$

$$S_{II} = 0,000962 \text{ m}^2$$

Kde :

$d_1 = 0,035 \text{ m}$ – průměr hřídele v průřezu „II“

$$\tau_{sII} = \frac{F_g}{S_{II}} \quad (3.2 - 10)$$

$$\tau_{sII} = \frac{294,21}{0,000962}$$



$$\tau_{sII} = 0,305 \text{ MPa}$$

Kde:

$$S_{II} = 0,000962 \text{ m}^2 - \text{velikost průřezu „II“ (3.2-9)}$$

$$F_g = 294,21 \text{ N} - \text{velikost síly vyvolané od hmotnosti mot. a převodovky (2.2.3-6)}$$

Redukované napětí v místě „II“

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 3 \cdot (\tau_{kII}^2 + \tau_{sII}^2)} \quad (3.2 - 11)$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{4,89^2 + 3 \cdot (25,07^2 + 0,305^2)}$$

$$\sigma_{redII} = 43,71 \text{ MPa}$$

Kde:

$$\sigma_{oII} = 4,89 \text{ MPa} - \text{ohybové napětí v místě „II“ (2.3.2-7)}$$

$$\tau_{kII} = 25,07 \text{ MPa} - \text{napětí v krutu v místě „II“ (2.3.2-8)}$$

$$\tau_{sII} = 0,305 \text{ MPa} - \text{smykové napětí v místě „II“ (2.3.2-10)}$$

Bezpečnost v kritickém místě „II“

$$k_{II} = \frac{R_e}{\sigma_{redII}} \quad (3.2 - 12)$$

$$k_{II} = \frac{340}{43,71}$$

$$k_{II} = 7,8 \Rightarrow \text{vyhovuje dle [4].}$$

Kde:

$$R_e = 350 \text{ MPa} - \text{mez kluzu oceli ČSN 12 050.41}$$

$$\sigma_{redII} = 43,71 \text{ MPa} - \text{redukované napětí v místě „II“ (3.2-11)}$$

Průřez „III“

V místě průřezu „III“ působí dle VVÚ maximální ohybový moment v daném průřezu, velká reakční síla v ložiscích a současně největší kroučící moment.

Ohybový moment v místě „III“

$$M_{oIII} = F_g \cdot d \quad (3.2 - 13)$$

$$M_{oIII} = 294,21 \cdot 0,08$$

$$M_{oIII} = 23,53 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Kde:

$F_g = 294,21 \text{ N}$ – velikost síly vyvolané od hmotnosti mot. a převodovky (2.2.3-6)

$d = 0,08 \text{ m}$ – vzdálenost uhybového momentu od reakce F_g

Ohybové napětí v místě „III“

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} = \frac{M_{oIII}}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32}} \quad (3.2 - 14)$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{23,53}{\frac{\pi \cdot 0,04^3}{32}}$$

$$\sigma_{oIII} = 3,75 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{oIII} = 23,53 \text{ N} \cdot \text{m}$ – ohybový moment v místě „III“ (3.2-13)

$d_{III} = 0,04 \text{ m}$ – průměr v řezu „III“

Napětí v krutu v místě „III“

$$M_{k2} = M_{kIII} = 150,77 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_{kIII} = \frac{M_{k2}}{W_{kIII}} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{16}} \quad (3.2 - 15)$$

$$\tau_{kIII} = \frac{150,77}{\frac{\pi \cdot 0,040^3}{16}}$$

$$\tau_{kIII} = 11,99 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{k2} = 150,77 \text{ Nm}$ – kroutící moment (2.2.2-5)

$d_{III} = 0,04 \text{ m}$ – průměr v řezu „III“

Smykové napětí τ_{sIII} v průřezu S_{III}

$$S_{III} = \pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 \quad (3.2 - 16)$$

$$S_{III} = \pi \cdot \left(\frac{0,04}{2}\right)^2$$

$$S_{III} = 0,001256 \text{ m}^2$$



Kde:

$d_2 = 0,04 \text{ m}$ – průměr hřídele v průřezu „III“

$$\tau_{sIII} = \frac{F_{rb} - F_g}{S_{III}} \quad (3.2 - 17)$$

$$\tau_{sIII} = \frac{1077,8 - 294,21}{0,001256}$$

$$\tau_{sIII} = 0,62 \text{ MPa}$$

Kde:

$S_{III} = 0,001256 \text{ m}^2$ – velikost průřezu „III“ (3.2-16)

$F_g = 294,21 \text{ N}$ – velikost síly vyvolané od hmotnosti mot. a převodovky (2.2.3-6)

$F_{rb} = 1077,8 \text{ N}$ – velikost reakce síly v ložisku

Redukované napětí v místě „III“

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{oIII}^2 + 3 \cdot (\tau_{kIII}^2 + \tau_{sIII}^2)} \quad (3.2 - 18)$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{3,75^2 + 3 \cdot (11,99^2 + 0,62^2)}$$

$$\sigma_{redIII} = 21,14 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oIII} = 3,75 \text{ MPa}$ – ohybové napětí v místě „III“ (3.2-14)

$\tau_{kIII} = 11,99 \text{ MPa}$ – napětí v krutu v místě „III“ (3.2-15)

$\tau_{sIII} = 0,62 \text{ MPa}$ – smykové napětí v místě „III“ (3.2-17)

Bezpečnost v kritickém místě „III“

$$k_{III} = \frac{R_e}{\sigma_{redIII}} \quad (3.2 - 19)$$

$$k_{III} = \frac{340}{21,14}$$

$$k_{III} = 9,45 \Rightarrow \text{vyhovuje dle [4].}$$

Kde:

$R_e = 340 \text{ MPa}$ – mez kluzu oceli ČSN 12 050.41

$\sigma_{redIII} = 21,14 \text{ MPa}$ – redukované napětí v místě „III“ (3.2-18)



Průřez „IV“

V místě průřezu „IV“ působí dle VVÚ vysoká reakční síla od ložiska a současně maximální kroutící moment. Řez je vybrán jako nebezpečný vzhledem k výskytu vrubu.

Ohybový moment v místě „IV“

$$M_{oIV} = F_g \cdot (d + e_{IV}) - F_{rb} \cdot e_{IV} \quad (3.2 - 20)$$

$$M_{oIV} = 294,21 \cdot (0,08 + 0,0175) - 1077,8 \cdot 0,0175$$

$$M_{oIV} = 9,82 \text{ Nm}$$

Kde:

$F_g = 294,21 \text{ N}$ – velikost síly vyvolané od hmotnosti motoru a převodovky (2.2.3-6)

$F_{rb} = 1077,8 \text{ N}$ – reakce síly v ložisku

$e_{IV} = 0,0175 \text{ m}$ – vzdálenost ohybového momentu od reakce F_{rb}

$d = 0,08 \text{ m}$ – vzdálenost uhybového momentu od reakce F_g

Tvarový součinitel v osazení hřídele v ohybu

Hodnoty zjistíme dle grafu [4] (obr. 13-5).

$$\frac{d_3}{d_2} = \frac{45}{40} = 1,125$$

$$\Rightarrow \alpha_{oIV} = 1,75$$

$$\frac{r_2}{d_2} = \frac{1}{40} = 0,025$$

Ohybové napětí v místě „IV“

$$\sigma_{oIV} = \alpha_{oIV} \cdot \frac{M_{oIV}}{W_{oIV}} = \alpha_{oIV} \cdot \frac{M_{oIV}}{\frac{\pi \cdot d_{IV}^3}{32}} \quad (3.2 - 21)$$

$$\sigma_{oIV} = 1,75 \cdot \frac{9,82}{\frac{\pi \cdot 0,04^3}{32}}$$

$$\sigma_{oIV} = 2,73 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{oIV} = 2,73 \text{ Nm}$ – ohybový moment v místě „IV“ (3.2-19)

$d_{IV} = 0,04 \text{ m}$ – průměr v řezu „IV“

$\alpha_{oIV} = 1,75 [-]$ – tvarový součinitel v osazení hřídele v ohyb

**Kroutící moment v místě „IV“**

$$M_{k2} = M_{kIV} = 150,77 \text{ Nm}$$

Tvarový součinitel v osazení hřídele v krutu

Hodnoty zjistíme dle grafu [4] (obr. 14-5).

$$\frac{d_3}{d_2} = \frac{45}{40} = 1,125$$

$$\Rightarrow \alpha_{kIV} = 1,7$$

$$\frac{r_2}{d_2} = \frac{1}{40} = 0,025$$

Napětí v krutu v místě „IV“

$$\tau_{kIV} = \alpha_{kIV} \cdot \frac{M_{k2}}{W_{kIV}} = \alpha_{kIV} \cdot \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{IV}^3}{16}} \quad (3.2 - 22)$$

$$\tau_{kIV} = 1,7 \cdot \frac{150,77}{\frac{\pi \cdot 0,04^3}{16}}$$

$$\tau_{kIV} = 20,4 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{k2} = 150,77 \text{ Nm}$ – kroutící moment (2.2.2-5)

$d_{IV} = 0,04 \text{ m}$ – průměr v řezu „IV“

$\alpha_{kIV} = 1,7 [-]$ – tvarový součinitel v osazení hřídele v krutu

Smykové napětí τ_{sIV} v průřezu S_{IV}

$$S_{IV} = \pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 \quad (3.2 - 23)$$

$$S_{IV} = \pi \cdot \left(\frac{0,04}{2}\right)^2$$

$$S_{IV} = 0,001256 \text{ m}^2$$

Kde:

$d_2 = 0,04 \text{ m}$ – průměr hřídele v průřezu „IV“



$$\tau_{sIV} = \frac{F_{rb} - F_g}{S_{IV}} \quad (3.2 - 24)$$

$$\tau_{sIV} = \frac{1077,8 - 294,21}{0,001256}$$

$$\tau_{sIV} = 0,62 \text{ MPa}$$

Kde:

$S_{IV} = 0,001256 \text{ m}^2$ – velikos průřezu „IV“ (3.2-23)

$F_g = 294,21 \text{ N}$ – velikost síly vyvolané od hmotnosti motoru a převodovky (2.2.3-6)

$F_{rb} = 1077,8 \text{ N}$ – velikost reakce síly v ložisku

Redukované napětí v místě „IV“

$$\sigma_{redIV} = \sqrt{\sigma_{oIV}^2 + 3 \cdot (\tau_{kIV}^2 + \tau_{sIV}^2)} \quad (3.2 - 25)$$

$$\sigma_{redIV} = \sqrt{2,73^2 + 3 \cdot (20,4^2 + 0,62^2)}$$

$$\sigma_{redIV} = 35,45 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{oIV} = 2,73 \text{ MPa}$ – ohybové napětí v místě „IV“ (2.3.2-21)

$\tau_{kIV} = 20,4 \text{ MPa}$ – napětí v krutu v místě „IV“ (2.3.2-22)

$\tau_{sIV} = 0,62 \text{ MPa}$ – smykové napětí v místě „IV“ (2.3.2-24)

Bezpečnost v kritickém místě „IV“

$$k_{IV} = \frac{R_e}{\sigma_{redIV}} \quad (3.2 - 26)$$

$$k_{IV} = \frac{340}{35,45}$$

$$k_{IV} = 9,6 \Rightarrow \text{vyhovuje dle [4].}$$

Kde:

$R_e = 340 \text{ MPa}$ – mez kluzu oceli ČSN 12 050.41

$\sigma_{redIV} = 35,45 \text{ MPa}$ – redukované napětí v místě „IV“ (3.1-26)



Průřez „V“

V místě průřezu „V“ působí dle VVÚ maximální ohybový moment, vysoká reakční síla od ložiska a současně poloviční kroutící moment.

Ohybový moment v místě „V“

$$M_{oV} = F_{ra} \cdot b \quad (3.2 - 27)$$

$$M_{oV} = 649,1 \cdot 0,0655$$

$$M_{oV} = 42,19 \text{ Nm}$$

Kde:

$F_{ra} = 294,21 \text{ N}$ – velikost síly v reakci v ložisku (2.3.1-1)

$b = 0,065 \text{ m}$ – vzdálenost ohybového momentu od reakce F_{ra}

Ohybové napětí v místě „V“

$$\sigma_{oV} = \frac{M_{oV}}{W_o} = \frac{M_{oV}}{\frac{\pi \cdot d_V^3}{32}} \quad (3.2 - 28)$$

$$\sigma_{oV} = \frac{42,19}{\frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}}$$

$$\sigma_{oV} = 4,72 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{oV} = 42,19 \text{ Nm}$ – ohybový moment v místě „V“ (3.2-27)

$d_V = 0,045 \text{ m}$ – průměr v řezu „V“

Kroutící moment v místě „V“

$$\frac{M_{k2}}{2} = M_{kV} = 75,39 \text{ Nm}$$

Napětí v krutu v místě „V“

$$\tau_{kV} = \frac{\frac{M_{k2}}{2}}{W_{kV}} = \frac{\frac{M_{k2}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_V^3}{16}} \quad (3.2 - 29)$$



$$\tau_{kV} = \frac{\frac{150,77}{2}}{\frac{\pi \cdot 0,045^3}{16}}$$

$$\tau_{kV} \doteq 4,21 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{k2} = 150,77 \text{ Nm}$ – kroutící moment (2.2.2-5)

$d_V = 0,045 \text{ m}$ – průměr v řezu „V“

Smykové napětí τ_{sV} v průřezu S_V

$$S_V = \pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \quad (3.2 - 30)$$

$$S_V = \pi \cdot \left(\frac{0,045}{2}\right)^2$$

$$S_V = 0,00159 \text{ m}^2$$

Kde:

$d_3 = 0,045 \text{ m}$ – průměr hřídele v průřezu „V“

$$\tau_{sV} = \frac{\left(\frac{T_{1s} + T_{2s}}{2}\right) - F_{ra}}{S_V} \quad (3.2 - 31)$$

$$\tau_{sV} = \frac{\left(\frac{932,26 + 500,37}{2}\right) - 649,1}{0,00159}$$

$$\tau_{sV} = 0,042 \text{ MPa}$$

Kde:

$S_V = 0,00159 \text{ m}^2$ – velikost průřezu „V“ (3.2-30)

$T_{1s} = 932,26 \text{ N}$ – skutečný tah v nabíhací větvi (2.2.3-2)

$T_{2s} = 500,37 \text{ N}$ – skutečný tah ve zbihací větvi (2.2.3-3)

$F_{ra} = 649,1 \text{ N}$ – velikost reakce síly v ložisku (2.3.1-1)

Redukované napětí v místě „V“

$$\sigma_{redV} = \sqrt{\sigma_{oV}^2 + 3 \cdot (\tau_{kV}^2 + \tau_{sV}^2)} \quad (3.2 - 32)$$

$$\sigma_{redV} = \sqrt{4,72^2 + 3 \cdot (4,21^2 + 0,042^2)}$$

$$\sigma_{redV} = 8,69 \text{ MPa}$$



Kde:

$$\sigma_{oV} = 4,72 \text{ MPa} - \text{ohybové napětí v místě „V“ (3.2-28)}$$

$$\tau_{kV} = 4,21 \text{ MPa} - \text{napětí v krutu v místě „V“ (3.2-29)}$$

$$\tau_{sV} = 0,042 \text{ MPa} - \text{smykové napětí v místě „V“ (3.2-31)}$$

Bezpečnost v kritickém místě „V“

$$k_V = \frac{R_e}{\sigma_{redIV}} \quad (3.2 - 33)$$

$$k_V = \frac{340}{8,69}$$

$k_V = 40 \Rightarrow$ vyhovuje dle [4].

Kde:

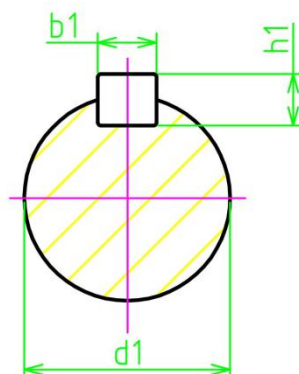
$$R_e = 340 \text{ MPa} - \text{mez kluzu oceli ČSN 12 050.41}$$

$$\sigma_{redIV} \doteq 8,69 \text{ MPa} - \text{redukované napětí v místě „V“ (2.3.2-32)}$$



3.3 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Pero vstupního konce hřídele: **pero 10e7 x 8 x 32 ČSN 02 2562 [5]**



Obr. 18 Základní rozměr pera ve hřídeli.

Rozměry pera

$$b_1 = 10 \text{ mm}$$

$$l_1 = 32 \text{ mm}$$

$$h_1 = 8 \text{ mm}$$

$$d_1 = 35 \text{ mm}$$

$$l_1^* = l_1 - b_1$$

$$l_1^* = 32 - 10$$

$$l_1^* = 22 \text{ mm}$$

Kontrola kontaktního tlaku v náboji pera

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{S_{p1}} = \frac{\frac{M_{k2}}{d_1}}{n_1 \cdot l_1^* \cdot \frac{h_1}{2} \cdot x_1} \quad (3.3 - 1)$$

$$p_1 = \frac{\frac{150,77}{0,035}}{1 \cdot 0,024 \cdot \frac{0,008}{2} \cdot 1}$$

$$p_1 \doteq 97,9 \text{ MPa} < p_{dov} = 113 \text{ MPa [8]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



Kde:

$$M_{k2} = 150,77 \text{ Nm} - \text{kroučící moment (2.2.2-5)}$$

$$d_1 = 0,035 \text{ m} - \text{průměr hřídele}$$

$$n_1 = 1[-] - \text{počet per}$$

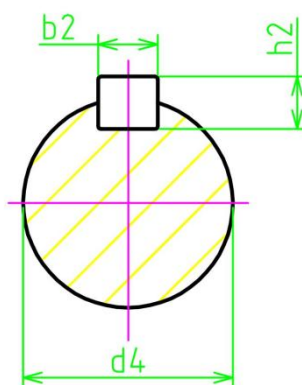
$$l_1 = 0,032 \text{ m} - \text{délka pera dle ČSN 02 2562}$$

$$l_1^* = 0,024 \text{ m} - \text{aktivní délka pera v náboji}$$

$$h_1 = 0,008 \text{ m} - \text{výška pera dle ČSN 02 2562}$$

$$x_1 = 1[-] - \text{součinitel efektivního počtu nesoucích per}$$

Pero výstupního konce hřídele: **pero 7e5 x 7 x 18 ČSN 02 2562 [5]**



Obr. 19 Základní rozměr pera ve hřídeli.

Rozměry pera

$$b_2 = 8 \text{ mm}$$

$$l_2 = 18 \text{ mm}$$

$$h_2 = 7 \text{ mm}$$

$$d_4 = 25 \text{ mm}$$

$$l_2^* = l_2 - b_2$$

$$l_2^* = 18 - 8$$

$$l_2^* = 10 \text{ mm}$$



Kontrola kontaktního tlaku v náboji pera

$$p_2 = \frac{F_{p2}}{S_{p2}} = \frac{F_2 \cdot \frac{D_1}{d_4}}{n_2 \cdot l_2^* \cdot \frac{h_2}{2} \cdot x_2} \quad (3.3 - 2)$$

$$p_2 = \frac{200,23 \cdot \frac{0,4}{0,025}}{1 \cdot 0,01 \cdot \frac{0,007}{2} \cdot 1}$$

$$p_2 \doteq 91,53 \text{ MPa} < p_{dov} = 113 \text{ MPa [8]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$F_2 = 200,23 \text{ N}$ – síla potřebná pro zdvihání materiálu (2.2.1-3)

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

$d_3 = 0,025 \text{ m}$ – průměr hřídele

$n_2 = 1 [-]$ – počet per

$l_2 = 0,016 \text{ m}$ – délka pera dle ČSN 02 2562

$l_2^* = 0,008 \text{ m}$ – aktivní délka pera v náboji

$h_2 = 0,007 \text{ m}$ – výška pera dle ČSN 02 2562

$x_2 = 1[-]$ – součinitel efektivního počtu nesoucích per



3.4 KONTROLA LOŽISEK HNACÍ HŘÍDELE

Pro uložení hřídele hnacího bubnu volím ložiskovou jednotku **SKF SY40 TF**, která se skládá z ložiskového tělesa **SY 508 M** a ložiska **YAR 208- 2F**. Zajištění těchto ložisek proti posunutí v axiálním směru je řešeno pomocí stavěcích šroubů, které jsou ve vnitřním kroužku ložisek.



Obr.20 Ložisková jednotka [18]

Parametry a zatížení ložiskové jednotky **SKF SY40 TF**

$C = 30700 \text{ N}$ – dynamická únosnost

$C_0 = 19000 \text{ N}$ – statická únosnost

$F_{ra} = 1077,8 \text{ N}$ – radiální složky síly v ložiscích(2.3.1-1)

$F_{aa} = 0 \text{ N}$ – axiální složky síly v ložiscích

Výpočet základní trvanlivosti L_{10h}

$$\frac{F_{aa}}{C_0} = \frac{0}{19000} = 0 \Rightarrow e = 0 \quad (3.3 - 1)$$

$$\frac{F_{aa}}{F_{ra}} = \frac{0}{1077,8} = 0 \Rightarrow e = 0 \quad (3.3 - 2)$$



Dle tabulky jsou součinitele

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení ložiska

$$P_e = X \cdot F_{ra} + Y \cdot F_{aa} \quad (3.3 - 3)$$

$$P_e = 1 \cdot 1077,8 + 0 \cdot 0$$

$$P_e = 1077,8 \text{ N}$$

Kde:

$X, Y [-]$ – součinitele pro jednořadá kuličková ložiska

$F_{ra} = 1077,8 \text{ N}$ – radiální složky síly v ložiscích (2.3.1-1)

$F_{aa} = 0 \text{ N}$ – axiální složky síly v ložiscích

Trvanlivost ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_e} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{zp}} \quad (3.3 - 4)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{30700}{1077,8} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 95}$$

$$L_{10h} = 4054690 \text{ hod}$$

Kde:

$C = 30700 \text{ N}$ – dynamická únosnost

$P_e = 1077,8 \text{ N}$ – dynamické radiální ekvivalentní zatížení (3.3-3)

Rozteč průměru sady kuliček

$$D_{pw} = \frac{d_l + D_l}{2} \quad (3.3 - 5)$$

$$D_{pw} = \frac{40 + 99}{2}$$

$$D_{pw} = 69,5 \text{ mm}$$

Kde:

$d_l = 40 \text{ mm}$ – vnitřní průměr ložiska (SKF katalog)

$D_l = 99 \text{ mm}$ – vnější průměr ložiska (SKF katalog)



Dle roztečného průměru D_{pw} volím vztažnou kinematickou viskozitu $\vartheta_1 = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$

Ložisko je mazáno plastickým mazivem SKF LGMT 2. Výrobce uvádí provozní kinematickou viskozitu při 40°C $\vartheta = 110 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Viskózní poměr:

$$\kappa = \frac{\vartheta}{\vartheta_1} \quad (3.3 - 5)$$

$$\kappa = \frac{110}{100}$$

$$\kappa = 1,1$$

Trvanlivost ložiska s pravděpodobností 96%

$$L_{3h} = a_1 \cdot a_{2,3} \cdot L_{10hA} \quad (3.3 - 6)$$

$$L_{3h} = 0,33 \cdot (0,8; 2,1) \cdot 4054690$$

$$L_{3h} = 1070438 - 2809900 \text{ hod}$$

Kde:

$\vartheta = 110 \text{ mm}^2/\text{s}$ – kinematická viskozita použitého maziva za provozní teploty

$\vartheta_1 = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ – kinematická viskozita zabezpečující optimální mazání

$a_1 = 0,33$ součinitel pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne požadované životnosti s pravděpodobností 96%

$a_{2,3}$ = součinitel provozních podmínek (mazání a materiál)



ZÁVĚR

Tématem mé bakalářské práce bylo podle zadání navrhnout korečkový elevátor pro přepravu suchých sypkých neabrazivních materiálů dle zadaných parametrů se zaměřením na konstrukci hlavy elevátoru a jejího pohonu.

V první fázi byly získané výpočty pro pohonnou jednotku. Bylo vycházeno z tažného elementu, korečku a požadavku pro odstředivé vyprazdňování.

V druhé fázi této práce se dále pokračovalo ve zpřesňování výpočtů. Je zde navržen vhodný motor a převodovka. Dále jsou zjištěny tahové síly v nabíhací a sbíhající straně hnacího bubnu. Tyto síly jsou pak aplikovány pro kontrolní výpočty pevnosti hnacího hřídele, kontrolu pera na vstupním a výstupním konci hnacího hřídele a kontrola životnosti ložiska.

Navrhovaný materiál ocel ČSN 12 050.41 je pro hřídel vyhovující. Stejně výsledky byly docíleny u kontroly per na otlačení a životnosti ložisek. Pohonná jednotka hlavy elevátoru je složena z motoru a čelní převodovky s dutou výstupní hřídelí. Celá tato jednotka je zavěšena na hnací hřídel elevátoru. Přenos kroutícího momentu z hřídele na hnací buben zajišťují samo středící svěrná pouzdra, která vymezují i polohu bubnu na hřídeli. Z důsledku zpětného chodu, který může nastat při plném zatížení nabíhající větve při výpadku elektrického proudu, je pohon jištěn volnoběžkou umístěnou na konci hřídele. Mazání převodovky a ložisk je dáno výrobcem.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDUŠ J., ŠKOPÁN M., *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. VUT Brno 1988
- [2] FLORIAN Z., ONDRÁČEK E., PŘIKRYL K., *Mechanika těles statika*. VUT Brno 2007
- [3] JANÍČEK P., ONDRÁČEK E., VRBKA J., BURŠA J., *Mechanika těles pružnost a pevnost I*. VUT Brno 2004
- [4] BOHÁČEK F. a kol., *Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribology, ložiska*, PCDIR s.r.o., 1996.
- [5] SVOBODA P., BRANDEJS J., PROKEŠ F., *Výběr z norem pro konstrukční cvičení* CERN, s.r.o. Brno v roce 2009
- [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] DRAŽAN F., VOŠTOVÁ V., JEŘÁBEK K., BRAND M., *Teorie a stavba dopravníků* České vysoké učení technické v Praze
- [8] J. E. SHIGLEY, CH. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, *Konstruování strojních součástí*, VUT Brno, nakl. VUTIUM, 2010
- [9] POLAK J., BAILOTTI K., PAVLISKA J., HRABOVSKÝ L., *Dopravní a manipulační zařízení II* Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava
- [10] Global Agry Tech Engineers [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.globalagritech.in/bulk-material-handling-equipments.html>
- [11] Katalog firmy pewag [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: http://issuu.com/pewag/docs/katalog_becherwerke_tschechisch/1?e=3795861/5906626
- [12] Mechanical Engineering [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.mechanicalengineeringblog.com/wp-content/uploads/2013/06/01-continuous-discharge-bucket-elevator.jpg>
- [13] CONCEPT Conveyors Private Limited [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.conveyingconcepts.in/material-handling-system.htm>
- [14] SCAFECO Grain Systems Co [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.scafco.com/grain/products/material-handling/bucket-elevators>
- [15] Gumex: Korečky [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/lisovany-korecek-sps-ocelovy-24837.html>
- [16] Gumex: PVC pás [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/pvc-pasy-pro-elevatory-a-velke-zatizeni-4t-32-v3-v3-49855.html>
- [17] PSP pohony [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: http://www.pohony.cz/files/pohony/_products/2/100-katalog-prevodovka-e-box-p.pdf



- [18] EXVALOS ložiska SKF [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/soubory/File/SKF%20domecky%20Y.pdf>
- [19] Zemědělské potřeby M+S s.r.o. [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.akaska.cz/sdruzeni-ms/mechanicke-dopravniky.php>
- [20] PATEL,S.;PATEL, S; PATEL,J. Productivity Improvement of Bucket Elevator by Modified Design In *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* Volume 3. Issue 1. January 2013 ISSN 2250-2459 [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: http://www.ijetae.com/files/Volume3Issue1/IJETAE_0113_19.pdf
- [21] CAD [online] [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.cad.cz/strojirenstvi/38-strojirenstvi/4656-analyza-koreckoveho-dopravniku-v-programu-abaqus.html>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[mm]	Horní šíře korečku
a_{po}	[mm]	Vzdálenost pólu P od středu O
a	[mm]	Část rozměrů hřídele
a_1	[-]	Součinitel spolehlivosti dosažení požadované trvanlivosti
$a_{2,3}$	[-]	Součinitel provozních podmínek (mazání a materiál)
B_p	[mm]	Šířka pásu
b	[mm]	Část rozměrů hřídele
b_1	[mm]	Šířka pera
b_2	[mm]	Šířka pera
C	[N]	Dynamická únosnost
C_o	[N]	Statická únosnost
C_d	[mm]	Rozteč děr v korečku
c	[mm]	Část rozměru hřídele
c_1	[-]	Součinitel odporu
c_2	[-]	Součinitel odporu ohýbání pásu
D_1	[m]	Průměr hnacího bubnu
D_2	[m]	Průměr napínacího bubnu
D_l	[mm]	Vnější průměr ložisek
D_{pw}	[mm]	Průměrná rozteč sady kuliček
d	[mm]	Část rozměrů hřídele
d_1	[mm]	Průměr vstupní hřídele
d_2	[mm]	Průměr hřídele v řezu IV
d_3	[mm]	Průměr výstupního konce hřídele
d_{j1}	[mm]	Průměr jádra hřídele v řezu I
d_l	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
$d_{2před}$	[mm]	Předběžný zvolený průměr hřídele napínacího bubnu
$d_{3před}$	[mm]	Předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu
d_{II}	[m]	Průměr hřídele v řezu II
d_{III}	[m]	Průměr hřídele v řezu III
d_{IV}	[m]	Průměr hřídele v řezu IV
d_V	[m]	Průměr hřídele v řezu V
e_{II}	[m]	Vzdálenost ohybového momentu v místě II



e_{IV}	[m]	Vzdálenost ohybového momentu v místě IV
F	[N]	Obvodová síla na hnacím bubnu
F_1	[N]	Obvodová síla potřebná k nabírání materiálu
F_2	[N]	Síla potřebná pro zdvihání materiálu
F_3	[N]	Síla potřebná k překonání odporu na napínacím bubnu
F_4	[N]	Síla potřebná k překonání odporu ohybu pásu na hnací buben
F_5	[N]	Síla k překonání odporu tření ložisek napínacího bubnu
F_6	[N]	Síla k překonání odporu tření ložisek poháněného hřídele
F_9	[N]	Obvodová síla potřebná ke zdvihu tažného prostředku
F_{10}	[N]	Obvodová síla potřebná ke zdvihu korečku
F_C	[N]	Celková obvodová síla
F_k	[mm]	Hloubka korečku
F_{CS}	[N]	Skutečná obvodová síla
F_{aa}	[N]	Axiální složka síly v ložiscích
F_{ab}	[N]	Axiální složka síly v ložiscích
F_{ra}	[N]	Radiální složka síly v ložisku
F_{rb}	[N]	Radiální složka síly v ložisku
F_n	[N]	Napínací síla
F_{ns}	[N]	Skutečná napínací síla
F_{np}	[N]	Přídavná napínací síla
F_g	[N]	Síla vyvolaná hmotností motoru a převodovky
F_Z	[N]	Dovolené zatížení pásu
f	[–]	Součinitel tření mezi bubnem a pásem
G	[mm]	Hloubka korečku
g	[mm/s^2]	Gravitační zrychlení
H	[m]	Maximální dopravní výška
H_o	[m]	Dopravní výška
h_1	[m]	Výška pera dle ČSN 022562
h_2	[m]	Výška pera dle ČSN 022562
i	[–]	Převodový poměr
i^*	[–]	Teoretický převodový poměr
k	[–]	Součinitel bezpečnosti proti prokluzu
k_I	[–]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v místě I



k_{II}	[–]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v místě II
k_{III}	[–]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v místě III
k_{IV}	[–]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v místě VI
k_V	[–]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v místě V
L_{10k}	[<i>hod</i>]	Trvanlivost ložiska
l_1	[<i>mm</i>]	Délka pera dle ČSN 022562
l_1^*	[<i>mm</i>]	Aktivní délka pera
l_2	[<i>mm</i>]	Délka pera dle ČSN 022562
l_2^*	[<i>mm</i>]	Aktivní délka pera
M_m	[<i>Nm</i>]	Kroutící moment motoru
M_{max}	[<i>Nm</i>]	Maximální kroutící moment na výstupu převodovky
M_{k2}	[<i>Nm</i>]	Kroutící moment
M_{oI}	[<i>Nm</i>]	Ohybový moment v místě I
M_{oII}	[<i>Nm</i>]	Ohybový moment v místě II
M_{oIII}	[<i>Nm</i>]	Ohybový moment v místě III
M_{oVI}	[<i>Nm</i>]	Ohybový moment v místě VI
M_{oV}	[<i>Nm</i>]	Ohybový moment v místě V
m_b	[<i>Kg</i>]	Hmotnost napínacího bubnu
m_k	[<i>Kg</i>]	Hmotnost prázdného korečku
m_{mot}	[<i>Kg</i>]	Hmotnost motoru
m_p	[<i>Kg</i>]	Hmotnost napínacího pásu
$m_{př}$	[<i>Kg</i>]	Hmotnost převodovky
n_j	[<i>ot/min</i>]	Jmenovité otáčky motoru
n_2	[<i>ot/min</i>]	Požadované výstupní otáčky
n_1	[–]	Počet per
n_2	[–]	Počet per
P	[<i>W</i>]	Výkon motoru
P_{pz}	[<i>W</i>]	Předběžně zvolená hodnota výkonu motoru dle katalogu
P_m	[<i>W</i>]	Požadovaný výkon motoru
P_j	[<i>W</i>]	Jmenovitý výkon motoru
P_j	[<i>N</i>]	Dynamické radiální ekvivalentní zatížení
p	[–]	Počet tažných prostředků v jedné větvi
Q	[<i>kg/hod</i>]	Dopravní výkon



q_1	[N/m]	Délkové zatížení pásu od hmotnosti dopravovaného materiálu
q_2	[N/m]	Délkové zatížení od hmotnosti bubnu
q_3	[N/m]	Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečku
R_e	[MPa]	Mez kluzu material ČSN 11 420.0
R_{eI}	[MPa]	Požadované mez kluzu v místě I
R_{eII}	[MPa]	Požadované mez kluzu v místě II
R_{eIII}	[MPa]	Požadované mez kluzu v místě III
R_{eVI}	[MPa]	Požadované mez kluzu v místě VI
R_{eV}	[MPa]	Požadované mez kluzu v místě V
r_1	[mm]	Poloměr zaoblení drážky pro pero
S_I	[m ²]	Velikost průřezu v místě I
S_{II}	[m ²]	Velikost průřezu v místě II
S_{III}	[m ²]	Velikost průřezu v místě III
S_{VI}	[m ²]	Velikost průřezu v místě VI
S_V	[m ²]	Velikost průřezu v místě V
T_1	[N]	Tah v nabíhající větvi
T_2	[N]	Tah ve zbíhající větvi
T_{1s}	[N]	Skutečný tah v nabíhající větvi
T_{2s}	[N]	Skutečný tah ve zbíhající větvi
t	[mm]	Hloubka drážky pro pero
t_1	[mm]	Hloubka zasazení pera v náboji
t_k	[m]	Rozteč korečku
t_p	[mm]	Tloušťka pásu
V_k	[dm ³]	Objem korečku
v	[m/s]	Rychlost korečku voleno dle ČSN 26 2008
X	[–]	Součinitel pro jednořadá kuličková ložiska
x_1	[–]	Součinitel efektivního počtu nesoucích per
x_2	[–]	Součinitel efektivního počtu nesoucích per
Y	[–]	Součinitel pro jednořadá kuličková ložiska
α	[rad]	Úhel opásání
α_{kI}	[–]	Tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero v místě I
α_{kII}	[–]	Tvarový součinitel v osazení hřídele v krutu v místě II
α_{oII}	[–]	Tvarový součinitel v osazení hřídele v ohybu v místě II



α_{oVI}	[-]	Tvarový součinitel v osazení hřídele v ohybu v místě IV
γ	[kg/m]	Sypná hmotnost materiálu
η	[-]	Účinnost převodů od motoru k poháněnému hřídeli
ϑ	[mm ² /s]	Kinematická vizkozita puužitého maziva za pracovní teploty
ϑ_1	[mm ² /s]	Kinematická vizkozita zabezpečující optimální mazání
κ	[-]	Vizkózní poměr
μ_1	[-]	Celkový součinitel odporu za nejnepříznivějších podmínek
μ_3	[-]	Součinitel tření ložisek
σ_{oI}	[MPa]	Napětí v ohybu v místě I
σ_{oII}	[MPa]	Napětí v ohybu v místě II
σ_{oIII}	[MPa]	Napětí v ohybu v místě III
σ_{oIV}	[MPa]	Napětí v ohybu v místě IV
σ_{oV}	[MPa]	Napětí v ohybu v místě V
σ_{redII}	[MPa]	Redukované napětí v místě II
σ_{redIII}	[MPa]	Redukované napětí v místě III
σ_{redIV}	[MPa]	Redukované napětí v místě IV
σ_{redV}	[MPa]	Redukované napětí v místě V
τ_{kI}	[MPa]	Napětí v krutu v místě I
τ_{kII}	[MPa]	Napětí v krutu v místě II
τ_{kIII}	[MPa]	Napětí v krutu v místě III
τ_{kIV}	[MPa]	Napětí v krutu v místě VI
τ_{kV}	[MPa]	Napětí v krutu v místě V
τ_{sI}	[MPa]	Smykové napětí v místě I
τ_{sII}	[MPa]	Smykové napětí v místě II
τ_{sIII}	[MPa]	Smykové napětí v místě III
τ_{sIV}	[MPa]	Smykové napětí v místě VI
τ_{sV}	[MPa]	Smykové napětí v místě V
Ψ	[-]	Součinitel plnění



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresy:

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

1-KE-00-00-00

HLAVA ELEVÁTORU

2-KE-01-00-00

HNACÍ HŘÍDEL

1-KE-01-06-00

Další přílohy:

CD - zpráva - formát PDF

- výkresy - formát PDF