



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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

TOMÁŠ SOCHOR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. MARTIN JONÁK

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Tomáš Sochor
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Martin Jonák
Akademický rok:	2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Korečkový elevátor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte svislý korečkový elevátor pro dopravu obilovin. Dopravní výška je 19 m a jmenovité dopravní množství je 100 t/hod.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu, která bude obsahovat funkční a kapacitní výpočet.

Určit hlavní rozměry elevátoru, navrhnout pohon a napínací zařízení.

Nakreslit celkovou sestavu elevátoru a sestavu pohonného systému.

Další výpočty a výkresy budou blíže specifikovány vedoucím bakalářské práce.

Seznam literatury:

Gajdůšek, J. a Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno.

Dražan, F. a kol. (1983): Teorie a stavba dopravníků, skripta ČVUT v Praze.

Dražan, F. a Jeřábek, K. (1979): Manipulace s materiálem, SNTL/ALFA, 456 s., Praha.

ČSN 26 2008 (1993): Svislé korečkové elevátory, Základní parametry a rozměry, 8s., Praha.

ČSN 26 2001 (1994): Zařízení pro plynulou dopravu nákladů, Korečkové a lavičkové elevátory, 10s., Praha.

Shigley, J., Mischke, Ch. a Budynas, R. (2010): Konstruování strojních součástí. Brno: VUT IUM. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh svislého korečkového elevátoru, který má sloužit k dopravě obilovin s dopravní výškou 19 m a dopravovaným množstvím 100 t/hod. Práce se skládá z popisu korečkového elevátoru a jeho hlavních částí, zmiňující se v úvodní rešerši. Tato práce je zaměřena na funkční a kapacitní výpočet, určení pohonu a napínacího zařízení. Další výpočet je kontrolní, skládající se z pevnostní kontroly hnacího hřídele, výpočtu pera, životnosti ložisek a výpočtu napínacího zařízení. K práci je přiložena výkresová dokumentace dle zadání.

KLÍČOVÁ SLOVA

svislý korečkový elevátor, obilovina, doprava materiálu, pohon, napínací zařízení

ABSTRACT

The aim of this thesis is a design of a vertical bucket elevator which is to be used to transport cereal. The transport height is nineteen meters and transport capacity one hundred tons per hour. This thesis consists of a description of the vertical bucket elevator and its main parts which are mentioned in the introductory list. The thesis deals with functional and capacitive calculations, determining a drive and a tensioning device. Another calculation has the function of control a drive shaft, calculation of spring, lifespan of bearings and a calculation of the tensioning device. In addition, there is a design study according to the assignment.

KEYWORDS

vertical bucket elevator, cereal, transport of material, power, tensioning device



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SOCHOR, T. *Korečkový elevátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 68 s. Vedoucí bakalářské 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 27. května 2016

.....

Tomáš Sochor



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu své bakalářské práce, panu Ing. Martinovi Jonákovi za odbornou pomoc, konzultace a ochotu při zpracování mé bakalářské práce.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Korečkové elevátory	11
2 Hlavní části korečkového elevátoru	12
2.1 Tažný orgán.....	12
2.1.1 Řetěz	12
2.1.2 Pás.....	13
2.2 Korečky	13
2.2.1 Upevnění	14
2.2.2 Plnění	15
2.2.3 Vyprazdňování	16
2.3 Poháněcí stanice korečkového elevátoru	18
2.4 Napínací zařízení korečkového elevátoru	18
2.5 Konstrukce korečkového elevátoru	19
3 Funkční výpočet.....	20
3.1 Předběžný výpočet.....	20
3.1.1 Zadané hodnoty	20
3.1.2 Zvolené parametry	20
3.1.3 Osová vzdálenost bubnů	21
3.1.4 Maximální dopravní výška elevátoru	21
3.1.5 Výkon motoru.....	22
3.1.6 Obvodová síla na hnacím bubnu	22
3.1.7 Volba korečku	22
3.1.8 Volba tažného orgánu	23
3.1.9 Stanovení tahů v tažném orgánu.....	24
3.1.10 Maximální dovolené zatížení pásu	25
3.2 Přesný výpočet.....	25
3.2.1 Určení délkových zatížení.....	25
3.2.2 Určení jednotlivých odporů proti pohybu	26
3.2.3 Stanovení výkonu hnacího motoru	29
3.2.4 Volba pohonu	30
3.2.5 Určení skutečné rychlosti korečku.....	32
3.2.6 Určení vyprazdňování korečku.....	32
3.2.7 Skutečná obvodová síla na hnacím bubnu	34
3.2.8 Určení napínací síly F_n a přidávné napínací síly $F_{n'}$	34
3.2.9 Určení tahů v jednotlivých větvích T_1 a T_2 a kontrola pásu	35



3.2.10	Určení odstředivé síly	35
3.2.11	Kontrola dopravního výkonu.....	36
4	Kontrolní výpočet.....	37
4.1	Pevnostní výpočet hnací hřídele	37
4.1.1	Výpočet reakcí v ložiskách	37
4.1.2	VVÚ (výsledné vnitřní účinky)	38
4.1.3	Kontrola kritických míst - statická bezpečnost	39
4.1.4	Kontrola kritických míst - dynamická bezpečnost	44
4.2	Pevnostní kontrola pera.....	47
4.3	Kontrola ložiskových jednotek hnací hřídele	49
4.4	Kontrola ložiskových jednotek hnané hřídele	50
4.5	Výpočet napínacího zařízení	51
4.5.1	Výpočet tlačné pružiny	51
4.5.2	Kontrola napínacího šroubu na otlačení	53
4.5.3	Kontrola závitové tyče na vzpěr	54
5	Volba konstrukčního řešení elevátoru.....	57
5.1	Konstrukce.....	57
5.2	Hlava elevátoru.....	57
5.3	Pata elevátoru	58
	Závěr	59
	Použité informační zdroje	60
	Seznam použitých zkratk a symbolů	62
	Seznam příloh	68



ÚVOD

Korečkové elevátory jsou zařízení, které se nejčastěji používají pro dopravu materiálu ve svislém a strmém směru [4]. Elevátory mají rozsáhlé využití v různých výrobních odvětvích. Nejčastěji se používají především v zemědělství, také v potravinářství, stavebnictví, chemickém průmyslu i jako dopravník pro mezioperační manipulaci [6].

Výhoda u korečkových elevátorů je nízká spotřeba energie (vyvážení obou větví), malý vestavěný prostor, relativně vysoký dopravní výkon, spolehlivý provoz, u řetězových elevátorů provoz v horkém prostředí. Nevýhodou může být omezená dopravní výška a prašnost při dopravě některých materiálů [6].

Jedná se o zajímavé a používané zařízení pro dopravu materiálů, proto jsem si korečkový elevátor vybral pro svoji bakalářskou práci.

Cílem práce je vytvoření kompletního konstrukčního návrhu elevátoru pro dopravu obilovin se zaměřením na pohon a napínací zařízení, kde rozhoduje zadaná dopravní výška a dopravní množství elevátoru pro dopravu obilovin. Funkční výpočet je řešen podle skript [4], následuje kontrolní a pevnostní výpočet určitých součástí a výkresová dokumentace dle zadání.



1 KOREČKOVÉ ELEVÁTORY

Korečkové elevátory jsou používány pro přepravu sypkých látek nejrůznějších druhů. Nejčastěji cement, písek, uhlí, popel, obilí, mouka atd. a to ve směru svislém (obr. 1) nebo strmém (úhel stoupání $< 60^\circ$) [4]. Elevátory jsou běžně používány pro dopravní výšky až 40 m a pro malá a střední dopravované množství do 160 t/hod [4]. Dopravní výška je omezena pevností tažného orgánu, když je však použit pás jako tažný orgán, docílí se tak vyšší rychlosti a dostane se až na hodnoty 200 m pro dopravní výšku a dopravní výkon až 1000 t/hod [4].

Materiál se přepravuje pomocí korečků (plechová nádoba), které jsou pevně připevněny na tažný orgán, tedy gumový pás nebo řetěz. Rychlosti u dopravního pásu se pohybují v rozmezí od 1 do $3,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a u řetězu od $0,3$ do $1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [4].

Elevátor je umístěn v uzavřené prachotěsné šachtě, poháněcí stanice je v horní části a napínací zařízení je umístěno ve spodní části [4]. Konstrukční uspořádání můžeme vidět na obr. 2.

Rozdělení základních typů korečkových elevátorů podle konstrukčního provedení, tažných prostředků, nakládání a vykládání korečků, dopravní rychlosti a druhu nákladu obsahuje norma ČSN 26 2001, viz [3].

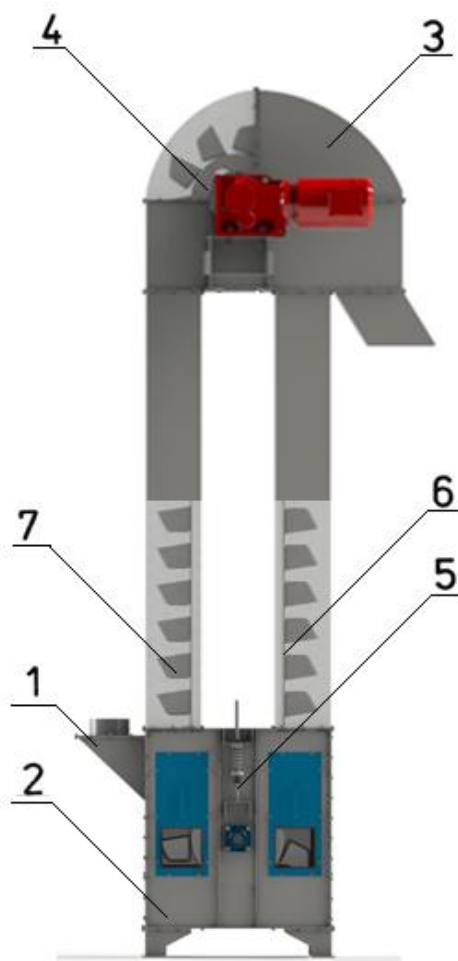


Obr. 1 Svislý korečkový elevátor [12].



2 HLAVNÍ ČÁSTI KOREČKOVÉHO ELEVÁTORU

Hlavní části korečkového elevátoru (obr.2) tvoří - násypný otvor (1), pata (2), hlava s pohonem (3), hnací buben (4), napínací zařízení (5), tažný orgán (6), koreček (7).



Obr. 2 Konstrukční uspořádání korečkového elevátoru.

2.1 TAŽNÝ ORGÁN

Tažný orgán je pás nebo řetěz, na který se připevní korečky [4].

2.1.1 ŘETĚZ

Řetěz, jako tažný orgán, je použit v případech, kdy je dopravován abrazivní materiál, materiál o vysoké teplotě nebo při značné dopravní výšce. Používány jsou řetězy článkové, tepelně zpracované pro zvýšení odolnosti proti otěru, řetězy s vysokou pevností, sponové transportní,



pouzdrové řetězy nebo sponové zvedací (Gallův řetěz). U Gallových řetězů nesmí překročit rychlost $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [5].

Pohon článkových řetězů je třecí, řetězové kladky jsou hladké, vybavené pouze obvodovou drážkou pro vedení řetězu. Používají se pro nízké dopravní rychlosti a z toho plynoucí nízké dopravní výkony a malé dopravní výšky [4].

Článkový řetěz je u řetězových dopravníků nejběžnější a nejpoužívanější. Články jsou kované nebo svařované, a tím je řetěz nerozebíratelný. Osvědčují se v podmínkách hrubého provozu a snášejí vysoké teploty. Kladky mohou mít malý poloměr. Jejich nevýhodou je hlučnost a značná hmotnost [7].

2.1.2 PÁS

Pásky u korečkových elevátorů jsou pryžové, polyvinylchloridové, tkané nebo pletivové [5].

Šířka pásu se volí v závislosti na šířce korečku dle rovnice [5].

$$B_p = b_k + (0,03 \text{ až } 0,1) \text{ [m]} \quad (1)$$

Kde:

B_p - šířka pásu

b_k - šířka korečku

Nejčastěji jsou používány pásky pryžové. Tyto pásky mohou mít vložky textilní, z umělých vláken nebo ocelových lan. Vložky z ocelových lan snižují prodloužení pásu účinkem sil, a tím potřebný zdvih napínacího ústrojí. Pryžové pásky odolávají teplotám 80°C , ve speciálním provedení až do 130°C [5].

V potravinářském, chemickém či farmaceutickém průmyslu se uplatňují pásky s krycí vrstvou nebo celé z PVC, při velkém namáhání se používají pásky pletivové [5].

2.2 KOREČKY

Korečky jsou jednou z nejdůležitějších částí elevátoru, protože nám zařizují přepravu materiálu.

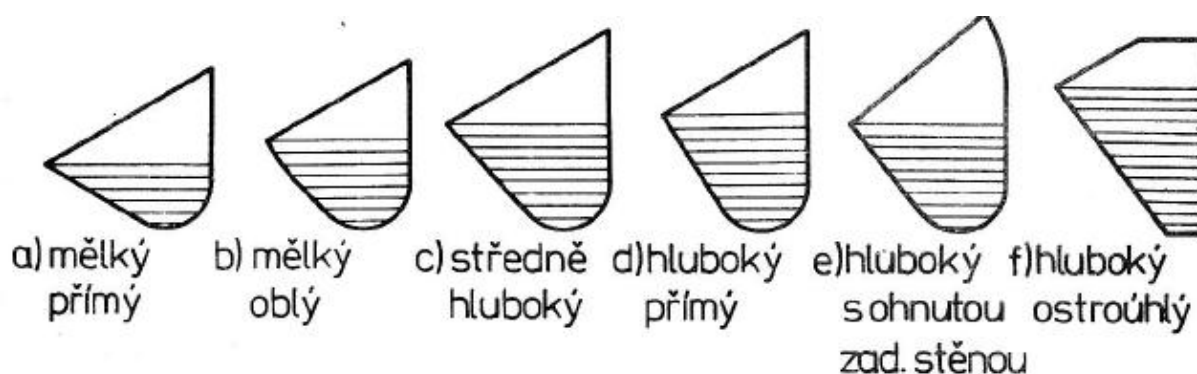


Tvar a materiál korečku je závislý na dopravovaném materiálu. Vyrábějí se převážně z ocelového plechu tloušťky 1 až 8 mm lisováním, svařováním, ve speciálních případech mohou být lité z různých slitin [5].

Je-li potřeba, povrch korečku se dá upravit pozinkováním, fosfátováním, povlakem z pryže nebo plastu. Obsah korečku je od 0,63 do 80 dm³, výjimečně až 150 dm³ [5].

V potravinářském a chemickém průmyslu se používají korečky z umělých hmot [6].

Pro běžné účely se používá šest základních profilů dle normy [2] viz obr. 3.

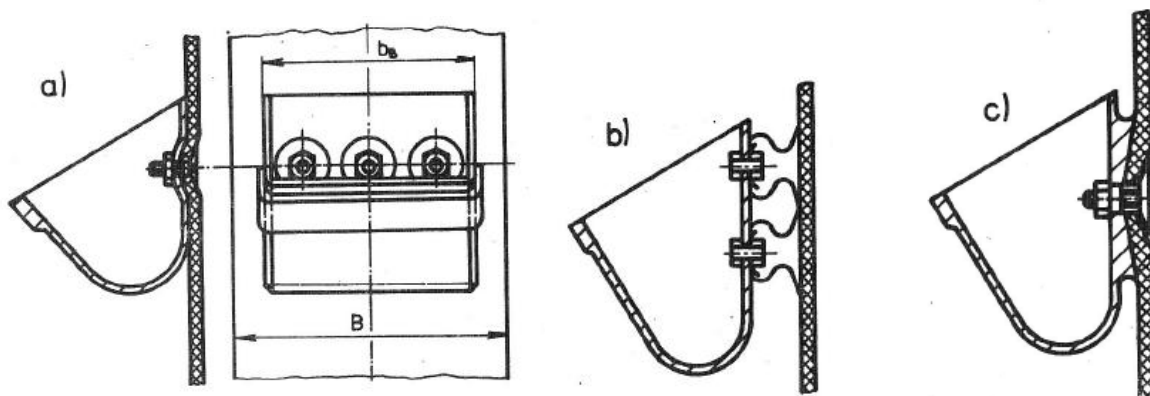


Obr. 3 Základní profily korečku [4].

2.2.1 UPEVNĚNÍ

Korečky jsou na pás připevněny speciálními talířovými šrouby (obr.4a), navulkanizováním (obr.4b) nebo speciálními segmenty (obr.4c) [4].

Jestliže se korečky šroubují přímo na pás, musí se v místě připevnění zaoblit tak, aby vnitřní strana pásu se šrouby byla rovná a nedocházelo ke styku s bubnem [4].

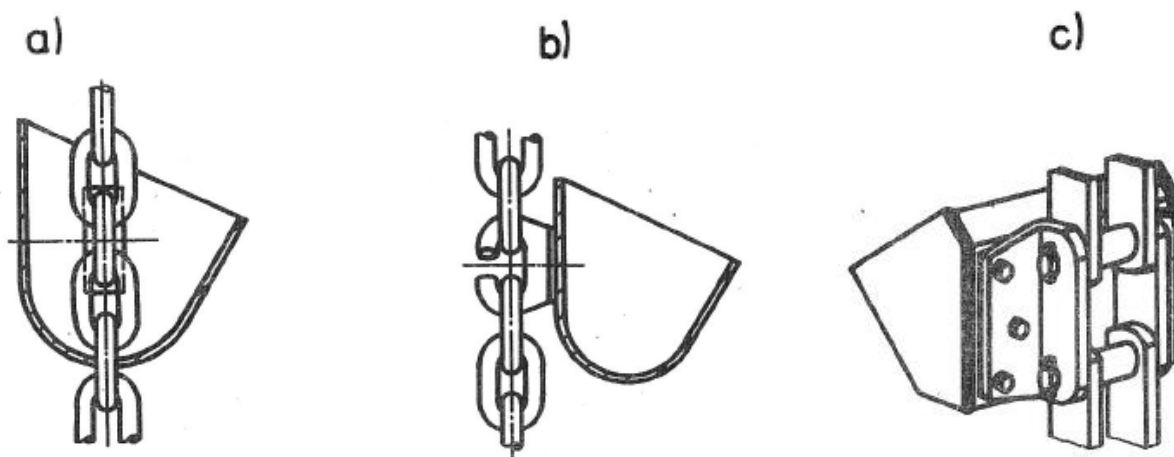


Obr. 4 Upevnění korečků na páse [4].



Korečky jsou k řetězům připevněny odnímatelně šrouby a to bočně (*obr.5a*) nebo čelně (*obr.5b*). Připojení na pouzdrový řetěz je viditelný na (*obr.5c*) [4].

Korečky mohou být zavěšeny na jedné nebo dvou větvích řetězu. U článkových řetězů se používá z důvodu stability zavěšení na dvou větvích [5].



Obr. 5 Upevnění korečků na řetězech [4].

2.2.2 PLNĚNÍ

Způsob plnění materiálu do korečku je hrabací, nasypávací nebo smíšený (kombinace nasypávání a hrabání) [4].

Důležité je rovnoměrné plnění korečků bez jejich přepřehování [6].

U hrabacího způsobu (*obr.6a*) je materiál dopravován do šachty tak, že propadne na dno a tam je shromažďován. Při průchodu korečků dochází k nabírání materiálu a je vhodný pro jemně kusovité až jemně práškovité sytké materiály. Pro materiály s malou zrnitostí neovlivňuje tento způsob plnění maximální rychlost elevátoru, pro materiály kusovité se musí rychlost volit do $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Jako tažné orgány se používají pásy i řetězy [4].

Nasypávací způsob (*obr.6b*) je nejvhodnější jak z hlediska energetického, tak z hlediska opotřebení korečků [6]. Dopravovaný materiál je do korečku přímo nasypáván. Pro materiály kusovité až silně abrazivní (ruda, struska, koks, hrubozrnné uhlí atd.). Jako tažný orgán se výhradně používají řetězy s dopravní rychlostí do $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [4].

Smíšený způsob nastává při nedokonalém násypném způsobu, kdy část materiálu propadá kolem korečku na dno šachty a je zde korečky nabírána [6]. Odpovídá (*obr.6a*) a vzniká při větším přísunu dopravovaného materiálu [4].



Poloha pólu P se stanoví na základě podobnosti vyšrafovaných trojúhelníků [4].

$$\frac{a_p}{R} = \frac{G}{F_o} = \frac{m \cdot g}{m \cdot R \cdot \omega^2} \quad (2)$$

odkud

$$a_p = \frac{g}{\omega^2} \text{ [m]} \quad (3)$$

Kde:

a_p - pólová vzdálenost [m]

R - poloměr kružnice opsané těžištěm korečku [m]

G - tíha obsahu korečku [N]

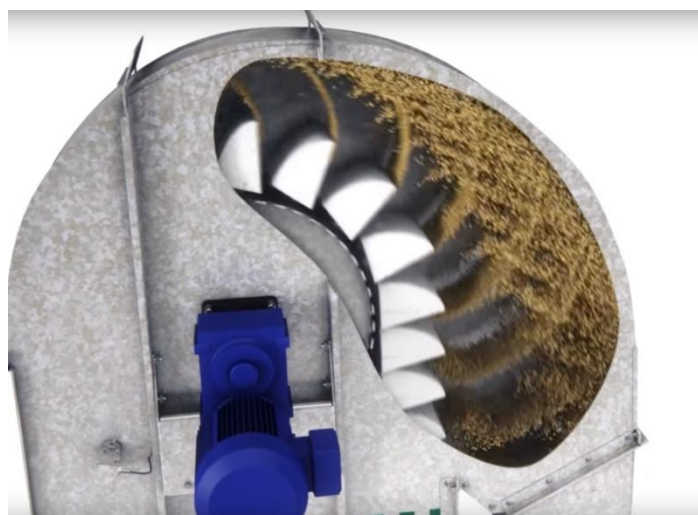
F_o - odstředivá síla působící na obsah korečku [N]

m - hmotnost materiálu v korečku [kg]

g - tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

ω - úhlová rychlost hnacího bubnu [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

a)



b)



Obr. 8 Způsoby vyprazdňování: a) odstředivé [13], b) gravitační [14].



2.3 POHÁNĚCÍ STANICE KOREČKOVÉHO ELEVÁTORU

Poháněcí stanice je umístěna v hlavě elevátoru. Pro menší výkony se volí převodový motor, u větších výkonů se používá výstupní dutá hřídel z převodovky, která je navlečena na hnací hřídel elevátoru [5].

Převodovka se používá jednorychlostní kuželo-čelní. Na prvním (předlohovém) hřídeli je malý pomocný motor dimenzovaný pouze na překonání odporů prázdného elevátoru. Slouží pro malý chod dopravníku, například při revizích či opravách [6].

2.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ KOREČKOVÉHO ELEVÁTORU

Často stačí k vyvození potřebné odbíhající síly vlastní tíha součástí vratné stanice [5]. Pokud k vyvození síly nestačí vlastní tíha, napne se tažný orgán pomocí závaží nebo pomocí šroubů [6].

Potřebný zdvih je u pásu až 500 mm. U řetězů minimálně 2 rozteče a napínací síla je 500 N až 2000N. U pásu se určí minimální předpětí podle přenosu sil mezi bubnem a pásem [5].



Obr. 9 Napínací zařízení [15].



2.5 KONSTRUKCE KOREČKOVÉHO ELEVÁTORU

Podle nosné konstrukce dělíme elevátory na otevřené a uzavřené. U otevřených elevátorů tvoří nosnou část zpravidla ocelová konstrukce (příhradová). U uzavřených elevátorů tvoří nosnou konstrukci šachta elevátoru, která je společná pro obě větve tažného orgánu s korečky nebo je zavěšena na hlavě elevátoru. Kvůli značným délkám nosných konstrukcí je nutno počítat s jejich tepelnou dilatací a uložení řešit jako staticky určité [5].



3 FUNKČNÍ VÝPOČET

Nejdříve se provede předběžný výpočet, navrhne se tažný orgán, rozměry bubnů nebo kladek a vybere se vhodný koreček. Poté následuje přesný výpočet, ve kterém se ověří správnost předběžného výpočtu.

3.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET

Výpočet proveden dle [4].

3.1.1 ZADANÉ HODNOTY

Dopravní výška $H_{\text{dop}} = 19 \text{ m}$

Jmenovité dopravní množství $Q = 100 \frac{\text{t}}{\text{hod}}$

Dopravovaný materiál - obiloviny

Měrná hmotnost obilovin ($700 \text{ až } 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$) [16] - volím $\gamma = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Uvažují obilovinu s největší měrnou hmotností (pšenici), aby nedošlo k přetížení elevátoru a zároveň byl dosažen dopravní výkon.

3.1.2 ZVOLENÉ PARAMETRY

Průměr hnacího bubnu $D_1 = 0,5 \text{ m}$

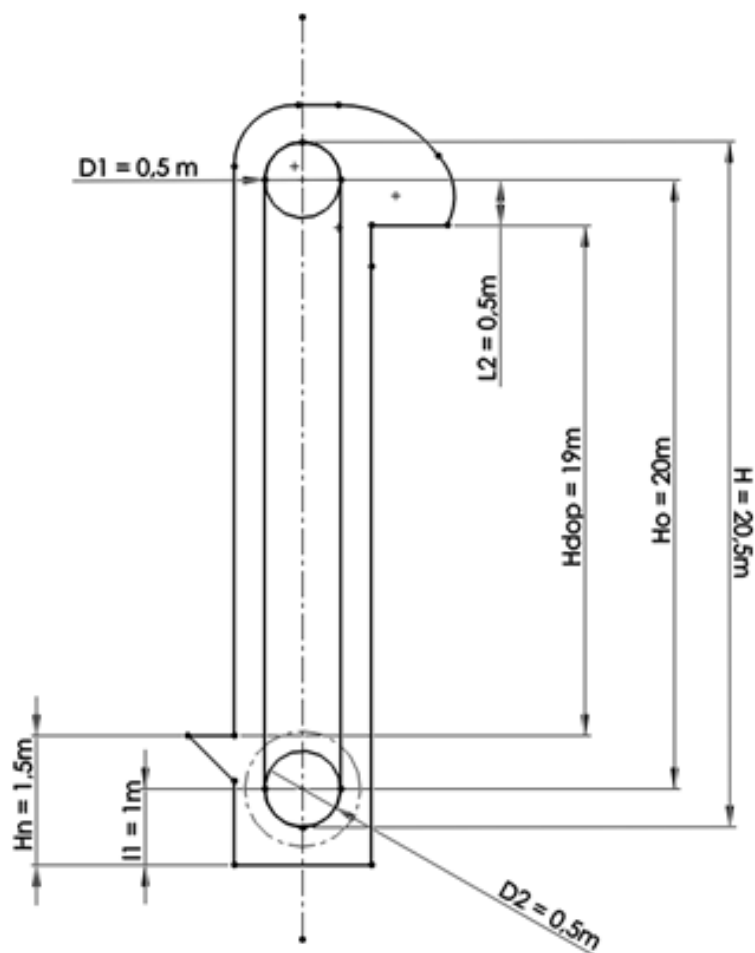
Průměr hnaného napínacího bubnu $D_2 = 0,5 \text{ m}$

Výška dolní příruby od země $H_n = 1,5 \text{ m}$

Vzdálenost osy napínacího bubnu od země $l_1 = 1 \text{ m}$

Vzdálenost vysýpací šachty od osy hnacího bubnu $l_2 = 0,5 \text{ m}$

Průměry bubnů voleny dle normy ČSN ISO 26 2008 [2].



Obr. 10 Schéma elevátoru.

3.1.3 OSOVÁ VZDÁLENOST BUBNŮ

$$H_o = H_{dop} + H_n + l_2 - l_1 \quad [\text{m}] \quad (4)$$

$$H_o = 19 + 1,5 + 0,5 - 1$$

$$H_o = 20 \text{ m}$$

3.1.4 MAXIMÁLNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKA ELEVÁTORU

$$H = H_o + \frac{D_1 + D_2}{2} \quad [\text{m}] \quad (5)$$

$$H = 20 + \frac{0,5 + 0,5}{2}$$

$$H = 20,5 \text{ m}$$



3.1.5 VÝKON MOTORU

$$P = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H \cdot g}{3,6} \text{ [W]} \quad (6)$$

$$P = \frac{1,45 \cdot 100 \cdot 20,5 \cdot 9,81}{3,6}$$

$$P = 8100 \text{ W}$$

Předběžně volím elektromotor s výkonem $P_z = 9,2 \text{ kW}$ [11].

Kde:

$\mu_1 = 1,45$ - celkový součinitel odporu volen dle [4] (tab. 8.13, str. 188)

3.1.6 OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM BUBNU

$$F = \frac{P_z \cdot \eta}{v} \text{ [N]} \quad (7)$$

$$F = \frac{9200 \cdot 0,96}{2,5}$$

$$F = 3532,8 \text{ N}$$

Kde:

$\eta = 0,96$ - účinnost kuželo-čelní převodovky volená dle výrobce [11]

$v = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ - rychlost korečků volená dle normy ISO ČSN 26 2008 [2]

3.1.7 VOLBA KOREČKU

Z rovnice pro dopravní výkon

$$Q = v_k \cdot \varphi \cdot \frac{v}{t_k} \cdot 3,6 \cdot \gamma \text{ [t/hod]} \quad (8)$$

Se vypočte objem korečku

$$v_k = \frac{Q \cdot t_k}{3,6 \cdot v \cdot \gamma \cdot \varphi} \text{ [dm}^3\text{]} \quad (9)$$



$$v_k = \frac{100 \cdot 0,2}{3,6 \cdot 2,5 \cdot 800 \cdot 0,8}$$

$$v_k = 0,00347 \text{ m}^3 = 3,47 \text{ dm}^3$$

Kde:

$t_k = 0,2 \text{ m}$ - rozteč korečku volená dle řady [4]

$\varphi = 0,8$ - součinitel plnění volen dle [4] (tab. 8.14, str. 189)

Z výsledku v_k volím plastový koreček **SPS 300-180 HDP** [9].

Tabulka 1: Rozměry korečku.

Šíře horní (mm) b_k	Výška (mm)	Hloubka (mm)	Objem korečku (dm^3)	Rozteč děr (mm) /počet děr	Hmotnost korečku (kg) m_k
316	140	185	3,6	100/3	0,92



Obr. 11 Plastový koreček od firmy Gumex [9].

3.1.8 VOLBA TAŽNÉHO ORGÁNU

Musí být splněna podmínka viz rovnice (1), volím pás od firmy Gumex **PVC 4T 32 V3-V3** [10].

$$B_p = b_k + (0,03 \text{ až } 0,1) \text{ m [m]} \quad (10)$$



$$B_p = 0,316 + 0,084 \dots \text{splněna } 0,084 \in (0,03;0,1)$$

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

Tabulka 2: Parametry pásu.

Tloušťka pásu (mm)	Šířka pásu (m)	Hmotnost pásu (kg/m ²)	Pracovní zatížení na 1% prodloužení (N/mm)
T_p	B_p	m_p	τ_d
5,5	0,4	6,8	32



Obr. 12 PVC pás od firmy Gumex [10].

3.1.9 STANOVENÍ TAHŮ V TAŽNÉM ORGÁNU

Tah na nabíhající větvi

$$T_1 = \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot F \text{ [N]} \quad (11)$$

$$T_1 = \frac{e^{0,3 \cdot \pi}}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} \cdot 3532,8$$

$$T_1 = 5788,3 \text{ N}$$



Kde:

e – Eulerovo číslo

$f = 0,3$ - součinitel tření mezi tažným prostředkem a hnacím bubnem dle [4] (tab. 8.15, str. 190)

$\alpha = \pi$ [rad] - úhel opásání

$\pi = 3,14$ - Ludolfovo číslo

Tah na sbíhající větvi

$$T_2 = T_1 - F \text{ [N]} \quad (12)$$

$$T_2 = 5788,3 - 3532,8$$

$$T_2 = 2255,5 \text{ N}$$

3.1.10 MAXIMÁLNÍ DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ PÁSU

$$F_z = B_p \cdot \tau_d \text{ [N]} \quad (13)$$

$$F_z = 400 \cdot 32$$

$$F_z = 12800 \text{ N}$$

Předběžná kontrola pásu

$$T_1 < F_z$$

$5788,3 < 12800$... pás předběžně vyhovuje

3.2 PŘESNÝ VÝPOČET

Výpočet proveden dle [4].

3.2.1 URČENÍ DÉLKOVÝCH ZATÍŽENÍ

Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3,6 \cdot v} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (14)$$

$$q_1 = \frac{100 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2,5}$$



$$q_1 = 109 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Délkové zatížení tažného prostředku od vlastní tíhy

$$q_2 = B_p \cdot m_p \cdot g \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (15)$$

$$q_2 = 0,4 \cdot 6,8 \cdot 9,81$$

$$q_2 = 26,7 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečku

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (16)$$

$$q_3 = \frac{0,92 \cdot 9,81}{0,2}$$

$$q_3 = 45,1 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

3.2.2 URČENÍ JEDNOTLIVÝCH ODPORŮ PROTI POHYBU

Složka obvodové síly F_1 potřebná k nabírání materiálu

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 \text{ [N]} \quad (17)$$

$$F_1 = 5 \cdot 109$$

$$F_1 = 545 \text{ N}$$

Kde:

$c_1 = 5$ - součinitel odporu při nabírání, volen dle [4] (Tab. 8-16, str. 190)

Složka obvodové síly F_2 potřebná ke zvedání materiálu

Počítám pro smíšený způsob plnění

$$F_2 = q_1 \cdot H \text{ [N]} \quad (18)$$

$$F_2 = 109 \cdot 20,5$$

$$F_2 = 2234,5 \text{ N}$$



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

Nejprve se vypočítá napínací síla F_n

$$F_n = 2 \cdot (k \cdot T_2 - H \cdot (q_2 + q_3)) \text{ [N]} \quad (19)$$

$$F_n = 2 \cdot (1,1 \cdot 2255,5 - 20,5 \cdot (26,7 + 45,1))$$

$$F_n = 2018,3 \text{ N}$$

Kde:

$k = 1,1$ - součinitel bezpečnosti proti prokluzování uvažující vliv zrychlujících sil při rozběhu elevátoru [4]

$$F_3 = c_2 \cdot \left(\frac{F_n}{2} + F_z\right) \text{ [N]} \quad (20)$$

$$F_3 = 0,01 \cdot \left(\frac{2018,3}{2} + 12800\right)$$

$$F_3 = 138,1 \text{ N}$$

Kde:

$c_2 = 0,01$ - součinitel odporu ohýbání pásu [4]

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

$$F_4 = c_2 \cdot (T_1 + F_z) \text{ [N]} \quad (21)$$

$$F_4 = 0,01 \cdot (5788,3 + 12800)$$

$$F_4 = 185,9 \text{ N}$$

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

Nejprve se vypočítá přídavná napínací síla $F_{n'}$

$$F_{n'} = F_n - m_b \cdot g \text{ [N]} \quad (22)$$

$$F_{n'} = 2018,3 - 116,6 \cdot 9,81$$

$$F_{n'} = 874,5 \text{ N}$$



Kde:

$m_b = 116,6$ kg - hmotnost napínacího bubnu s příslušenstvím (hodnota zjištěná z programu SolidWorks 2015)

$$F_5 = \mu_3 \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot F_{n'} \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$F_5 = 0,5 \cdot \frac{0,05}{0,5} \cdot 874,5$$

$$F_5 = 43,7 \text{ N}$$

Kde:

$\mu_3 = 0,5$ - součinitel odporu tření v ložiscích pro valivé uložení [4]

$d_2 = 0,05$ m - předběžně zvolený průměr hřídele napínacího bubnu

Kontrola doporučeného poměru mezi průměrem hnaného hřídele a průměrem napínacího bubnu:

$$\frac{1}{10} = 0,1 \geq \frac{d_2}{D_2} = \frac{0,05}{0,5} = 0,1 \geq \frac{1}{16} = 0,0625$$

Podmínka je splněna, průměr hnaného hřídele lze použít.

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

$$F_6 = \mu_3 \cdot \frac{d_3}{D_1} \cdot (T_1 + T_2) \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$F_6 = 0,5 \cdot \frac{0,08}{0,5} \cdot (5788,3 + 2255,5)$$

$$F_6 = 643,5 \text{ N}$$

Kde:

$d_3 = 0,08$ m - předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu

Kontrola doporučeného poměru mezi průměrem hnacího hřídele a průměrem hnacího bubnu:

$$\frac{1}{5} = 0,2 \geq \frac{d_3}{D_2} = \frac{0,08}{0,5} = 0,16 \geq \frac{1}{8} = 0,125$$

Podmínka je splněna, průměr hnacího hřídele lze použít.



Složky obvodové síly F_7 potřebná k překonání odporu tření válečků nebo vedení od hmotnosti materiálu u elevátorů skloněných a lomených a složka obvodové síly F_8 potřebná k překonání odporu tření válečků nebo vedení od hmotnosti tažného orgánu u elevátorů skloněných a lomených

Síly F_7 a F_8 jsou nulové, protože jsou zahrnovány jen u elevátorů, které jsou skloněné nebo lomené.

Složka obvodové síly F_9 potřebná ke zvedání tažného prostředku

$$F_9 = p \cdot q_2 \cdot H \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$F_9 = 1 \cdot 26,7 \cdot 20,5$$

$$F_9 = 547,4 \text{ N}$$

Kde:

$p = 1$ - počet tažných prostředků jedné větve

Složka obvodové síly F_{10} potřebná ke zvedání korečků

$$F_{10} = q_3 \cdot H \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$F_{10} = 45,1 \cdot 20,5$$

$$F_{10} = 924,6 \text{ N}$$

Celková obvodová síla je pak dána součtem složek F_1 až F_8

$$F_c = \sum_{i=1}^8 F_i \quad [\text{N}] \quad (27)$$

$$F_c = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 + F_7 + F_8$$

$$F_c = 545 + 2234,5 + 138,1 + 185,9 + 43,7 + 643,5 + 0 + 0$$

$$F_c = 3790,7 \text{ N}$$

3.2.3 STANOVENÍ VÝKONU HNACÍHO MOTORU

$$P' = \frac{F \cdot v}{\eta} \cdot i \quad [\text{W}] \quad (28)$$



$$P' = \frac{3790,7 \cdot 2,5}{0,96} \cdot 1,1$$

$$P' = 10858,8 \text{ W}$$

Kde:

$i = 1,1$ - bezpečnost proti přetížení elektromotoru (10%)

3.2.4 VOLBA POHONU

Výpočet teoretických výstupních otáček

$$n_{2t} = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot \frac{D_1}{2}} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (29)$$

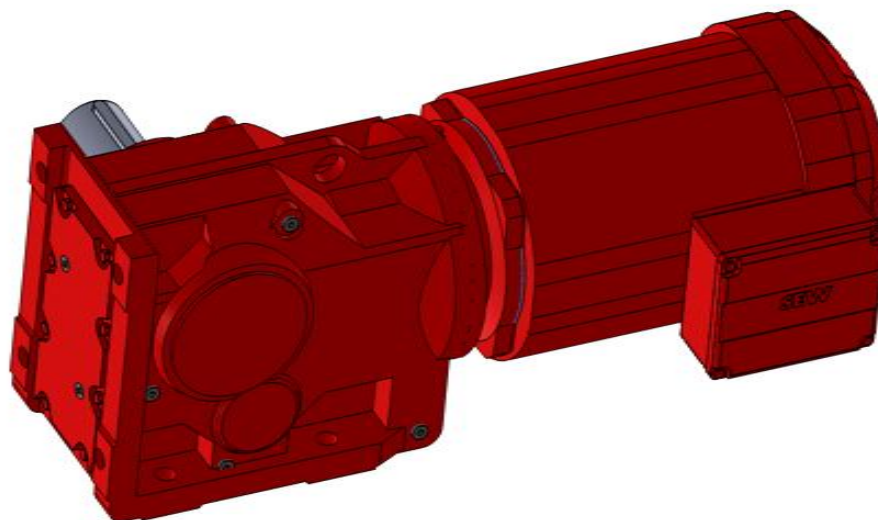
$$n_{2t} = \frac{60 \cdot 2,5}{2 \cdot \pi \cdot \frac{0,5}{2}}$$

$$n_{2t} = 95,5 \text{ min}^{-1}$$

Dle výpočtu (3.2.3 a 3.2.4) volím kuželo-čelní převodový motor od firmy **SEW EURODRIVE** typ **K87DRS160M4** o výkonu 11 kW [11]. Oproti předběžnému výpočtu výkonu elektromotoru jsem navýšil výkon kvůli bezpečnosti proti přetížení, a proto motor o výkonu 9,2 kW nebude stačit.

Tabulka 3: Parametry pohonu.

Výkon (kW) P_m	Výstupní otáčky (min ⁻¹) n_2	Převodový poměr i_m	Hmotnost (kg) m_m	Účinnost (%) η
11	91	16	170	96



Obr. 13 Převodový motor SEW-EURODRIVE [11].

Maximální kroutící moment dle [1]

Vypočteme ze vzorce

$$P_m = M_{km} \cdot 2\pi \cdot n_2 \text{ [W]} \quad (30)$$

Po úpravě

$$M_{km} = \frac{P_m}{2\pi \cdot n_2} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (31)$$

$$M_{km} = \frac{11000}{2\pi \cdot \frac{91}{60}}$$

$$M_{km} = 1154,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Otáčky elektromotoru dle [1]

Vypočteme ze vzorce pro převodový poměr

$$i_m = \frac{n_m}{n_2} \text{ [-]} \quad (32)$$



Po úpravě

$$n_m = n_2 \cdot i_m \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (33)$$

$$n_m = 91 \cdot 16$$

$$n_m = 1456 \text{ min}^{-1}$$

3.2.5 URČENÍ SKUTEČNÉ RYCHLOSTI KOREČKU

$$v_{\text{skut}} = \omega \cdot R_2 = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot R_2 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (34)$$

$$v_{\text{skut}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{91}{60} \cdot 0,256$$

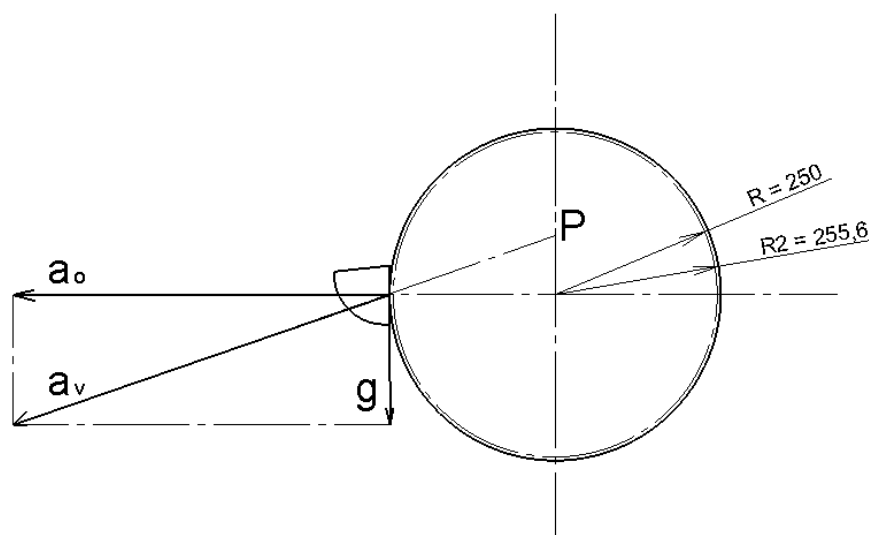
$$v_{\text{skut}} = 2,44 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

R_2 - viz 3.2.6 početní řešení

3.2.6 URČENÍ VYPRAZDŇOVÁNÍ KOREČKU

Graficky



Obr. 14 Grafické znázornění pólu.

Pól P leží uvnitř kružnice R_2 - odstředivé vyprazdňování.



Odstředivé zrychlení - potřebné pro konstrukci pólu

$$a_o = \omega^2 \cdot R_2 = \frac{v_{skut}^2}{R_2} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (35)$$

$$a_o = \frac{2,44^2}{0,256}$$

$$a_o = 23,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Odstředivé zrychlení do *obr. 14* nanášeno v poměru k tíhovému zrychlení.

Počteně

Kontrola je provedena dle 2.2.3

$$a_p = \frac{g}{\omega^2} = \frac{g}{(2 \cdot \pi \cdot n_2)^2} \quad [m] \quad (36)$$

$$a_p = \frac{9,81}{(2 \cdot \pi \cdot \frac{91}{60})^2}$$

$$a_p = 0,1 \text{ m}$$

Kde:

$a_p = 0,1 \text{ m}$ - vzdálenost bodu P od středu 0 (viz *obr. 7* - kap. 2.2.3). Vzdálenost je porovnána s poloměrem kružnice (R_2), kterou opíše vnitřní strana korečku.

$$R_2 = \frac{D_1}{2} + T_p \quad [mm] \quad (37)$$

$$R_2 = \frac{0,5}{2} + 0,0055$$

$$R_2 = 0,256 \text{ mm}$$

$$a_p < R_2$$

$0,1 < 0,256 \dots$ jedná se o odstředivé vyprazdňování



3.2.7 SKUTEČNÁ OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM BUBNU

$$F_{\text{skut}} = \frac{P_m \cdot \eta}{V_{\text{skut}}} \quad [\text{N}] \quad (38)$$

$$F_{\text{skut}} = \frac{11000 \cdot 0,96}{2,44}$$

$$F_{\text{skut}} = 4327,9 \text{ N}$$

3.2.8 URČENÍ NAPÍNACÍ SÍLY F_N A PŘÍDÁVNÉ NAPÍNACÍ SÍLY $F_{N'}$

$$F_{\text{n'skut}} = 2 \cdot \left(\frac{k}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot F_{\text{skut}} + \frac{F_8}{2} - F_9 - F_{10} \right) \quad [\text{N}] \quad (39)$$

$$F_{\text{n'skut}} = 2 \cdot \left(\frac{1,1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} \cdot 4327,9 + 0 - 547,4 - 924,6 \right)$$

$$F_{\text{n'skut}} = 3134,8 \text{ N}$$

Pokud platí

$$F_{\text{n'skut}} > m_b \cdot g$$

$$3134,8 > 116,6 \cdot 9,81$$

$$3134,8 > 1143,8 \dots\dots \text{platí}$$

Je třeba zvýšit napínací sílu vyvolanou pouze tíhovými účinky napínacího bubnu s příslušenstvím o přídavnou napínací sílu.

$$F_{\text{n'skut}}' = F_{\text{n'skut}} - m_b \cdot g \quad [\text{N}] \quad (40)$$

$$F_{\text{n'skut}}' = 3134,8 - 116,6 \cdot 9,81$$

$$F_{\text{n'skut}}' = 1991 \text{ N}$$

Přídavná napínací síla $F_{\text{n'skut}}'$ bude zajištěna pomocí napínacího zařízení.



3.2.9 URČENÍ TAHŮ V JEDNOTLIVÝCH VĚTVÍCH T_1 A T_2 A KONTROLA PÁSU

Celkový tah v nabíhající větvi pásu

$$T'_1 = F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_6 + F_7 + \frac{F_8}{2} + F_9 + F_{10} + \frac{F_{\text{nskut}}}{2} \quad [\text{N}] \quad (41)$$

$$T'_1 = 545 + 2234,5 + 138,1 + 43,7 + 643,5 + 0 + 0 + 547,4 + 924,6 + \frac{3134,8}{2}$$

$$T'_1 = 6644,2 \text{ N}$$

Celkový tah ve sbíhající větvi

$$T'_2 = F_9 + F_{10} - \frac{F_8}{2} + \frac{F_{\text{nskut}}}{2} \quad [\text{N}] \quad (42)$$

$$T'_2 = 547,4 + 924,6 - 0 + \frac{3134,8}{2}$$

$$T'_2 = 3039,4 \text{ N}$$

Kontrola pásu

$$T'_1 < F_z$$

$$6644,2 < 12800 \dots \text{pás vyhovuje}$$

3.2.10 URČENÍ Odstředivé síly

$$F_c = (q_1 + q_2 + q_3) \cdot \frac{v_{\text{skut}}^2}{g} \quad [\text{N}] \quad (43)$$

$$F_c = (109 + 26,7 + 45,1) \cdot \frac{2,44^2}{9,81}$$

$$F_c = 109,7 \text{ N}$$

S odstředivou silou se uvažuje v pevnostním výpočtu pásu na tah.

**3.2.11 KONTROLA DOPRAVNÍHO VÝKONU**

Skutečný dopravní výkon

$$Q_{\text{skut}} = v_k \cdot \varphi \cdot \frac{v_{\text{skut}}}{t_k} \cdot 3,6 \cdot \gamma \left[\frac{\text{t}}{\text{hod}} \right] \quad (44)$$

$$Q_{\text{skut}} = 3,6 \cdot 0,8 \cdot \frac{2,44}{0,2} \cdot 3,6 \cdot 800$$

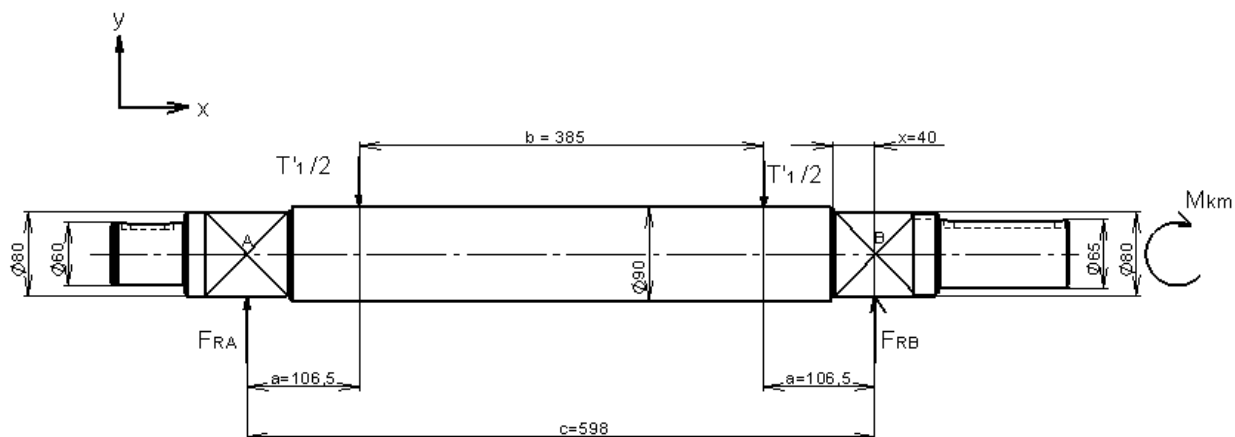
$$Q_{\text{skut}} = 101,2 \frac{\text{t}}{\text{hod}}$$

Dopravní výkon se zvoleným motorem a se zvolenou objemovou hmotností pro obiloviny je dosažen (zadáno $Q = 100 \text{ t/hod}$).

4 KONTROLNÍ VÝPOČET

4.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HNACÍ HŘÍDELE

Výpočet proveden dle [1], [8].



Obr. 15 Silové poměry na hnací hřídeli.

Kde:

$a = 106,5$ mm - vzdálenost mezi reakční silou F_{RA} a celkovým tahem T'_1

$b = 385$ mm - vzdálenost tahu $\frac{T'_1}{2}$

$c = 598$ mm - vzdálenost mezi reakčními silami ložisek F_{RA} a F_{RB}

$x = 40$ mm - vzdálenost mezi reakční silou F_{RB} a vrubem na hřídeli

4.1.1 VÝPOČET REAKCÍ V LOŽISKÁCH

$$\sum F_x = 0 \quad (45)$$

$$\sum F_y = 0 : -F_{RA} + \frac{T'_1}{2} + \frac{T'_1}{2} - F_{RB} = 0 \quad (46)$$

$$\sum M_A = 0 : F_{RB} \cdot c - \frac{T'_1}{2} \cdot (a + b) - \frac{T'_1}{2} \cdot a = 0 \quad (47)$$

Velikost reakce v ložisku B

$$F_{RB} = \frac{\frac{T'_1}{2} \cdot (a + b) + \frac{T'_1}{2} \cdot a}{c} \quad [\text{N}] \quad (48)$$

$$F_{RB} = \frac{\frac{6644,2}{2} \cdot (106,5 + 385) + \frac{6644,2}{2} \cdot 106,5}{598}$$

$$F_{RB} = 3322,1 \text{ N}$$



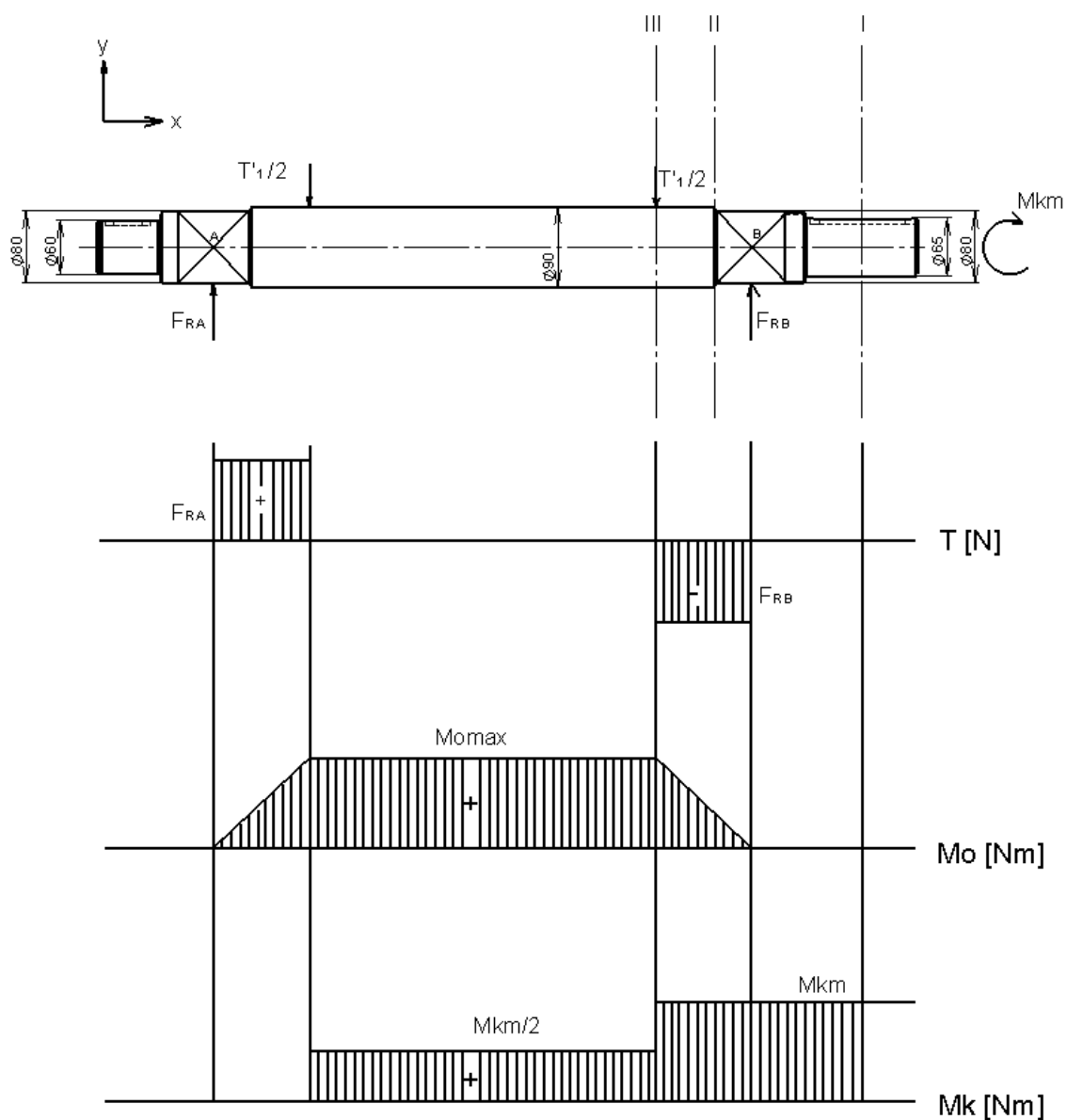
Velikost reakce v ložisku A

$$F_{RA} = \frac{T'_1}{2} + \frac{T'_1}{2} - F_{RB} \text{ [N]} \quad (49)$$

$$F_{RA} = \frac{6644,2}{2} + \frac{6644,2}{2} - 3322,1$$

$$F_{RA} = 3322,1 \text{ N}$$

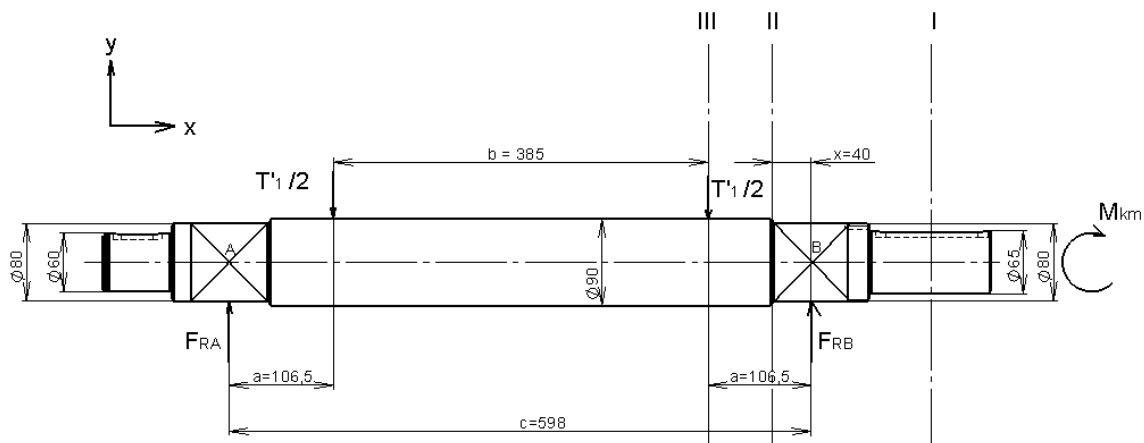
4.1.2 VVÚ (VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY)



Obr. 16 VVÚ na hnací hřídeli.

4.1.3 KONTROLA KRITICKÝCH MÍST - STATICKÁ BEZPEČNOST

Předběžně volím materiál hřídele 11 500.0 s mezí kluzu $R_e = 260 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 500 \text{ MPa}$ [8].



Obr. 17 Kritická místa na hnací hřídeli.

Průřez "I":

V tomto průřezu se počítá pouze s kroutícím momentem od převodového motoru (maximální kroutící moment).

Rozměry drážky dle ČSN 02 2507.

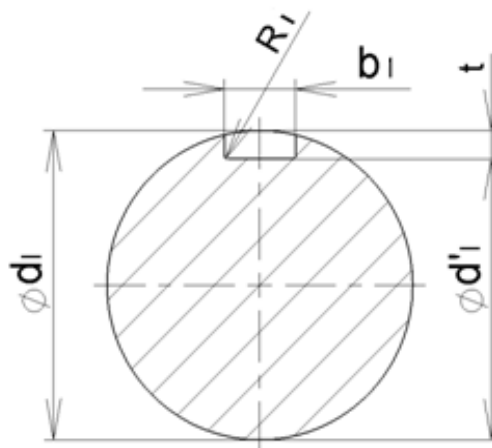
$d_I = 65 \text{ mm}$ - průměr hřídele v průřezu "I"

$d'_I = 57,6 \text{ mm}$ - nejmenší průměr hřídele

$b_I = 20 \text{ mm}$ - šířka drážky

$t = 7,4 \text{ mm}$ - výška drážky v hřídeli

$R_I = 0,6 \text{ mm}$ - rádius v drážce



Obr. 18 Průřez "I".

Tvarový součinitel pro krut:

$$\frac{b_I}{d_I} = \frac{20}{65} = 0,31$$



$$\frac{t}{d_I} = \frac{7,4}{65} = 0,11 \quad \alpha_{kl} = 3$$

$$\frac{R_I}{d_I} = \frac{0,6}{65} = 0,009$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{kl} = \alpha_{kl} \cdot \frac{M_{km}}{W_{kl}} = \alpha_{kl} \cdot \frac{M_{km}}{\frac{\pi \cdot d_I^3}{16}} \text{ [MPa]} \quad (50)$$

$$\tau_{kl} = 3 \cdot \frac{1154,3}{\frac{\pi \cdot 0,0576^3}{16}}$$

$$\tau_{kl} = 92,3 \text{ MPa}$$

Kde:

$\alpha_{kl} = 3$ - tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero, odečtený z grafu [8] (obr. 23-5, str.24)

W_{kl} - modul průřezu v krutu v průřezu "I" [m³]

Redukované napětí dle podmínky max τ :

$$\sigma_{redI} = \sqrt{\sigma_{oI}^2 + 4 \cdot \tau_{kl}^2} \text{ [MPa]} \quad (51)$$

$$\sigma_{redI} = \sqrt{0^2 + 4 \cdot 92,3^2}$$

$$\sigma_{redI} = 184,6 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{oI} - napětí v ohybu pro průřez "I"

Statická bezpečnost v průřezu "I"

$$k_{sI} = \frac{R_e}{\sigma_{redI}} [-] \quad (52)$$

$$k_{sI} = \frac{260}{184,6}$$

$$k_{sI} = 1,41 > 1 \text{ ...vyhovuje}$$

**Průřez "II":**

V tomto průřezu se počítá s maximálním kroutícím momentem, ohybovým momentem a vrubem.

Ohybový moment:

$$M_{oII} = F_{RB} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (53)$$

$$M_{oII} = 3322,1 \cdot 0,04$$

$$M_{oII} = 132,9 \text{ Nm}$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$\frac{r_I}{d_{II}} = \frac{2}{80} = 0,025$$

$$\frac{d_{III}}{d_{II}} = \frac{90}{80} = 1,125 \quad \alpha_{oII} = 2,3$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{oII} = \alpha_{oII} \cdot \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \alpha_{oII} \cdot \frac{M_{oII}}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{32}} \text{ [MPa]} \quad (54)$$

$$\sigma_{oII} = 2,3 \cdot \frac{132,9}{\frac{\pi \cdot 0,08^3}{32}}$$

$$\sigma_{oII} = 6,1 \text{ MPa}$$

Kde:

$\alpha_{oII} = 2,3$ - tvarový součinitel v osazení hřídele pro ohyb, odečtený z grafu [8] (obr. 13-5, str. 21)

$d_{II} = 80 \text{ mm}$ - průměr hřídele v průřezu "II"

$d_{III} = 90 \text{ mm}$ - průměr hřídele v průřezu "III"

W_{oII} - modul průřezu v ohybu v průřezu "II" [m³]

$r_I = 2 \text{ mm}$ - rádius v osazení hřídele



Tvarový součinitel pro krut:

$$\frac{r_I}{d_{II}} = \frac{2}{80} = 0,025$$

$$\frac{d_{III}}{d_{II}} = \frac{90}{80} = 1,125 \quad \alpha_{kII} = 1,7$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{kII} = \alpha_{kII} \cdot \frac{M_{km}}{W_{kII}} = \alpha_{kII} \cdot \frac{M_{km}}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{16}} \text{ [MPa]} \quad (55)$$

$$\tau_{kII} = 1,7 \cdot \frac{1154,3}{\frac{\pi \cdot 0,08^3}{16}}$$

$$\tau_{kII} = 19,5 \text{ MPa}$$

Kde:

$\alpha_{kII} = 1,7$ - tvarový součinitel v osazení hřídele pro krut, odečtený z grafu [8] (obr. 14-5, str. 21)

W_{kII} - modul průřezu v krutu v průřezu "II" [m³]

Redukované napětí dle podmínky max τ :

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 4 \cdot \tau_{kII}^2} \text{ [MPa]} \quad (56)$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{6,1^2 + 4 \cdot 19,5^2}$$

$$\sigma_{redII} = 39,5 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v průřezu "II"

$$k_{sII} = \frac{R_e}{\sigma_{redII}} [-] \quad (57)$$

$$k_{sII} = \frac{260}{39,5}$$

$$k_{sII} = 6,6 > 1 \text{ ...vyhovuje}$$

**Průřez "III":**

V tomto průřezu se počítá s maximálním kroutícím momentem a maximálním ohybovým momentem.

Ohybový moment:

$$M_{oIII} = M_{o\max} = F_{RB} \cdot a \text{ [Nm]} \quad (58)$$

$$M_{oIII} = M_{o\max} = 3322,1 \cdot 0,1065$$

$$M_{oIII} = 353,8 \text{ Nm}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} = \frac{M_{oIII}}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32}} \text{ [MPa]} \quad (59)$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{353,8}{\frac{\pi \cdot 0,09^3}{32}}$$

$$\sigma_{oIII} = 4,9 \text{ MPa}$$

Kde:

W_{oIII} - modul průřezu v ohybu v průřezu "III" [m^3]

Napětí v krutu:

$$\tau_{kIII} = \frac{M_{km}}{W_{kIII}} = \frac{M_{km}}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{16}} \text{ [MPa]} \quad (60)$$

$$\tau_{kIII} = \frac{1154,3}{\frac{\pi \cdot 0,090^3}{16}}$$

$$\tau_{kIII} = 8 \text{ MPa}$$

Kde:

W_{kIII} - modul průřezu v krutu v průřezu "III" [m^3]



Redukované napětí dle podmínky max τ :

$$\sigma_{\text{redIII}} = \sqrt{\sigma_{\text{oIII}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{kIII}}^2} \text{ [MPa]} \quad (61)$$

$$\sigma_{\text{redIII}} = \sqrt{4,9^2 + 4 \cdot 8^2}$$

$$\sigma_{\text{redIII}} = 16,7 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v průřezu "III"

$$k_{\text{sIII}} = \frac{R_e}{\sigma_{\text{redIII}}} [-] \quad (62)$$

$$k_{\text{sIII}} = \frac{260}{16,7}$$

$$k_{\text{sIII}} = 15,6 > 1 \dots \text{vyhovuje}$$

Předběžně zvolený materiál hřídele 11500.0 na statickou bezpečnost vyhovuje.

4.1.4 KONTROLA KRITICKÝCH MÍST - DYNAMICKÁ BEZPEČNOST

Výpočet proveden dle [21].

Únavová pevnost pro materiál 11 500.0

pro střídavý ohyb

$$\sigma_{\text{co}} = 0,43 \cdot R_m \text{ [MPa]} \quad (63)$$

$$\sigma_{\text{co}} = 0,43 \cdot 500$$

$$\sigma_{\text{co}} = 215 \text{ MPa}$$

pro míjivý krut

$$\tau_{\text{hCk}} = 0,5 \cdot R_m \text{ [MPa]} \quad (64)$$

$$\tau_{\text{hCk}} = 0,5 \cdot 500$$

$$\tau_{\text{hCk}} = 250 \text{ MPa}$$

**Průřez "I":**

V tomto průřezu se počítá s hřídelí s drážkou pro pero zatíženou míjivým krutem.

Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_{\tau dI} = \frac{\tau_{hCk}}{\frac{\beta\tau}{\vartheta_{\tau} \cdot \varepsilon_p} \cdot \frac{\tau_{kl}}{2} + \Psi_{\tau} \cdot \frac{\tau_{kl}}{2}} [-] \quad (65)$$

$$k_{\tau dI} = \frac{250}{\frac{1,37}{0,75 \cdot 0,88} \cdot \frac{92,3}{2} + 0,01 \cdot \frac{92,3}{2}}$$

$$k_{\tau dI} = 2,6 > 1 \dots \text{vyhovuje}$$

Kde:

$\beta\tau = 1,37$ - vrubový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero pro krut (tab. 4.4, str. 208)

$\vartheta_{\tau} = 0,77$ - součinitel velikosti součásti pro krut (tab. 4.10, str. 210)

$\varepsilon_p = 0,88$ - součinitel jakosti povrchu součásti pro krut (tab. 4.13, str. 210)

$\Psi_{\tau} = 0,01$ - součinitel vyjadřující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu pro krut (tab. 4.11, str. 210)

Průřez "II":

V tomto průřezu se počítá s vrubem na hřídeli zatížené střídavým ohybem a míjivým krutem.

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma dII} = \frac{\sigma_{co}}{\frac{\beta\sigma}{\vartheta_{\sigma} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_{oII}} [-] \quad (66)$$

$$k_{\sigma dII} = \frac{215}{\frac{1,98}{0,76 \cdot 0,94} \cdot 6,1}$$

$$k_{\sigma dII} = 12,7$$

Kde:

$\beta\sigma = 1,98$ - vrubový součinitel pro osazenou hřídel pro ohyb (tab. 4.6, str. 208) - dán interpolací



$\vartheta_{\sigma} = 0,76$ - součinitel velikosti součásti pro ohyb (tab. 4.10, str. 210)

$\varepsilon_p = 0,94$ - součinitel jakosti povrchu součásti pro ohyb (tab. 4.13, str. 210)

Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_{\tau dII} = \frac{\tau_{hCk}}{\frac{\beta_{\tau}}{\vartheta_{\tau} \cdot \varepsilon_p} \cdot \frac{\tau_{kII}}{2} + \Psi_{\tau} \cdot \frac{\tau_{kII}}{2}} \quad (67)$$

$$k_{\tau dII} = \frac{250}{\frac{1,47}{0,73 \cdot 0,94} \cdot \frac{19,5}{2} + 0,01 \cdot \frac{19,5}{2}}$$

$$k_{\tau dII} = 11,9$$

Kde:

$\beta_{\tau} = 1,47$ - vrubový součinitel pro osazenou hřídel pro krut (tab. 4.6, str. 208) - dán interpolací

$\vartheta_{\tau} = 0,73$ - součinitel velikosti součásti pro krut (tab. 4.10, str. 210)

$\varepsilon_p = 0,94$ - součinitel jakosti povrchu součásti pro krut (tab. 4.13, str. 210)

$\Psi_{\tau} = 0,01$ - součinitel vyjadřující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu pro krut (tab. 4.11, str. 210)

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{dII} = \frac{k_{\sigma dII} \cdot k_{\tau dII}}{\sqrt{k_{\sigma dII}^2 \cdot k_{\tau dII}^2}} [-] \quad (68)$$

$$k_{dII} = \frac{12,7 \cdot 11,9}{\sqrt{12,7^2 + 11,9^2}}$$

$$k_{dII} = 8,7 > 1 \dots \text{vyhovuje}$$

Průřez "III":

V tomto průřezu se počítá se střídavým ohybem a míjivým krutem.

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma dIII} = \frac{\sigma_{co}}{\frac{\beta_{\sigma}}{\vartheta_{\sigma} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_{oIII}} [-] \quad (69)$$



$$k_{\sigma dIII} = \frac{215}{\frac{1}{0,745 \cdot 0,92} \cdot 4,9}$$

$$k_{\sigma dIII} = 30,1$$

Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_{\tau dIII} = \frac{\tau_{hCk}}{\frac{\beta \tau}{\vartheta_{\tau} \cdot \varepsilon_p} \cdot \frac{\tau_{kIII}}{2} + \Psi_{\tau} \cdot \frac{\tau_{kIII}}{2}} \quad (70)$$

$$k_{\tau dIII} = \frac{250}{\frac{1}{0,725 \cdot 0,92} \cdot \frac{8}{2} + 0,01 \cdot \frac{8}{2}}$$

$$k_{\tau dIII} = 41,4$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{dIII} = \frac{k_{\sigma dIII} \cdot k_{\tau dIII}}{\sqrt{k_{\sigma dIII}^2 \cdot k_{\tau dIII}^2}} [-] \quad (71)$$

$$k_{dIII} = \frac{30,1 \cdot 41,4}{\sqrt{30,1^2 + 41,4^2}}$$

$$k_{dIII} = 24,3 > 1 \dots \text{vyhovuje}$$

Předběžně zvolený materiál hřídele 11500.0 na dynamickou bezpečnost vyhovuje.

4.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA PERA

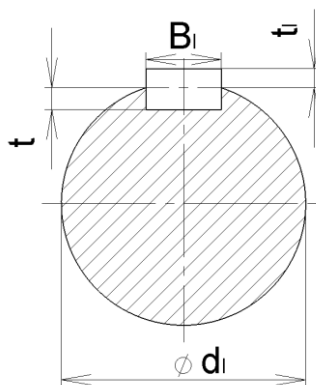
Výpočet proveden dle [1].

Předběžně voleno pero 20 e7 x 12 x 115 dle ČSN 02 2562.

Rozměry pera:

$$t_I = 4,6 \text{ mm}$$

$$l_I = 115 \text{ mm}$$



Obr. 19 Průřez hřídele s perem.

Kontaktní tlak v náboji pera:

$$p_I = \frac{F_{pI}}{S_{pI}} \text{ [MPa]} \quad (72)$$

$$p_I = \frac{\frac{2 \cdot M_{km}}{d_I}}{t_I \cdot (l_I - b_I)}$$

$$p_I = \frac{\frac{2 \cdot 1154,3}{0,065}}{0,0046 \cdot (0,115 - 0,02)}$$

$$p_I = 81,3 \text{ MPa}$$

Dovolený kontaktní tlak pro jednosměrné klidné zatížení:

$$p_{dov} = 0,8p_o \text{ [MPa]} \quad (73)$$

$$p_{dov} = 0,8 \cdot 150$$

$$p_{dov} = 120 \text{ MPa}$$

$$p_I < p_{dov}$$

$$81,3 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \dots \text{pero vyhovuje}$$

Kde:

$p_o = 150 \text{ MPa}$ - dovolený tlak na bok pera v náboji [1] (obr. 18-8, str. 1081)

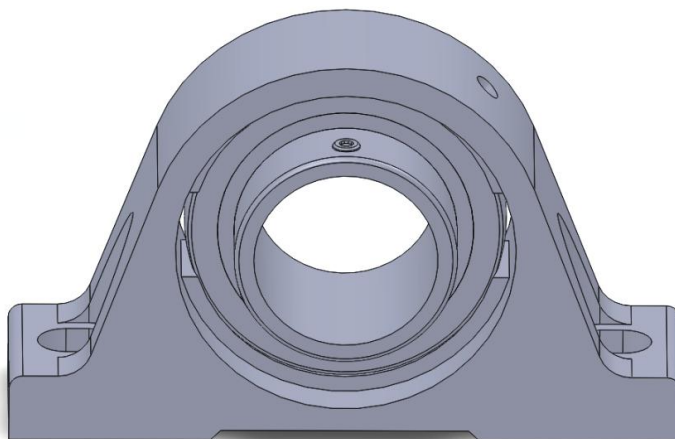
$0,8p_o$ - dovolený tlak na bok pera v náboji při jednosměrném klidném zatížení [1] (obr. 18-8, str. 1081)



4.3 KONTROLA LOŽISKOVÝCH JEDNOTEK HNACÍ HŘÍDELE

Výpočet proveden dle [1].

Pro uložení hnací hřídele jsem zvolil ložiskovou jednotku SYJ 80 TF od firmy SKF [17]. Jednotka se skládá z tělesa SYJ 516 a kuličkového ložiska YAR 216 - 2F.



Obr. 20 Ložisková jednotka SKF SYJ 80 TF [17].

Tabulka 4: Parametry ložiskové jednotky a její zatížení.

Dynamická únosnost ložiska (kN)	Statická únosnost ložiska (kN)	Axiální zatížení ložiska (N)	Radiální zatížení ložiska (N)
C	C _O	F _{AA}	F _{RA} = F _{RB}
72,8	53	0	3322,1

Na ložisko působí pouze radiální síla, síly F_{RA} a F_{RB} se rovnají ekvivalentnímu zatížení P_L.

Základní hodinová trvanlivost ložiska A a B hnací hřídele při spolehlivosti 90%:

$$L_{10h1} = \left(\frac{C}{P_L}\right)^{m_L} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad [\text{hod}] \quad (74)$$

$$L_{10h1} = \left(\frac{72800}{3322,1}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 91}$$

$$L_{10h1} = 1\,927\,362 \text{ hod}$$



Kde:

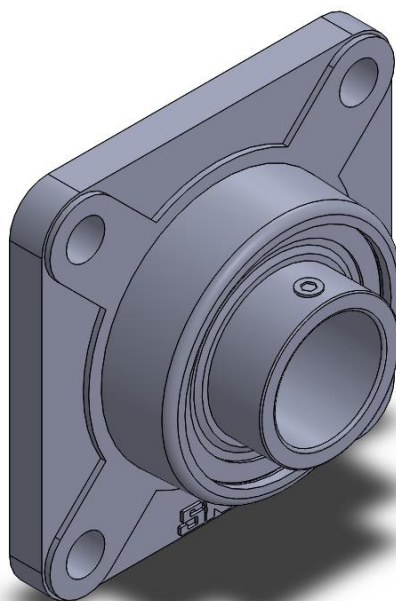
$m_L = 3$ - součinitel pro kuličková ložiska [1]

Jelikož vyšla trvanlivost ložisek přes milion hodin, je zbytečné počítat modifikovanou životnost ložiska.

4.4 KONTROLA LOŽISKOVÝCH JEDNOTEK HANÉ HŘÍDELE

Výpočet proveden dle [1].

Pro uložení hnané hřídele jsem zvolil ložiskovou jednotku SKF FY 60 TR [18]. Jednotka se skládá z tělesa SYJ 516 a kuličkového ložiska YAR 216 - 2F



Obr. 21 Ložisková jednotka SKF FY 60 TR [18].

Tabulka 5: Parametry ložiskové jednotky a její zatížení.

Dynamická únosnost ložiska (kN)	Statická únosnost ložiska (kN)	Axiální zatížení ložiska (N)	Radiální zatížení ložiska (N)
C	C_0	F_{AA}	$F_{n'skut} / 2$
52,7	36	0	995,5

Na ložisko působí pouze radiální síla, síla $F_{n'skut} / 2$ se rovná ekvivalentnímu zatížení P_L .



Základní hodinová trvanlivost ložiska A a B hnané hřídele při spolehlivosti 90%:

$$L_{10h2} = \left(\frac{C}{P_L}\right)^{m_L} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad [\text{hod}] \quad (75)$$

$$L_{10h2} = \left(\frac{52700}{995,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 91}$$

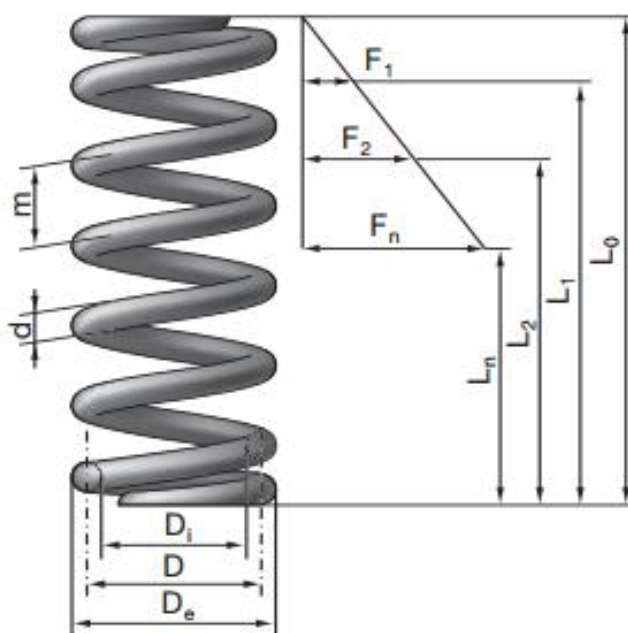
$$L_{10h2} = 27\,171\,612 \text{ hod}$$

U ložisek hnané hřídele je výsledná trvanlivost několik milionů, takže i tady není potřeba počítat modifikovanou životnost ložiska.

4.5 VÝPOČET NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

4.5.1 VÝPOČET TLAČNÉ PRUŽINY

Pro nastavení správného napnutí hnaného bubnu je zvolena dvojice tlačných pružin z pružinové oceli od firmy Hennlich [19].



Obr. 22 Tlačná pružina od firmy Hennlich [19].



Tabulka 6: Parametry tlačné pružiny

Průměr drátu (mm)	Střední průměr pružiny (mm)	Délka pružiny ve volném stavu (mm)	Tuhost pružiny (N/mm)	Síla při plně zatížené pružině (N)	Počet činných závitů (-)	Celkový počet závitů (-)
d_p	D_p	L_o	k_p	F_{np}	n	n_t
8,5	49,5	149	59,18	3862,7	6	7

Potřebná zatěžující síla pružiny

$$F_p = \frac{F_{n, \text{skut}}}{2} \text{ [N]} \quad (76)$$

$$F_p = \frac{1991}{2}$$

$$F_p = 995,5 \text{ N}$$

Potřebné stlačení pružiny pro vyvolání potřebné síly

$$y_p = \frac{F_p}{k_p} \text{ [mm]} \quad (77)$$

$$y_p = \frac{995,5}{59,18}$$

$$y_p = 16,8 \text{ mm}$$

Stlačení pružiny v plně zatíženém stavu

$$y_n = \frac{F_{np}}{k_p} \text{ [mm]} \quad (78)$$

$$y_n = \frac{3862,7}{59,18}$$

$$y_n = 65,3 \text{ mm}$$



Mezní délka pružiny při dosedu závitů

$$L_m = d_p \cdot n_t \text{ [mm]} \quad (79)$$

$$L_m = 8,5 \cdot 7$$

$$L_m = 59,5 \text{ mm}$$

4.5.2 KONTROLA NAPÍNACÍHO ŠROUBU NA OTLAČENÍ

Výpočet proveden dle [20] (str. 396).

Tlak v závitech

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{np}}{\frac{m_{mat}}{P_{zav}} \cdot \pi \cdot (d_s^2 - D_{1m}^2)} \text{ [MPa]} \quad (80)$$

$$p_z = \frac{4 \cdot 3862,7}{\frac{14,8}{2} \cdot \pi \cdot (16^2 - 13,835^2)}$$

$$p_z = 10,3 \text{ MPa}$$

Kde:

$m_{mat} = 14,8 \text{ mm}$ - výška matice[20] (str. 426)

$P_{zav} = 2 \text{ mm}$ - rozteč závitů[20] (str. 358)

$d_s = 16 \text{ mm}$ - velký průměr závitu šroubu[20] (str. 358)

$D_{1m} = 13,835 \text{ mm}$ - malý průměr závitu matice[20] (str. 358)

Kontrola šroubu na otlačení

Musí být splněna podmínka

$$p_z < p_d$$

$$10,3 \text{ MPa} < 90 \text{ MPa} \dots \text{namáhání šroubu vyhovuje na otlačení}$$

Kde:

$p_d = 90 \text{ MPa}$ - je dovolený tlak v závitech pro šroub 5.8 [20] (str. 398)



4.5.3 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE NA VZPĚR

Výpočet proveden dle [1].

Redukovaná délka prutu:

$$l_{\text{red}} = \frac{l_s}{\sqrt{2}} \text{ [mm]} \quad (81)$$

$$l_{\text{red}} = \frac{550}{\sqrt{2}}$$

$$l_{\text{red}} = 388,9 \text{ mm}$$

- jeden konec upnutý, druhý vedený v ose tyče

Kde:

$l_s = 550 \text{ mm}$ - délka závitové tyče

Plocha průřezu závitové tyče:

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_{3s}^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (82)$$

$$S_s = \frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}$$

$$S_s = 144,1 \text{ mm}^2$$

Kde:

$d_{3s} = 13,546$ - malý průměr závitu šroubu [20] (str. 358)

Kvadratický moment průřezu závitové tyče:

$$J_s = \frac{\pi \cdot d_{3s}^4}{64} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (83)$$

$$J_s = \frac{\pi \cdot 13,546^4}{64}$$

$$J_s = 1652,8 \text{ mm}^2$$



Poloměr setrvačnosti:

$$i_s = \frac{\sqrt{I_s}}{\sqrt{S_s}} \quad [-] \quad (84)$$

$$i_s = \frac{\sqrt{1652,8}}{\sqrt{144,1}}$$

$$i_s = 3,4$$

Štíhlost prutu:

$$\lambda_s = \frac{I_{\text{red}}}{i} \quad [-] \quad (85)$$

$$\lambda_s = \frac{388,9}{3,4}$$

$$\lambda_s = 114,4$$

Mezní štíhlost prutu:

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E_o}{R_e}} \quad [-] \quad (86)$$

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{400}}$$

$$\lambda_m = 72$$

Kde:

$E_o = 2,1 \cdot 10^5$ MPa - modul pružnosti v tahu pro ocel

$R_e = 400$ MPa mez kluzu šroubu 5.8 ($5 \cdot 8 \cdot 10 = 400$ MPa)

Určení oblasti vzpěru:

$$\lambda_s > \lambda_m$$

$$114,4 > 72$$

Počítám prut v oblasti pružného vzpěru dle Eulera.



Kritická síla:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E_o \cdot J_s}{l_{red}^2} \text{ [N]} \quad (87)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1652,8}{388,9^2}$$

$$F_{kr} = 22649,8 \text{ N}$$

Bezpečnost k meznímu stavu vzpěrné stability:

$$k_{vzp} = \frac{F_{kr}}{F_p} \text{ [-]} \quad (88)$$

$$k_{vzp} = \frac{22649,8}{995,5}$$

$k_{vzp} = 22,8 > 1$... závitová tyč vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability vyhovuje



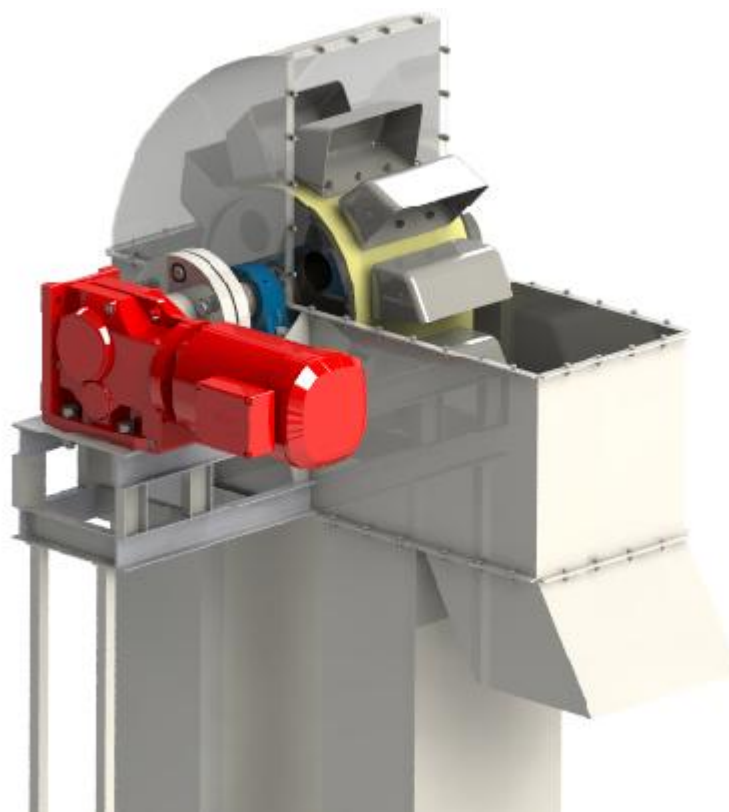
5 VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ ELEVÁTORU

5.1 KONSTRUKCE

Konstrukce elevátoru je uzavřená, nosnou částí je šachta, která je samostatná pro každou větev a je zakotvena na patě elevátoru.

5.2 HLAVA ELEVÁTORU

Pohon elevátoru je zajištěn kuželo-čelním převodovým motorem od firmy SEW EURODRIVE [11], jenž je pomocí šroubů připevněn na svařenou konzoly. Přenos krouticího momentu na hnací hřídel zajišťuje těsné pero 20 e7 x 12 x 115. Výstupní hřídel z převodovky je k hnací hřídeli spojena pomocí pružné čepové spojky BKN 315/1 od firmy Sigad [22]. Hnací hřídel je uložena ve dvou ložiskových jednotkách SYJ 80 TF od firmy SKF [17]. Ložisková jednotka blíže k motoru je zajištěna axiálně pomocí KM matice a MB podložky, druhá ložisková jednotka není axiálně zajištěna kvůli případným tepelným roztažnostem. Hnací hřídel je k hnacímu bubnu připojena pomocí páru samostředících svěrných pouzder TLK 130 90x130 od firmy T.E.A. Technik [23]. Na konci hřídele je připevněná volnoběžná spojka GV 60 od firmy T.E.A. Technik [24], sloužící k zabránění zpětnému chodu elevátoru při zastavení motoru.

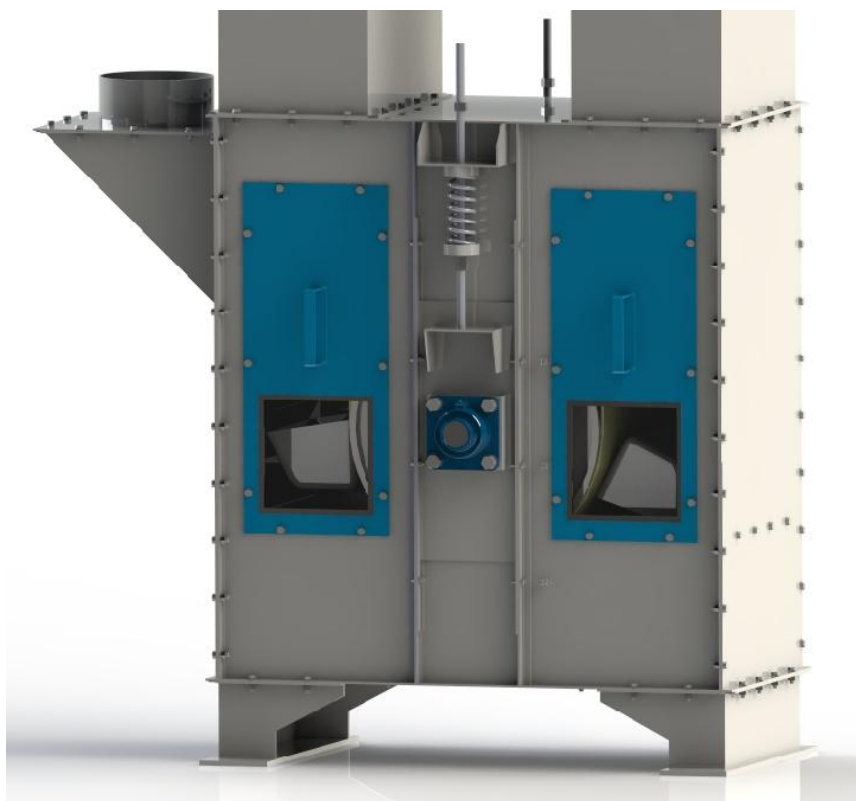


Obr. 23 Hlava korečkového elevátoru.



5.3 PATA ELEVÁTORU

V patě elevátoru je hnáný buben uložen ve dvou ložiskových jednotkách SKF FY 60 TR [18]. Napínání bubnu je zajištěno pomocí dvou stavěcích šroubů. Potřebná napínací síla je zajištěna pomocí páru tlačných pružin od firmy Hennlich [19]. Na levé straně paty je umístěn násypný otvor, kudy se přivádí obiloviny, které se plní do korečku.



Obr. 24 Pata korečkového elevátoru.



ZÁVĚR

Cílem mojí bakalářské práce bylo navrhnout korečkový elevátor pro dopravu obilovin podle zadaných parametrů.

Nejdříve jsem se věnoval rešerši, která se zmiňuje o korečkových elevátorech a jejich částech.

Jako první krok z výpočtů jsem provedl funkční předběžný výpočet, kde jsem zvolil základní rozměry elevátoru, předběžný výkon motoru, typ korečku a tažný orgán. Dále následoval funkční přesný výpočet. V tomto výpočtu jsem navrhl průměry hřídele u hnacího a hnaného bubnu, zvolil převodový motor, určil o jaký typ vyprazdňování se jedná, vypočítal potřebnou napínací sílu, celkový tah v nabíhající větvi pásu, ten bude potřeba při pevnostní kontrole hnací hřídele a na závěr jsem provedl kontrolu dopravního výkonu.

Jako druhý krok z výpočtu následuje kontrolní výpočet. Zde jsem řešil pevnostní kontrolu hnací hřídele ve 3 nebezpečných průřezích a to staticky tak i dynamicky. Další pevnostní kontrola byla pera hnací hřídele na otláčení. Následující výpočet se zabýval kontrolou ložiskových jednotek na hnací a hnané hřídeli, u kterých jsem počítal hodinovou trvanlivost. Poslední výpočet jsem provedl u napínacího zařízení a to konkrétně výpočet tlačné pružiny, napínacího šroubu na otláčení a kontrolu závitové tyče na vzpěr.

V další kapitole je popis konstrukce elevátoru, paty a detailní popis konstrukce hlavy.

V příloze je výkresová dokumentace dle zadání a 3D modely elevátoru z programu Solidworks 2015.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTUM, 2010, 1159 s
- [2] ČSN 26 2008: *Svislé korečkové elevátory*, Základní parametry a rozměry, 8s., Praha, 1993.
- [3] ČSN 26 2001: *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů, Korečkové a lavičkové elevátory*, 10s., Praha, 1994.
- [4] GAJDŮŠEK J., ŠKOPÁN M., *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, VUT Brno, 1988.
- [5] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků*: určeno pro stud. fak. strojní. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1983, 290 s.
- [6] POLAK J., BAILOTTI K., PAVLISKA J., HRABOVSKÝ L., *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 102 s
- [7] POLÁK, J., J. PAVLISKA a A. SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2001, 106 s.
- [8] BOHÁČEK F. a kol., *Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie, ložiska*, PCDIR s.r.o., 1996
- [9] GUMEX, s.r.o.: *Lisovaný koreček SPS – plastový* [online][cit. 2016-02-16]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/lisovany-korecek-sps-%E2%80%93-plastovy-24580.html>
- [10] GUMEX, s.r.o.: *Pvc pásy pro elevátory a velké zatížení – 4T 32 V3-V3* [online][cit. 2016-02-16]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/pvc-pasy-pro-elevatory-a-velke-zatizeni-4t-32-v3-v3-49855.html>
- [11] SEW-EURODRIVE: *Produkty a služby: K: Kuželo-čelní převodový motor* [online][cit. 2016-02-17]. Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/k-ku-el-el-n-p-evodov-motor.htm>
- [12] HAS: *Šnekové dopravníky, elevátory, řetězové dopravníky. EF - korečkové elevátory pro lehké materiály* [online][cit. 2016-02-15]. Dostupné z: <http://www.has.cz/produkty/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky/ef-koreckove-elevatory-pro-lehke-materialy>
- [13] Cimbria: *dopravní řešení* [online][cit. 2016-02-28]. Dostupné z: <http://www.cimbria.com/en-GB/Home/Solutions/Conveying/ProductDetails.aspx?GroupID=GROUP53>
- [14] Richtisoft.de: *richtisoft.de: youtube* [online][cit. 2016-03-11]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/user/richtisoft>



- [15] DELTA: *Stroje pro mechanickou dopravu, elevátory řetězové* [online].[cit. 2016-03-02]. Dostupné z: <http://www.deltaeng.cz/stroje-pro-mechanickou-dopravu/elevatory-retezove/>
- [16] E-konstrukter. *Hustota materiálů a látek*. [online]. [2013] [cit. 2016-03-02]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hustota-materialu-a-latek>
- [17] SKF. *Stojaté ložiskové jednotky Y*. [online].[cit. 2016-03-16]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/plummer-block/index.html?designation=SYJ%2080%20TF&unit=metricUnit>
- [18] SKF. *Přírubové ložiskové jednotky Y*. [online].[cit. 2016-03-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/square-flanged/index.html?designation=FY%2060%20TR>
- [19] Hennlich. *Tlačné pružiny z pružinové oceli* [online]. [cit. 2016-03-26]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_deltatone_reduce.pdf
- [20] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [21] KŘÍŽ, R. – VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka*: 5. Svazek. Praha: Scientia spol s.r.o, 1994. ISBN 80-85827-59-x.
- [22] Sigad. *Axiální čepové spojky BKN*. [online].[cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://www.sigad.cz/spojky/axialni-cepove-spojky-bkn/>
- [23] T.E.A. Technik. *Svěrná pouzdra*. [online].[cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/tlk-132/>
- [24] T.E.A. Technik. *Volnoběžky - jednosměrná ložiska*. [online].[cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/samostredici-volnobezky-typ-gv/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost mezi reakční silou FRA a celkovým tahem T'_1
a_o	[m·s ⁻²]	odstředivé zrychlení
a_p	[m]	pólová vzdálenost
b	[mm]	vzdálenost tahu $T'_1/2$
b_I	[mm]	šířka drážky v průřezu "I"
b_k	[m]	šířka korečku
B_p	[m]	šířka pásu
c	[mm]	vzdálenost mezi reakčními silami ložisek F_{RA} a F_{RB}
c_1	[-]	součinitel odporu při nabírání
c_2	[-]	součinitel odporu ohýbání pásu
d_2	[m]	předběžně zvolený průměr hřídele napínacího bubnu
d_3	[m]	předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu
d_{3s}	[mm]	malý průměr závitu šroubu
d_I	[mm]	průměr hřídele v průřezu "I"
d'_I	[mm]	nejmenší průměr hřídele v průřezu "I"
d_{II}	[mm]	průměr hřídele v průřezu "II"
d_{III}	[mm]	průměr hřídele v průřezu "III"
d_p	[mm]	průměr drátu pružiny
d_s	[mm]	velký průměr závitu šroubu
D_1	[m]	průměr hnacího bubnu
D_{1m}	[mm]	malý průměr závitu matice
D_2	[m]	průměr hnaného bubnu
D_p	[mm]	střední průměr pružiny
e	[-]	Eulerovo číslo
E_o	[MPa]	modul pružnosti v tahu oceli
f	[-]	součinitel tření mezi tažným prostředkem a hnacím bubnem
F_1	[N]	složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu
F_2	[N]	složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu
F_3	[N]	složka obvodové síly potřebná překonání odporu ohýbání pásu na napínacím bubnu
F_4	[N]	složka obvodové síly potřebná k překonání odporu ohýbání pásu na hnacím bubnu



F_5	[N]	složka obvodové síly potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího hřídele
F_6	[N]	složka obvodové síly potřebná k překonání odporu tření ložisek pohánecího hřídele
F_7	[N]	složky obvodové síly potřebná k překonání odporu tření válečků nebo vedení od hmotnosti materiálu u elevátorů skloněných a lomených
F_8	[N]	složka obvodové síly potřebná k překonání odporu tření válečků nebo vedení od hmotnosti tažného orgánu u elevátorů skloněných a lomených
F_9	[N]	složka obvodové síly potřebná ke zvedání tažného prostředku
F_{10}	[N]	složka obvodové síly F_{10} potřebná ke zvedání korečků
F	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu
F_c	[N]	celková obvodová síla
F_{kr}	[N]	kritická síla
F_n	[N]	napínací síla
$F_{n'}$	[N]	přídavná napínací síla
$F_{n'skut}$	[N]	skutečná napínací síla
$F_{n'skut}$	[N]	skutečná přídavná napínací síla
$F_{n'skut}/2$	[N]	radiální zatížení ložisek hnané hřídele
F_{np}	[N]	síla při plně zatížené pružině
F_o	[N]	odstředivá síla působící na obsah korečku
F_p	[N]	potřebná zatěžující síla pružiny
F_{pI}	[N]	síla působící na pero
F_{RA}	[N]	reakční síla na ložisko A
F_{RB}	[N]	reakční síla na ložisko B
F_{skut}	[N]	skutečná obvodová síla na hnacím bubnu
F_z	[N]	maximální dovolené zatížení pásu
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
G	[N]	tíha korečku
H	[m]	maximální dopravní výška
H_{dop}	[m]	dopravní výška
H_n	[m]	výška dolní příruby od země
H_o	[m]	osová vzdálenost bubnů
i	[-]	bezpečnost proti přetížení elektromotoru
i_m	[-]	převodový poměr převodovky



i_s	[-]	Poloměr setrvačnosti
J_s	[mm ²]	kvadratický moment průřezu závitové tyče
k	[-]	součinitel bezpečnosti proti prokluzování uvažující vliv zrychlujících sil při rozběhu elevátoru
k_{dII}	[-]	výsledná dynamická bezpečnost v průřezu "II"
k_{dIII}	[-]	výsledná dynamická bezpečnost v průřezu "III"
k_p	[N/mm]	tuhost pružiny
k_{sI}	[-]	statická bezpečnost v průřezu "I"
k_{sII}	[-]	statická bezpečnost v průřezu "II"
k_{sIII}	[-]	statická bezpečnost v průřezu "III"
k_{vzp}	[-]	bezpečnost k meznímu stavu vzpěrné stability:
$k_{\sigma dII}$	[-]	dynamická bezpečnost v ohybu v průřezu "II"
$k_{\sigma dIII}$	[-]	dynamická bezpečnost v ohybu v průřezu "III"
$k_{\tau dI}$	[-]	dynamická bezpečnost v krutu v průřezu "I"
$k_{\tau dII}$	[-]	dynamická bezpečnost v krutu v průřezu "II"
$k_{\tau dIII}$	[-]	dynamická bezpečnost v krutu v průřezu "III"
l_1	[m]	vzdálenost osy napínacího bubnu od země
l_2	[m]	vzdálenost vysýpací šachty od osy hnacího bubnu
l_I	[m]	délka pera
l_s	[mm]	délka závitové tyče
l_{red}	[mm]	redukováná délka prutu
L_{10h1}	[hod]	základní hodinová trvanlivost ložisek hnací hřídele
L_{10h2}	[hod]	základní hodinová trvanlivost ložisek hnané hřídele
L_m	[mm]	mezní délka pružiny při dosedu závitů
L_o	[mm]	délka pružiny ve volném stavu
m	[kg]	hmotnost materiálu v korečku
m_b	[kg]	hmotnost napínacího bubnu s příslušenstvím
M_{km}	[N·m]	kroutící moment převodového motoru
m_L	[-]	součinitel pro kuličkové ložisko
m_m	[kg]	hmotnost převodového motoru
m_{mat}	[mm]	výška matice
m_p	[kg/m ²]	hmotnost pásu
M_{oII}	[Nm]	ohybový moment v průřezu "II"



M_{oIII}	[Nm]	ohybový moment v průřezu "III"
n_2	[min ⁻¹]	výstupní otáčky
n_{2t}	[min ⁻¹]	teoretické výstupní otáčky
n	[-]	počet činných závitů
n_m	[min ⁻¹]	otáčky převodového motoru
n_t	[-]	celkový počet závitů
p	[-]	počet tažných prostředků jedné větve
p_d	[MPa]	je dovolený tlak v závitech pro šroub
p_{dov}	[MPa]	dovolený kontaktní tlak pro jednosměrné klidné zatížení
p_I	[MPa]	kontaktní tlak v náboji pera
p_o	[MPa]	dovolený tlak na bok pera v náboji
p_z	[MPa]	tlak v závitech napínacího šroubu
P	[W]	výkon motoru
P'	[W]	výkon hnacího motoru
P_L	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
P_m	[W]	skutečný výkon motoru
P_z	[W]	předběžný výkon elektromotoru
P_{zav}	[mm]	rozteč závitů
q_1	[N·m ⁻¹]	délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti dopravovaného materiálu
q_2	[N·m ⁻¹]	délkové zatížení hmotností pásu
q_3	[N·m ⁻¹]	délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečku
Q	[t/hod]	jmenovité dopravní množství
Q_{skut}	[t/hod]	skutečný dopravní výkon
r_1	[mm]	rádius v osazení hřídele
R_2	[m]	poloměr kružnice, kterou opíše vnitřní strana korečku
R	[m]	poloměr kružnice opsané těžištěm korečku
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
R_I	[mm]	rádius v drážce v průřezu "I"
R_m	[MPa]	mez pevnosti materiálu
S_{pI}	[m ³]	plocha pera
S_S	[mm ²]	plocha průřezu závitové tyče
t	[mm]	výška drážky v hřídeli v průřezu "I"
t_I	[m]	délka pera v náboji



t_k	[m]	rozteč korečků
T_1	[N]	tah na nabíhající větvi
T'_1	[N]	celkový tah v nabíhající větvi
T_2	[N]	tah na sbíhající větvi
T'_2	[N]	celkový tah ve sbíhající větvi
T_p	[mm]	tloušťka pásu
v	[m·s ⁻¹]	rychlost korečků
v_k	[dm ³]	objem korečku
v_{skut}	[m·s ⁻¹]	skutečná rychlost korečků
W_{kI}	[m ³]	modul průřezu v krutu v průřezu "I"
W_{kII}	[m ³]	modul průřezu v krutu v průřezu "II"
W_{kIII}	[m ³]	modul průřezu v krutu v průřezu "III"
W_{oII}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v průřezu "II"
W_{oIII}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v průřezu "III"
x	[mm]	vzdálenost mezi reakční silou F_{RB} a vrubem na hřídeli
y_n	[mm]	stlačení pružiny v plně zatíženém stavu
y_p	[mm]	potřebné stlačení pružiny pro vyvolání potřebné síly
α	[rad]	úhel opásání
α_{kI}	[-]	tvarový součinitel pro krut v průřezu "I"
α_{kII}	[-]	tvarový součinitel pro krut v průřezu "II"
α_{oII}	[-]	tvarový součinitel pro ohyb v průřezu "II"
$\beta\sigma$	[-]	vrubový součinitel pro ohyb
$\beta\tau$	[-]	vrubový součinitel pro krut
γ	[kg·m ⁻³]	měrná hmotnost obilovin
ε_p	[-]	součinitel jakosti povrchu součásti
μ_1	[-]	celkový součinitel odporu
λ_s	[-]	štíhlost prutu
λ_m	[-]	mezní štíhlost prutu
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_{co}	[MPa]	únavová pevnost pro střídavý ohyb
σ_{oI}	[MPa]	napětí v ohybu v průřezu "I"
σ_{oII}	[MPa]	napětí v ohybu v průřezu "II"
σ_{oIII}	[MPa]	napětí v ohybu v průřezu "III"



σ_{redI}	[MPa]	redukované napětí v průřezu "I"
σ_{redII}	[MPa]	redukované napětí v průřezu "II"
σ_{redIII}	[MPa]	redukované napětí v průřezu "III"
τ_d	[N/mm]	pracovní zatížení na 1% prodloužení
τ_{hCk}	[MPa]	únavová pevnost pro míjivý krut
τ_{kI}	[MPa]	napětí v krutu v průřezu "I"
τ_{kII}	[MPa]	napětí v krutu v průřezu "II"
τ_{kIII}	[MPa]	napětí v krutu v průřezu "III"
φ	[-]	součinitel plnění
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost hnacího bubnu
η	[%]	účinnost kuželo-čelní převodovky
μ_3	[-]	součinitel odporu tření v ložiscích pro valivé uložení
ϑ_σ	[-]	součinitel velikosti součásti pro ohyb
ϑ_τ	[-]	součinitel velikosti součásti pro krut
Ψ_τ	[-]	součinitel vyjadřující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

- BP - 161751 - 01-05 Výkres hnací hřídele
- BP - 161751 - 01-00 Výkres hlavy s pohonem
- BP - 161751 - 00-00 Výkres celkové sestavy

Přílohy: snímky 3D modelu

- CD - zpráva v PDF
- výkresová dokumentace v PDF



