



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu lanového kotouče výtahu

Design of Rope Pulley Drive for Elevator

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.

Martin Nádherný

Praha 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu lanového kotouče výtahu“ vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Zdeňka Češpíra, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 19. 6. 2015

Martin Nádherný

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Zdeňku Češpírovi, Ph.D., za cenné rady, připomínky a ochotu, kterou projevoval po celou dobu vzniku této práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Pavlu Mossóczymu, s kterým jsem konzultoval vypracování převodovky, jež je součástí mé práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během celé doby mého studia.

Anotační list

Jméno autora: **Martin NÁDHERNÝ**

Název BP: Návrh pohonu lanového kotouče výtahu

Anglický název: Design of Rope Pulley Drive for Elevator

Rok: 2015

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.

Bibliografické údaje: počet stran 48
počet obrázků 30
počet tabulek 1
počet příloh 7

Klíčová slova: výtah, pohon, lanový kotouč, návrh pohonu, převodovka

Keywords: Elevator, Drive, Rope Pulley, Design of Drive, Gearbox

Anotace:

Cílem této práce je navrhnout pohon lanového kotouče výtahu. Součástí pohonu je dvoustupňová převodovka. Na hřídeli lanového kotouče je umístěna bezpečnostní brzda. V textu je navržena a popsána celková koncepce pohonu a jednotlivých součástí. Ve výpočtové části je proveden výpočet pohonu včetně výpočtu převodovky.

Abstract:

The objective of this work is to design rope pulley drive for elevator. Part of the drive is two-stage gearbox. The safety brake is disposed on the shaft of rope pulley. This work consist of the design and description of the overall concept and individual components of drive. The practical part includes a calculation of the drive including the calculation of the gearbox.

Obsah

1	Úvod.....	1
1.1	Historie výtahů.....	1
1.2	Současný vývoj výtahů.....	2
2	Rozdělení výtahů.....	2
2.1	Rozdělení výtahů do tříd.....	2
2.2	Současné evropské pojetí rozdělení výtahů.....	3
2.3	Dřívější pojetí rozdělení výtahů v České republice.....	3
2.4	Rozdělení výtahů podle druhu pohonu.....	4
2.4.1	Elektrický pohon.....	4
2.4.2	Hydraulický pohon.....	6
2.4.3	Další možnosti pohonu.....	7
2.5	Jiné možnosti rozdělení.....	7
3	Návrh řešeného pohonu výtahu.....	7
3.1	Výběr nakupovaných součástí.....	8
3.1.1	Elektromotor.....	8
3.1.2	Pružná spojka.....	8
3.1.3	Pevná spojka.....	8
3.1.4	Brzda.....	9
4	Výpočet pohonu výtahu.....	9
4.1	Návrh rozměru lanového kotouče.....	9
4.2	Určení hmotnosti protizávaží.....	10
4.3	Potřebný výkon elektromotoru.....	10
4.4	Návrh a výpočet převodovky.....	10
4.4.1	Návrh celkového převodového poměru.....	12
4.4.2	Návrh dílčích převodových poměrů, počtu zubů a sklonu ozubení.....	12
4.4.3	Návrh minimálních průměrů hřídelí.....	13
4.4.4	Návrh modulů ozubení.....	13
4.4.5	Základní rozměry ozubených kol a určení osové vzdálenosti.....	14
4.4.6	Určení velikostí korekcí ozubení.....	15
4.4.7	Rozdělení korekcí a výpočet valivé osové vzdálenosti.....	16
4.4.8	Pevnostní kontrola ozubení.....	16
4.4.9	Silové poměry v ozubení.....	17
4.4.10	Výpočet reakcí, průběhů ohybového momentu a jeho maxima.....	17

4.4.11	Kontrola ložisek	24
4.4.12	Statická pevnostní kontrola hřídelí.....	25
4.4.13	Kontrola dynamické bezpečnosti předlohové hřídele	26
4.4.14	Torzní tuhost předlohové hřídele	28
4.4.15	Kontrola průhybu a natočení předlohové hřídele	29
4.4.16	Kontrola pera vstupní hřídele na otláčení	31
4.4.17	Výpočet uložení nalisování ozubeného kola 2.....	31
4.4.18	Výpočet uložení nalisování ozubeného kola 4.....	32
4.5	Uložení lanového kotouče	33
4.5.1	Kontrola ložisek lanového kotouče	33
4.5.2	Kontrola hřídele lanového kotouče na krut	34
4.5.3	Kontrola hřídele lanového kotouče na kombinované namáhání	35
4.5.4	Kontrola dynamické bezpečnosti	35
4.5.5	Kontrola pera lanového kotouče	36
4.6	Výpočet potřebného brzdného momentu a návrh velikosti brzdy	36
4.7	Návrh rámu.....	37
4.8	Návrh velikosti pružné spojky	38
4.9	Návrh velikosti pevné spojky	39
4.10	Umístění pohonu ve strojovně.....	39
5	Závěr.....	41
	Seznam použité literatury	42
	Seznam obrázků	44
	Seznam tabulek	45
	Seznam použitých symbolů	45
	Seznam příloh.....	48



1 Úvod

Výtah je dopravní prostředek, který patří do kategorie zdvihadel, používaný jako zdvihací zařízení pro dopravu osob nebo nákladů. Dopravní směr může být svislý nebo šikmý. Výtah je ve své podstatě klec, která je tažena nebo tlačena mechanickými prostředky (nejčastěji lany). Dnešní výtahy mají nejčastěji elektrický pohon a klec umístěnou ve výtahové šachtě.

Cílem této práce je navrhnout elektrický pohon výtahu a jeho celkovou koncepci. Výtahový stroj je vybaven převodovkou s čelními ozubenými koly, proto je součástí práce i návrh převodovky.

1.1 Historie výtahů

První pokusy s dopravou nákladů se datují již 2 900 let př. n. l. při stavbě Cheopsovy pyramidy. Nejednalo se ovšem o výtah, jak ho dnes vnímáme. Výtah, který se konstrukcí příliš neliší od výtahu používaných dnes, postavili v roce 1835 vynálezci *Frost a Strutt*. Výtah byl poháněn parním strojem, z něhož se energie přenášela na pracovní stroj s protizávažím.

Revoluci v používání výtahů jako zařízení pro dopravu osob, a ne pouze nákladů, způsobil *Elisha Graves Otis*, který v roce 1852 navrhl první bezpečnostní brzdu. V roce 1854 představil svůj systém zachycení klece výtahu v případě přetržení nosných lan, který prezentoval na světové výstavě v New Yorku. Tento okamžik způsobil průlom. Výtahy získávají důvěru a stávají se neodmyslitelným způsobem dopravy osob. *Elisha Graves Otis* se stal legendou v oboru a dodnes jím založená společnost patří k předním světovým výrobcům výtahů.



PLATFORM IMAGE AND ELISHA OTIS PORTRAIT: COURTESY OF OTIS ELEVATOR CO.

Obr. 1.: E. G. Otis demonstruje funkci zachytávačů [1]



Roku 1878 představil německý vynálezce a průmyslník *Werner von Siemens* na výstavě v Mannheimu první výtah s elektrickým pohonem. Od této chvíle se konstrukce výtahů ani jejich pohonů zásadně nezměnila a dochází pouze k jejímu zdokonalování.

1.2 Současný vývoj výtahů

V současné době se vývoj výtahů zaměřuje na zlepšení existujících systémů. Pohony výtahů se zdokonalují ve spolehlivosti, potřebě údržby, kultuře chodu, energetické náročnosti a v dalších oblastech. Dopravní rychlost a zrychlení při rozjezdu a zastavení se u běžných osobních výtahů dále nezvyšují, protože jsou limitovány komfortem přepravy cestujících. Zdokonalením konstrukce se zvyšuje i bezpečnost přepravy.

Vývojem prochází i řízení výtahu. Řízení probíhá pomocí mikroprocesorů a řídicí systém může být individuálně navržený pro každé použití výtahu a je možné provádět změny v logice řízení v reálném čase. To přispívá k větší dopravní kapacitě při stejné dopravní rychlosti a plynulosti přepravy.

2 Rozdělení výtahů

Výtahy jsou děleny podle různých parametrů. Rozdělení je dáno i legislativou, která určuje jednotlivé kategorie výtahů.

2.1 Rozdělení výtahů do tříd

Členění výtahů podle tříd vychází z charakteru využití budovy. Dle třídy výtahu se navrhuje jeho konstrukce. Každá třída má rozdílné podmínky na konstrukci a provoz, které upravuje legislativa. Mezinárodní rozdělení do tříd má tuto podobu:

- Třída I – Výtahy určené pro dopravu osob
- Třída II – Výtahy určené pro dopravu osob a osob a nákladů
- Třída III – Výtahy určené pro zdravotnické účely, včetně nemocnic a pečovatelských domovů
- Třída IV – Výtahy určené především pro dopravu nákladu, který je obvykle doprovázen osobami
- Třída V – Malé nákladní výtahy



- Třída VI – Výtahy zvlášť určené pro budovy s intenzivním provozem (např. s rychlostí 2,5 m/s a více)

2.2 Současné evropské pojetí rozdělení výtahů

V současnosti se používá rozdělení podle evropské normy *EN 81-1,2*, která vešla v platnost 1. 10. 1999. Tato norma nahradila do té doby používané rozdělení v České republice. Norma určuje dělení zejména podle použití výtahu. Podle tohoto rozdělení se řídí technické a legislativní požadavky.

Rozdělení dle EN 81-1

- Osobní výtahy
 - Výtahy určené pro dopravu osob nebo osob a nákladů
 - Výtahy se zvláštními úpravami
 - Výtahy určené pro dopravu osob s omezenou schopností pohybu a orientace
 - Požární výtahy
 - Evakuační výtahy
- Nákladní výtahy
 - Výtahy určené pouze pro dopravu nákladů
 - Malé nákladní výtahy

2.3 Dřívější pojetí rozdělení výtahů v České republice

U starších výtahů můžeme nalézt dříve používané dělení. S tímto dělením se stále můžeme setkat u norem, které vešly v platnost před 1. 10. 1999 a jsou stále platné. Dělení je podle použití výtahu.

A – výtahy pro dopravu osob nebo nákladů

A1 – se samoobsluhou

A10 – osobní

A1N – nákladní

A1L – lůžkové

A2 – s ustanoveným řidičem

A20 – osobní

A2N – nákladní



A2L – lůžkové

B – nákladní výtahy se zakázanou dopravou osob

B1 – s možností vstupu do klece

B2 – se zakázaným vstupem do klece

C – malé nákladní výtahy

D – stolové výtahy

D1 – s ustáleným řidičem

D2 – se zakázanou dopravou osob

E – oběžné výtahy

F – výsypané výtahy

2.4 Rozdělení výtahů podle druhu pohonu

Existuje více druhů pohonu výtahu. Pohon výtahu se navrhuje s ohledem na použití a typ výtahu.

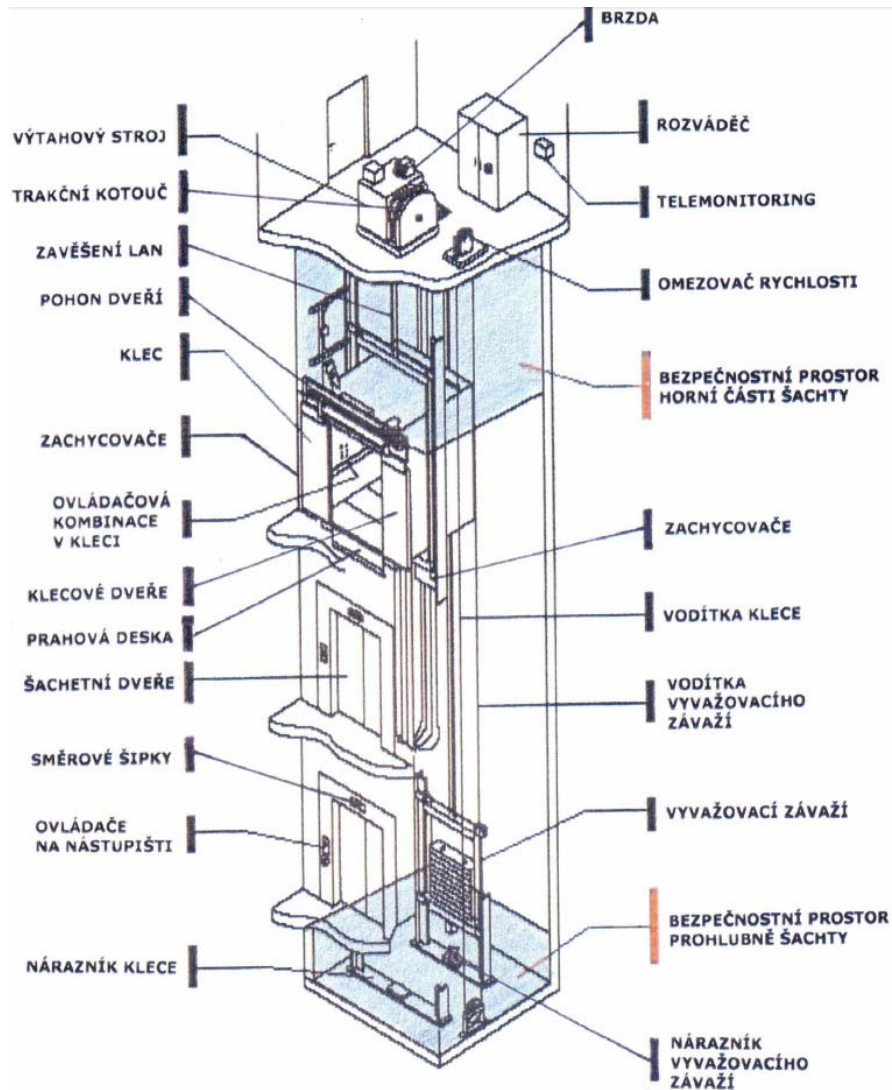
2.4.1 Elektrický pohon

Elektrický pohon je nejrozšířenějším pohonem. Při použití tohoto pohonu je klec výtahu zavěšena na laněch, která jsou poháněna přes lanový (trakční) kotouč. Přenos výkonu probíhá výhradně třením. Elektrický pohon se vyznačuje spolehlivostí a nenáročným provozem. Elektromotor má malé rozměry a ke svému provozu nepotřebuje žádné speciální zařízení. Pohon lze dobře regulovat a jeho provoz je tichý. Lze jej použít pro velký rozsah dopravních rychlostí i dopravních výšek.

Nevýhodou je nutnost umístění pohonu do strojovny a použití převodovky k motoru. Strojovna výtahu bývá nejčastěji umístěna nad výtahovou šachtou. Ale není to pravidlem, strojovna může být umístěna pod šachtou nebo i vedle šachty. Umístění záleží na dispozici objektu, v němž se výtah nachází. Podle umístění se navrhuje i lanový systém.

Pro odstranění těchto nevýhod se nyní rozšiřují bezstrojovnové výtahy. Tyto výtahy mají elektromotor umístěn v lanovém kotouči. Tímto řešením odpadá nutnost použití strojovny, převodovky a dalších zařízení strojovny.

Elektrický pohon lze nalézt prakticky ve všech typech výtahů. Většina osobních i nákladních výtahů je osazena právě tímto pohonem.



Obr. 2.: Přehled základních částí výtahu s elektrickým pohonem včetně jejich umístění [2]

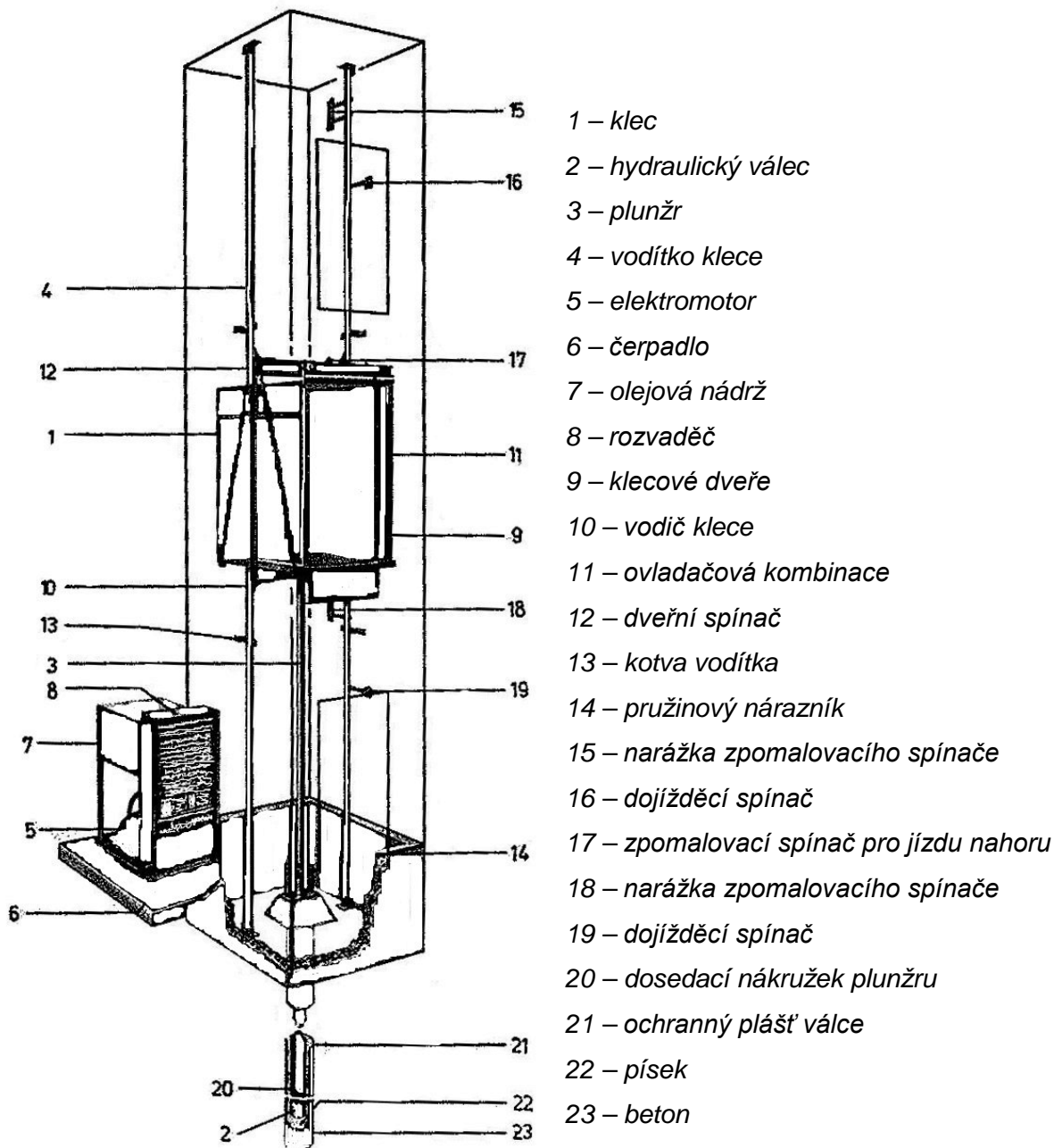


Obr. 3.: Elektrický pohon bezstrojovného výtahu společnosti KONE [3]



2.4.2 Hydraulický pohon

Hydraulický pohon výtahů není tak rozšířen jako pohon elektrický. Používá se převážně u nákladních výtahů v budovách o dvou až šesti podlažích. Píst, který pohání kabinu, je umístěn pod klecí výtahu, proto odpadá použití strojovny nad šachtou. Při tomto řešení není nutné použití protizávaží, a proto může mít šachta menší půdorysné rozměry, ale ve své dolní části musí mít prostor pro umístění hydraulického pohonu. Pracovním médiem je olej. Dopravní rychlost u hydraulického pohonu se pohybuje v rozmezí 0,1 až 1 m/s.



Obr. 4.: Schéma výtahu s hydraulickým pohonem s vyznačením jednotlivých částí [4]



2.4.3 Další možnosti pohonu

Další způsoby pohonu jsou oproti elektrickému a hydraulickému pohonu velmi málo používané. Mezi ně patří pohon pneumatický nebo pohon spalovacím motorem.

Pneumatický pohon je podobný pohonu hydraulickému. Pracovním médiem je stlačený vzduch.

Pohon spalovacím motorem může být použit u mobilních zařízení a v případech, kdy není možnost napájení elektromotorů. Výhodami jsou nezávislost pohonu na přívodu elektrického proudu a malé rozměry. Naopak nevýhodná je nutnost startu v nezatíženém stavu, nemožnost reverzace a exhalace výfukových plynů.

2.5 Jiné možnosti rozdělení

Mezi další možnosti rozdělení výtahů patří:

- Základní parametry – nosnost, dopravní rychlost, zdvih
- Konstrukční uspořádání – se strojovnou, bez strojovny
- Druh řízení výtahu – sběrné, skupinové

3 Návrh řešeného pohonu výtahu

Řešen je elektrický pohon, kdy je výtah poháněn lanovým kotoučem. Koncepce pohonu je řešena jako výtahový stroj s dvoustupňovou koaxiální převodovkou s čelními ozubenými koly. Převodovka je na vstupu spojena pružnou spojkou s elektromotorem a na výstupu je spojena pomocí pevné spojky s lanovým kotoučem. Na lanovém kotouči je umístěna brzda. Celý pohon je připevněn na svařeném rámu, který se přišroubuje k podlaze strojovny výtahu.

Lanový kotouč je navržen tak, aby jedna větev lan byla připevněna uprostřed klece a druhá větev uprostřed protizávaží. Toto řešení znamená, že lanový převod je roven jedné, takže obvodová rychlost kotouče je rovna dopravní rychlosti výtahu. Nejsou potřeba další lanové kladky či jiné komponenty.

Na opačné straně lanového kotouče, než je umístěna spojka od elektromotoru, je umístěna brzda, která zastává i funkci brzdy bezpečnostní. Pokud není výtah v provozu, brzda je zabrzděna a k jejímu odbrzdění dojde až při jeho spuštění. Tato konstrukce je bezpečnější než umístění brzdy na hřídel elektromotoru. Brzda zůstává



funkční i v případě poruchy některé ze spojek nebo převodovky. Nevýhodou je, že je nutné dimenzovat brzdu na vyšší moment.

Pohon stroje zajišťuje asynchronní elektromotor spojený s převodovkou pružnou spojkou, která tlumí rázy. Celý pohon je přišroubován na rámu svařeném z normalizovaných válcovaných profilů a tento rám je přišroubován k podlaze strojovny. Díky tomuto řešení tvoří pohon kompaktní celek.

3.1 Výběr nakupovaných součástí

Elektromotor, spojky a brzda jsou vybrány z katalogů výrobců. Nákup komponentů je finančně výhodnější a i výhodnější z hlediska výroby či servisu, protože je využito hotového řešení. Všechny tyto součásti jsou vyráběny v širokém spektru provedení a velikostí. Výkon elektromotoru a velikosti spojek a brzdy jsou určeny z parametrů pohonu.

3.1.1 Elektromotor

Jako pohon je vybrán 6ti pólový asynchronní elektromotor *Siemens* řady *1LA7* [5], jehož nominální otáčky jsou 950 min^{-1} . Z vyráběné řady nelze volit elektromotor s vyššími otáčkami, protože celkový převodový poměr použité dvoustupňové převodovky by neměl být větší než $i_c = 25$.

3.1.2 Pružná spojka

Mezi elektromotorem a převodovkou je umístěna pružná spojka. Tato spojka tlumí rázy a přispívá ke hladšímu chodu. Z katalogu výrobce *KTR* je vybrána spojka *Rotex* [6].

Jedná se o zubovou spojkou, kde funkci pružného elementu plní pružná střední vložka. Spojka je na hřídeli axiálně zajištěna pomocí stavěcích šroubů, které jsou její součástí. Přenos krouticího momentu je realizován pomocí per.

3.1.3 Pevná spojka

Pevná spojka je umístěna mezi výstupní hřídelí převodovky a hřídelí lanového kotouče. Z katalogu výrobce *Mayr* [7] je vybrána spojka *Roba DS*. Přenos krouticího momentu je realizován pomocí svěrného spoje, proto odpadá potřeba drážek pro pera



a hřídel není drážkami zeslabena. Součástí spojky jsou svěrné kroužky. Svěrný spoj slouží zároveň jako axiální zajištění.

3.1.4 Brzda

Brzda je umístěna na hřídeli lanového kotouče. Vybrána byla brzda *Roba stop M* od výrobce *Mayr* [8]. Brzda je určena k použití pro pohony výtahů. Mezi její přednosti patří tichý a spolehlivý provoz. Přenos brzdného momentu je realizován pomocí pera. K držáku je brzda přišroubována pomocí příruby a šroubů, které jsou jejími součástmi.

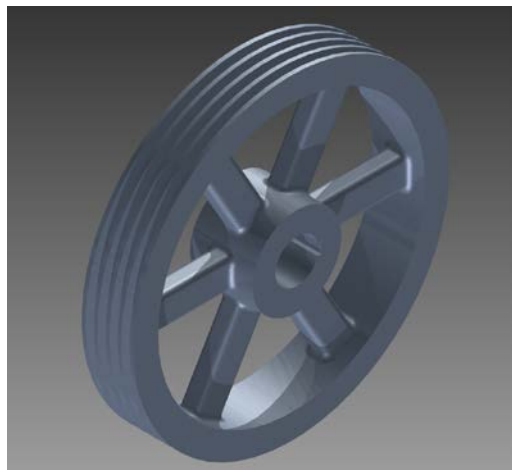
4 Výpočet pohonu výtahu

Výpočet se provádí u základních součástí pohonu. Z výpočtu hmotnosti protizávaží a nosnosti se určí výkon elektromotoru. Z parametrů elektromotoru, velikosti lanového kotouče a dopravní rychlosti se určí parametry převodovky. Dále jsou provedeny výpočty pro určení velikosti spojek a brzdy a výpočty ozubení, hřídelí převodovky a hřídele lanového kotouče.

4.1 Návrh rozměru lanového kotouče

Lanový kotouč je odlitek, který je pomocí pera spojen s hřídelí. Přenos obvodové hnací síly je z lanového kotouče přenášen výhradně třením. Věncel lanového kotouče je drážkován a drážky mají klínový profil dle [4], s úhlem $\gamma = 40^\circ$.

Průměr kotouče je určen velikostí výtahové šachty a klece výtahu. Dle rozměrů šachty společnosti KONE pro osobní výtahy s klecí o nosnosti 320 kg pro 4 osoby [9] navrhuji kotouč o průměru $D = 575 \text{ mm}$.



Obr. 5.: Lanový kotouč výtahu



4.2 Určení hmotnosti protizávaží

Hmotnost protizávaží se navrhuje jako součet hmotnosti klece výtahu a poloviny nosnosti výtahu. Tímto řešením se dosahuje lepšího vyvážení.

Hmotnost protizávaží

$$Z = K + \frac{Q}{2} = 350 + \frac{320}{2} = 510 \text{ kg} \quad (1)$$

4.3 Potřebný výkon elektromotoru

Výkon elektromotoru se určuje jako součin dopravní rychlosti a síly v laně v nejnepříznivějším případě. Dále se počítá s účinností výtahového stroje a převodovky. Při výpočtu síly v laně uvažujeme hmotnost klece, celou nosnost výtahu a hmotnost lana. Tato situace nastane, pokud je kabina výtahu v nejnižší poloze a je využita celá nosnost. Hmotnost lan se udává jako hmotnost jednoho metru lana. Pro ocelová lana o průměru 10 mm je dle [11] $m_L = 0,23 \text{ kg/m}$.

Síla v laně

$$F_O = [Q + K - Z + (i_L \cdot h \cdot m_L)] \cdot g \quad (2)$$

$$= [320 + 350 - 510 + (4 \cdot 16 \cdot 0,23)] \cdot 9,81 = 1\,714,03 \text{ N}$$

Předběžný výkon

$$P' = \frac{F_O \cdot v}{\eta_{výt}} = \frac{1714,03 \cdot 1,4}{0,9} = 2\,666,23 \text{ W} \quad (3)$$

Výkon elektromotoru

$$P = \frac{P'}{\eta_{př}} = \frac{2\,666,23}{0,98} = 2\,776,16 \text{ W} \quad (4)$$

Navrhuji elektromotor *Siemens 1LA7 130 - 6AA90 3 kW, 950 min⁻¹* [3].

4.4 Návrh a výpočet převodovky

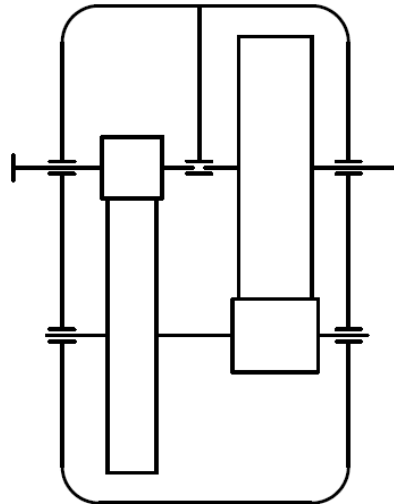
Převodovka je řešena jako koaxiální převodovka s čelními ozubenými koly se šikmými zuby. Při použití tohoto řešení je vstupní a výstupní hřídel v jedné ose.

Hřídele převodovky jsou uloženy v kuličkových ložiscích. Na každé hřídeli je jedno ložisko uloženo pevně a druhé axiálně volně. Axiální pojištění u vstupní a výstupní hřídele je zajištěno pojistnou KM maticí s MB podložkou. U předlokové hřídele je axiálně pevné ložisko zajištěno pojistnou deskou přišroubovanou šroubem s pružnou podložkou. Hřídele budou utěsněny gufery.

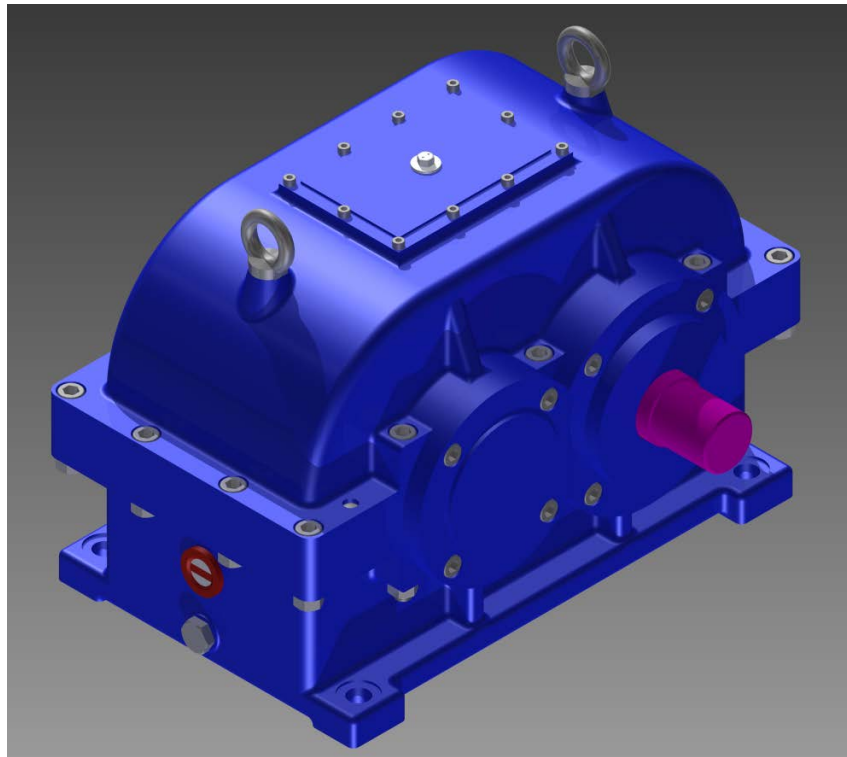


Ozubená kola mají šikmé zuby. Smysl sklonu zubů na předlohové hřídeli je navržen tak, aby byl opačný na ozubeném kole než na pastorku. Tímto dojde k odečtení axiálních sil a menšímu axiálnímu zatížení ložisek.

Skříň převodovky včetně vnitřního ložiskového domku je odlita a opatřena patkami pro přišroubování k rámu. Obě částí skříně jsou k sobě přišroubovány a dělící rovina je utěsněna tmelem.



Obr. 6.: Schéma koaxiální převodovky



Obr. 7.: Navržená dvoustupňová koaxiální převodovka



4.4.1 Návrh celkového převodového poměru

Celkový převodový poměr převodovky je dán poměrem otáček elektromotoru a otáček lanového kotouče a je součinem dílčích převodových poměrů převodovky. Otáčky lanového kotouče jsou dány obvodovou rychlostí, která je rovna dopravní rychlosti výtahu.

Otáčky lanového kotouče

$$n_K = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 1,4}{\pi \cdot 575} = 0,78 \text{ s}^{-1} = 46,5 \text{ min}^{-1} \quad (5)$$

Celkový teoretický převodový poměr

$$i_{CT} = \frac{n_M}{n_K} = \frac{950}{46,5} = 20,43 \quad (6)$$

4.4.2 Návrh dílčích převodových poměrů, počtu zubů a sklonu ozubení

Dílčí převodové poměry navrhuji dle doporučení $i_{12} > i_{34}$, počty zubů dle [10] doporučení $z_3 < z_1$ dále $z_1 = (19 \div 22)$, $z_3 = (18 \div 19)$ a úhly sklonu ozubení dle [10] doporučení $\beta_{12} \geq \beta_{34}$. Dále navrhuji počty zubů tak, aby dílčí převodové poměry nebyly celými čísly a celkový převodový poměr se nelišil od teoretické hodnoty o více než 4%. Úhly sklonu ozubení navrhuji tak, aby osové vzdálenosti byly co nejvíce shodné.

Navrhuji $i_{12T} = 5$ a $i_{34T} = 4$, $z_1 = 22$ a $z_2 = 21$, $\beta_{12} = 12^\circ$ a $\beta_{34} = 10^\circ$

Počet zubů z_2

$$z_{2T} = z_1 \cdot i_{12T} = 22 \cdot 5 = 110 \Rightarrow \text{navrhuji } z_2 = 111 \quad (7)$$

Počet zubů z_4

$$z_{4T} = z_3 \cdot i_{34T} = 21 \cdot 4 = 84 \Rightarrow \text{navrhuji } z_4 = 85 \quad (8)$$

Dílčí převodové poměry

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{111}{22} = 5,045 \quad (9)$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{85}{21} = 4,048 \quad (10)$$

Celkový převodový poměr

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{34} = 5,045 \cdot 4,048 = 20,42 \quad (11)$$

Rozdíl celkového převodového poměru od teoretického

$$\Delta i = \left| \frac{i_{CT} - i_{14}}{i_{CT}} \right| = \left| \frac{20,43 - 20,42}{20,43} \right| = 0,0004 \leq 0,04 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (12)$$



Otáčky hřídelí

$$n_1 = n_m = 950 \text{ min}^{-1} \quad (13)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{950}{5,045} = 188,29 \text{ min}^{-1} \quad (14)$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{34}} = \frac{188,29}{4,048} = 46,52 \text{ min}^{-1} \quad (15)$$

4.4.3 Návrh minimálních průměrů hřídelí

Předběžný návrh hřídelí se provádí podle krouticího momentu. Hodnoty dovoleného napětí v krutu pro návrh jsou podle [10] pro vstupní hřídel $\tau_{D1} = 25 \text{ N/mm}^2$, pro předlohovou hřídel $\tau_{D2} = 35 \text{ N/mm}^2$ a pro výstupní hřídel $\tau_{D3} = 50 \text{ N/mm}^2$.

Krouticí momenty

$$M_{kM} = M_{k1} = \frac{30\,000 \cdot \pi \cdot P}{n_M} = \frac{30\,000 \cdot \pi \cdot 3}{950} = 30,16 \text{ Nm} = 30\,160 \text{ Nmm} \quad (16)$$

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{12} = 30,16 \cdot 5,046 = 152,15 \text{ Nm} = 152\,150 \text{ Nmm} \quad (17)$$

$$M_{k3} = M_{k2} \cdot i_{34} = 152,15 \cdot 4,048 = 615,84 \text{ Nm} = 615\,840 \text{ Nmm} \quad (18)$$

Minimální průměry

$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{D1}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30\,160}{\pi \cdot 25}} = 18,31 \text{ mm} \quad (19)$$

$$d_{2min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{D2}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 152\,150}{\pi \cdot 35}} = 28,08 \text{ mm} \quad (20)$$

$$d_{3min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot \tau_{D3}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 615\,840}{\pi \cdot 50}} = 39,73 \text{ mm} \quad (21)$$

4.4.4 Návrh modulů ozubení

Zuby navrhuji z oceli 14 220 (17MnCr5), boky zubů se budou cementovat a kalit. Pro kalená ozubená kola je $f_p = 18 \text{ (N/mm}^2\text{)}^{1/3}$ dle [10].

Hodnoty součinitelů $K_{A1} = 1$; $K_{A2} = 1$ $K_{H\beta 1} = 1,1$; $K_{H\beta 2} = 1,2$ dle [10]

Hodnoty $(b_{wf}/m_n) = 13$ dle [10]

Velikost $\sigma_{Flimb} = 700 \text{ N/mm}^2$ pro ocel 14 220 dle [10]

$$\sigma_F = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ N/mm}^2 \quad (22)$$



Modul převodu „12“

$$K_{F1} = K_{A1} \cdot K_{H\beta 1} = 1 \cdot 1,1 = 1,1 \quad (23)$$

$$m_{12} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{\left(\frac{b_{wf}}{m_n}\right) \cdot z_1 \cdot \sigma_F}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,1 \cdot 30,16}{13 \cdot 22 \cdot 420}} = 1,172 \text{ mm} \quad (24)$$

⇒ navrhuj $m_{12} = 2 \text{ mm}$

Modul převodu „34“

$$K_{F2} = K_{A2} \cdot K_{H\beta 2} = 1 \cdot 1,2 = 1,2 \quad (25)$$

$$m_{34} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{\left(\frac{b_{wf}}{m_n}\right) \cdot z_3 \cdot \sigma_F}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 152,15}{13 \cdot 21 \cdot 420}} = 2,102 \text{ mm} \quad (26)$$

⇒ navrhuj $m_{32} = 2,5 \text{ mm}$

4.4.5 Základní rozměry ozubených kol a určení osové vzdálenosti

Osová vzdálenost se určí z roztečných průměrů. Z takto vypočtené osové vzdálenosti se navrhne požadovaná valivá osová vzdálenost, které se dosáhne korekcemi ozubení.

Roztečné průměry

$$d_1 = \frac{m_{12} \cdot z_1}{\cos \beta_{12}} = \frac{2 \cdot 22}{\cos 12} = 44,983 \text{ mm} \quad (27)$$

$$d_2 = \frac{m_{12} \cdot z_2}{\cos \beta_{12}} = \frac{2 \cdot 111}{\cos 12} = 226,960 \text{ mm} \quad (28)$$

$$d_3 = \frac{m_{34} \cdot z_3}{\cos \beta_{34}} = \frac{2,5 \cdot 21}{\cos 10} = 53,310 \text{ mm} \quad (29)$$

$$d_4 = \frac{m_{34} \cdot z_4}{\cos \beta_{34}} = \frac{2,5 \cdot 84}{\cos 10} = 215,778 \text{ mm} \quad (30)$$

Osová vzdálenosti

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{44,983 + 226,960}{2} = 135,971 \text{ mm} \quad (31)$$

$$a_{34} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{53,310 + 215,778}{2} = 134,544 \text{ mm} \quad (32)$$

Navrhuj valivé osové vzdálenosti $a_{w12} = a_{w34} = 136 \text{ mm}$



Šířka ozubení

$$b_{w12} = \left(\frac{b_{wF}}{m_n}\right) \cdot m_{12} = 13 \cdot 2 = 26 \text{ mm} \quad (33)$$

$$b_{w34} = \left(\frac{b_{wF}}{m_n}\right) \cdot m_{34} = 13 \cdot 2,5 = 32,5 \text{ mm} \quad (34)$$

4.4.6 Určení velikostí korekcí ozubení

Velikost korekcí se určí z požadované osové vzdálenosti. Rozdělení korekcí mezi pastorek a ozubené kolo navrhuji podle převráceného převodového poměru. Pro určení korekcí je nutné vypočítat valivý úhel záběru a čelní úhel záběru a funkce involut těchto úhlů.

Čelní úhel záběru

$$\alpha_{t12} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{12}}\right) = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 12}\right) = 20,410^\circ \quad (35)$$

$$\alpha_{t34} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{34}}\right) = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 10}\right) = 20,284^\circ \quad (36)$$

Involuty čelních úhlů záběru

$$\operatorname{inv} \alpha_{t12} = \operatorname{tg} \alpha_{t12} - \operatorname{arc} \alpha_{t12} = \operatorname{tg} 20,410 - \operatorname{arc} 20,410 = 0,0159 \quad (37)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{t34} = \operatorname{tg} \alpha_{t34} - \operatorname{arc} \alpha_{t34} = \operatorname{tg} 20,284 - \operatorname{arc} 20,284 = 0,0156 \quad (38)$$

Valivý úhel záběru

$$\alpha_{tw12} = \arccos \left(\frac{z_1 + z_2}{2 \cdot a_w} \cdot \frac{m_{12}}{\cos \beta_{12}} \cdot \cos \alpha_{t12}\right) = \quad (39)$$

$$\arccos \left(\frac{22 + 111}{2 \cdot 136} \cdot \frac{2}{\cos 12} \cdot \cos 20,410\right) = 20,443^\circ$$

$$\alpha_{tw34} = \arccos \left(\frac{z_3 + z_4}{2 \cdot a_w} \cdot \frac{m_{34}}{\cos \beta_{12}} \cdot \cos \alpha_{t34}\right) = \quad (40)$$

$$\arccos \left(\frac{21 + 85}{2 \cdot 136} \cdot \frac{2,5}{\cos 10} \cdot \cos 20,284\right) = 21,883^\circ$$

Involuty valivých úhlů záběru

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw12} = \operatorname{tg} \alpha_{tw12} - \operatorname{arc} \alpha_{tw12} = \operatorname{tg} 20,443 - \operatorname{arc} 20,443 = 0,0160 \quad (41)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw34} = \operatorname{tg} \alpha_{tw34} - \operatorname{arc} \alpha_{tw34} = \operatorname{tg} 21,883 - \operatorname{arc} 21,883 = 0,0197 \quad (42)$$

Velikost celkové korekce

$$(x_1 + x_2) = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw12} - \operatorname{inv} \alpha_{t12}) = \frac{22 + 111}{2 \cdot \operatorname{tg} 20} \cdot (0,0160 - 0,0159) \quad (43)$$

$$= 0,01436$$



$$(x_3 + x_4) = \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw34} - \operatorname{inv} \alpha_{t34}) = \frac{21 + 85}{2 \cdot \operatorname{tg} 20} \cdot (0,0197 - 0,0156) \quad (44)$$

$$= 0,6047$$

4.4.7 Rozdělení korekcí a výpočet valivé osové vzdálenosti

Korekce mezi pastorek a ozubené kolo se rozdělí podle obráceného převodového poměru. Pokud je hodnota celkové korekce soukolí menší než 0,3, koriguje se pouze pastorek.

Velikost korekcí

$$x_1 = 0,0144$$

$$x_2 = 0$$

$$x_3 = \frac{i_{34} \cdot (x_3 + x_4)}{1 + i_{34}} = \frac{4,048 \cdot (0,6047)}{1 + 4,048} = 0,4849 \quad (45)$$

$$x_4 = \frac{(x_3 + x_4)}{1 + i_{34}} = \frac{0,6047}{1 + 4,048} = 0,1120 \quad (46)$$

Valivé průměry

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos \alpha_{t12}}{\cos \alpha_{tw12}} = 44,983 \cdot \frac{\cos 20,41}{\cos 20,443} = 44,992 \text{ mm} \quad (47)$$

$$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos \alpha_{t12}}{\cos \alpha_{tw12}} = 226,960 \cdot \frac{\cos 20,41}{\cos 20,443} = 227,008 \text{ mm} \quad (48)$$

$$d_{w3} = d_3 \cdot \frac{\cos \alpha_{t34}}{\cos \alpha_{tw34}} = 53,310 \cdot \frac{\cos 20,284}{\cos 21,883} = 53,887 \text{ mm} \quad (49)$$

$$d_{w4} = d_4 \cdot \frac{\cos \alpha_{t34}}{\cos \alpha_{tw34}} = 215,778 \cdot \frac{\cos 20,284}{\cos 21,883} = 218,113 \text{ mm} \quad (50)$$

4.4.8 Pevnostní kontrola ozubení

Kontrola ozubení byla provedena dle ISO 6336. Výstup kontroly viz příloha č. 1 a 2. U všech ozubených kol vyhovuje bezpečnost v ohybu i dotyku.

Bezpečnost převodu „12“

$$S_{F1} = 4,62; S_{F2} = 4,60$$

$$S_{H1} = 2,44; S_{H2} = 2,44$$

Bezpečnost převodu „34“

$$S_{F3} = 1,84; S_{F4} = 1,70$$

$$S_{H3} = 1,43; S_{H4} = 1,43$$



4.4.9 Silové poměry v ozubení

Tečné síly

$$|F_{T12}| = |F_{T21}| = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 30\,160}{44,992} = 1\,340,47\,N \quad (51)$$

$$|F_{T34}| = |F_{T43}| = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 152\,150}{53,887} = 5\,646,99\,N \quad (52)$$

Radiální síly

$$\beta_{w12} = \arctg \left(\operatorname{tg} \beta_{12} \cdot \frac{d_{w1}}{d_1} \right) = \arctg \left(\operatorname{tg} 12 \cdot \frac{44,992}{44,983} \right) = 12,002^\circ \quad (53)$$

$$\beta_{w34} = \arctg \left(\operatorname{tg} \beta_{34} \cdot \frac{d_{w3}}{d_3} \right) = \arctg \left(\operatorname{tg} 10 \cdot \frac{53,887}{53,310} \right) = 10,106^\circ \quad (54)$$

$$|F_{R12}| = |F_{R21}| = F_{T12} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{tw12}}{\cos \beta_{w12}} = 1\,340,47 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20,443}{\cos 12,002} = 510,86\,N \quad (55)$$

$$|F_{R34}| = |F_{R43}| = F_{T34} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{tw34}}{\cos \beta_{w34}} = 5\,646,99 \cdot \frac{\operatorname{tg} 21,883}{\cos 10,106} = 2\,303,88\,N \quad (56)$$

Axiální síly

$$|F_{A12}| = |F_{A21}| = F_{T12} \cdot \operatorname{tg} \beta_{w12} = 1\,340,47 \cdot \operatorname{tg} 12,002 = 284,99\,N \quad (57)$$

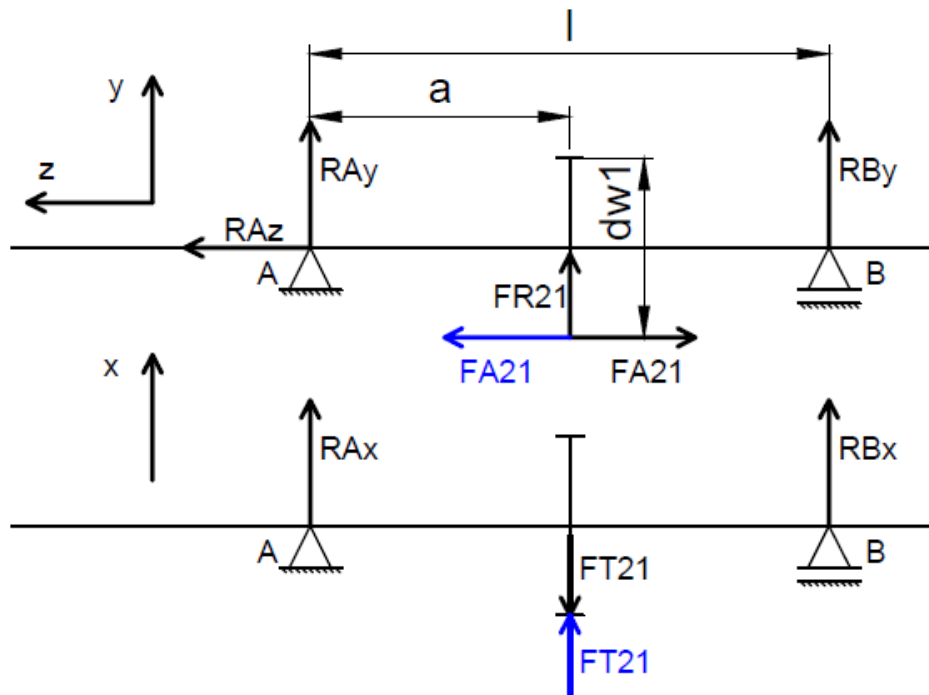
$$|F_{A34}| = |F_{A43}| = F_{T34} \cdot \operatorname{tg} \beta_{w34} = 5\,646,99 \cdot \operatorname{tg} 10,106 = 1\,006,49\,N \quad (58)$$

4.4.10 Výpočet reakcí, průběhů ohybového momentu a jeho maxima

Reakce se určí ze silových poměrů v ozubení a rozměrů hřídelí. Reakce je nutné znát pro výpočet ložisek. Vzhledem k reverzaci pohonu je výpočet proveden pro oba směry otáčení. Při změně směru otáčení se mění smysl tečných a axiálních sil. Ohybový moment působí ve dvou rovinách. Vykreslený průběh je výsledný ohybový moment. Průběh ohybových momentů je určen a vykreslen pomocí softwaru *MITCalc*.



Vstupní hřídel



Obr. 8.: Síly působící na hřídel při smyslu otáčení „1“ (černá) a při smyslu otáčení „2“ (modrá), smysl radiální síly zůstává stejný

Určení reakcí – smysl otáčení „1“

$$R_{By} = \frac{F_{R21} \cdot a + F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{l} = \frac{510,83 \cdot 29 + 274,99 \cdot \frac{44,992}{2}}{58} = 365,95 \text{ N} \quad (59)$$

$$R_{Ay} = F_{R21} - R_{By} = 510,83 - 365,95 = 144,88 \text{ N} \quad (60)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{T21} \cdot a}{l} = \frac{1\,340,47 \cdot 29}{58} = 670,24 \text{ N} \quad (61)$$

$$R_{Ax} = F_{T21} - R_{Bx} = 1\,340,47 - 670,24 = 670,24 \text{ N} \quad (62)$$

$$R_{Az} = -F_{A21} = -284,99 \text{ N} \quad (63)$$

Výsledná velikost reakcí

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{670,24^2 + 144,88^2} = 685,22 \text{ N} \quad (64)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{670,24^2 + 365,95^2} = 763,63 \text{ N} \quad (65)$$

Určení reakcí – smysl otáčení „2“

$$R_{By} = \frac{F_{R21} \cdot a - F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{l} = \frac{510,83 \cdot 29 - 274,99 \cdot \frac{44,992}{2}}{58} = 144,88 \text{ N} \quad (66)$$

$$R_{Ay} = F_{R21} - R_{By} = 510,83 - 144,88 = 365,95 \text{ N} \quad (67)$$



$$R_{Bx} = \frac{-F_{T21} \cdot a}{l} = \frac{1\,340,47 \cdot 29}{58} = -670,24 \text{ N} \quad (68)$$

$$R_{Ax} = -F_{T21} + R_{Bx} = -1\,340,47 + (-670,24) = -670,24 \text{ N} \quad (69)$$

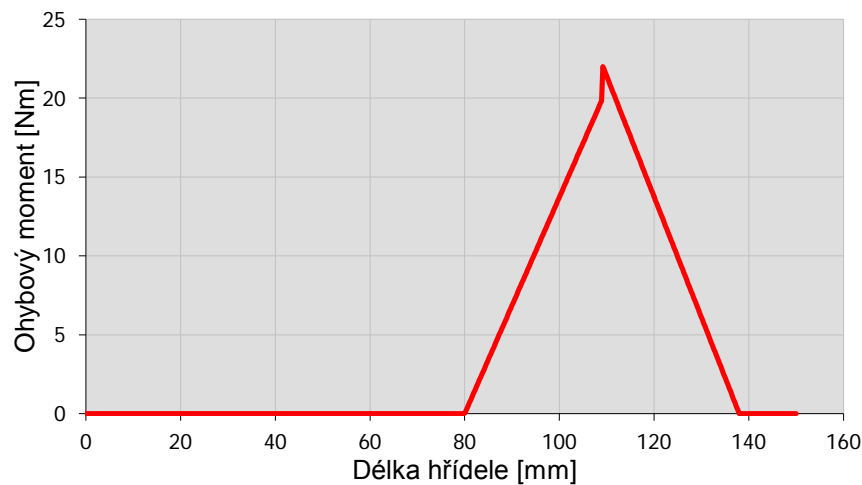
$$R_{Az} = F_{A21} = 284,99 \text{ N} \quad (70)$$

Výsledná velikost reakcí

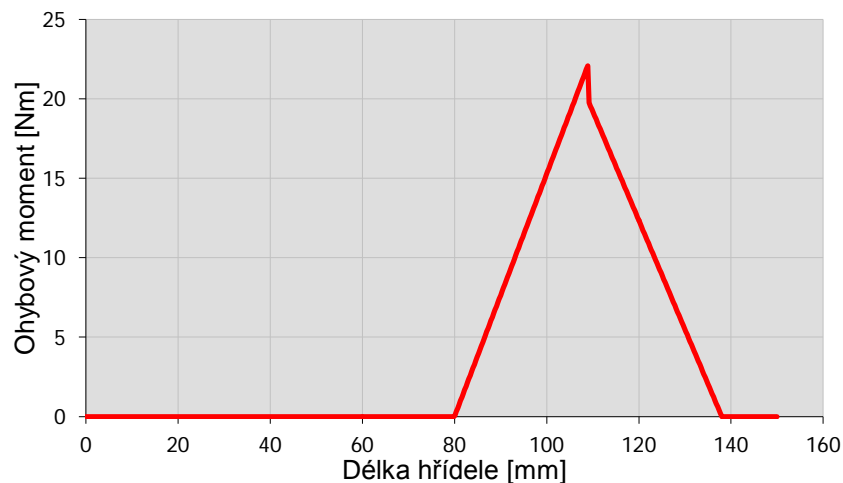
$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{-670,24^2 + 365,95^2} = 763,63 \text{ N} \quad (71)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{-670,24^2 + 144,88^2} = 685,72 \text{ N} \quad (72)$$

Průběh ohybového momentu



Obr. 9.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „1“



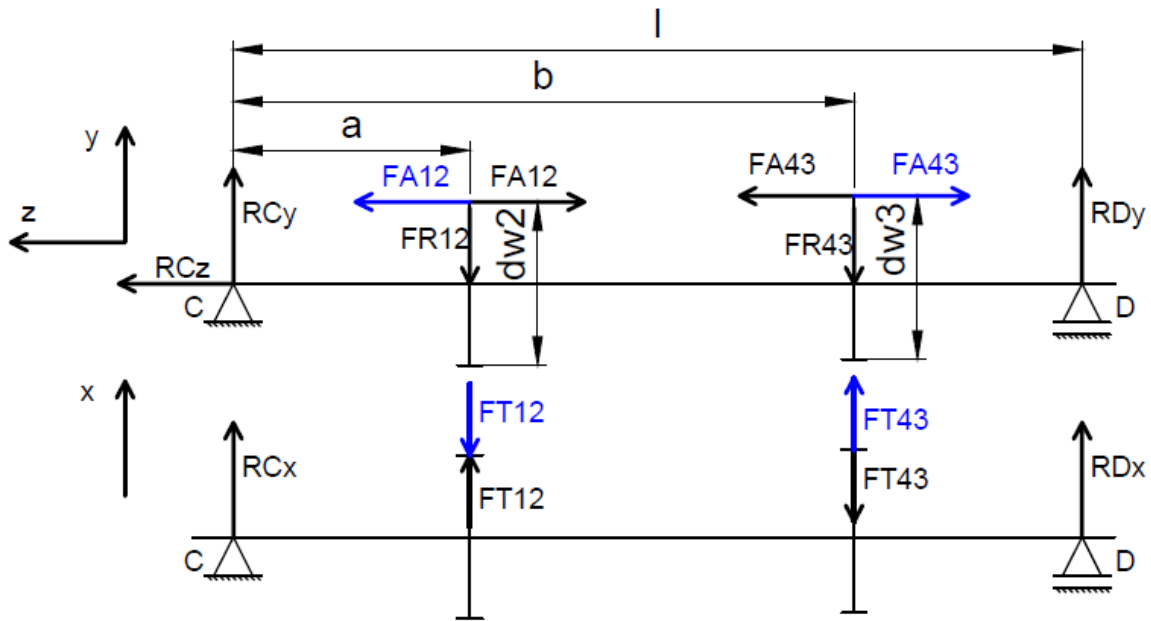
Obr. 10.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „2“

Maximum ohybového momentu

$$M_{omax1} = R_B \cdot (l - a) = 763,64 \cdot (58 - 29) = 22\,145,41 \text{ Nmm} \quad (73)$$



Předlohová hřídel



Obr. 11.: Síly působící na hřídel při smyslu otáčení „1“ (černá) a při smyslu otáčení „2“ (modrá), smysl radiálních sil zůstává stejný

Určení reakcí – smysl otáčení „1“

$$R_{Dx} = \frac{-F_{T12} \cdot a + F_{T43} \cdot b}{l} = \frac{-1\,340,47 \cdot 33,5 + 5\,646,99 \cdot 144,25}{204} \quad (74)$$

$$= 3\,772,90 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = F_{T43} - F_{T12} - R_{Dx} = 5\,646,99 - 1\,340,47 - 3\,772,90 = 533,61 \text{ N} \quad (75)$$

$$R_{Dy} = \frac{-F_{R12} \cdot a + F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{R43} \cdot b - F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2}}{l} \quad (76)$$

$$= \frac{-510,83 \cdot 33,5 + 284,99 \cdot \frac{227,007}{2} - 2\,303,88 \cdot 144,25 - 1\,006,49 \cdot \frac{53,887}{2}}{204}$$

$$= -1\,687,34 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = -F_{R12} - F_{R43} - R_{Dy} = -510,83 - 2\,303,88 - (-1\,687,34) \quad (77)$$

$$= -1\,127,36 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = F_{A12} - F_{A43} = 284,99 - 1\,006,49 = -721,50 \text{ N} \quad (78)$$

Výsledná velikost reakcí

$$R_c = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{533,61^2 + (-1\,127,36)^2} = 1\,247,27 \text{ N} \quad (79)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3\,772,91^2 + (-1\,687,34)^2} = 4\,113,04 \text{ N} \quad (80)$$



Určení reakcí – smysl otáčení „2“

$$R_{Dx} = \frac{F_{T12} \cdot a - F_{T43} \cdot b}{l} = \frac{1\,340,47 \cdot 33,5 - 5\,646,99 \cdot 144,25}{204} \quad (81)$$

$$= -3\,772,90 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = -F_{T43} + F_{T12} - R_{Dx} = 5\,646,99 - 1\,340,47 - (-3\,772,90) \quad (82)$$

$$= -533,61 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = \frac{-F_{R12} \cdot a - F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{R43} \cdot b - F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2}}{l} \quad (83)$$

$$= \frac{-510,83 \cdot 33,5 - 284,99 \cdot \frac{227,007}{2} - 2\,303,88 \cdot 144,25 + 1\,006,49 \cdot \frac{53,887}{2}}{204}$$

$$= -1\,738,61 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = -F_{R12} - F_{R43} - R_{Dy} = -510,83 - 2\,303,88 - (-1\,738,61) \quad (84)$$

$$= -1\,076,10 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = -F_{A12} + F_{A43} = -284,99 + 1\,006,49 = 721,50 \text{ N} \quad (85)$$

Výsledná velikost reakcí

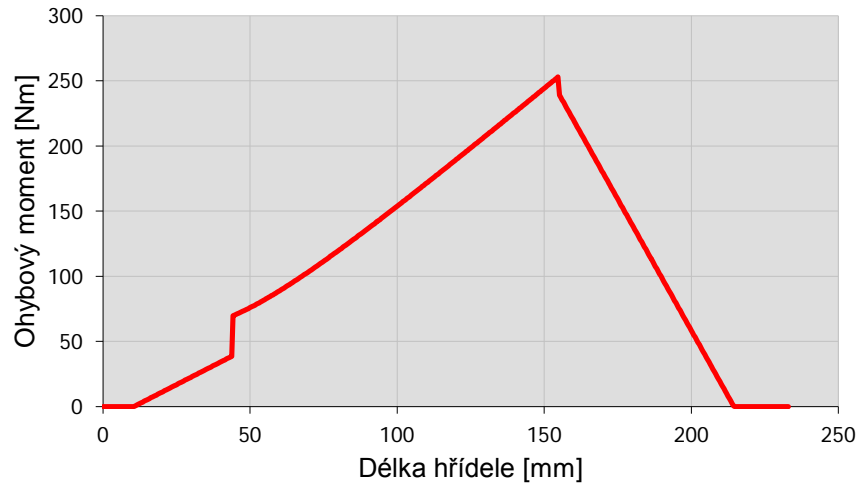
$$R_c = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{533,61^2 + (-1\,127,36)^2} = 1\,247,27 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3\,772,91^2 + (-1\,687,34)^2} = 4\,113,04 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu



Obr. 12.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „1“

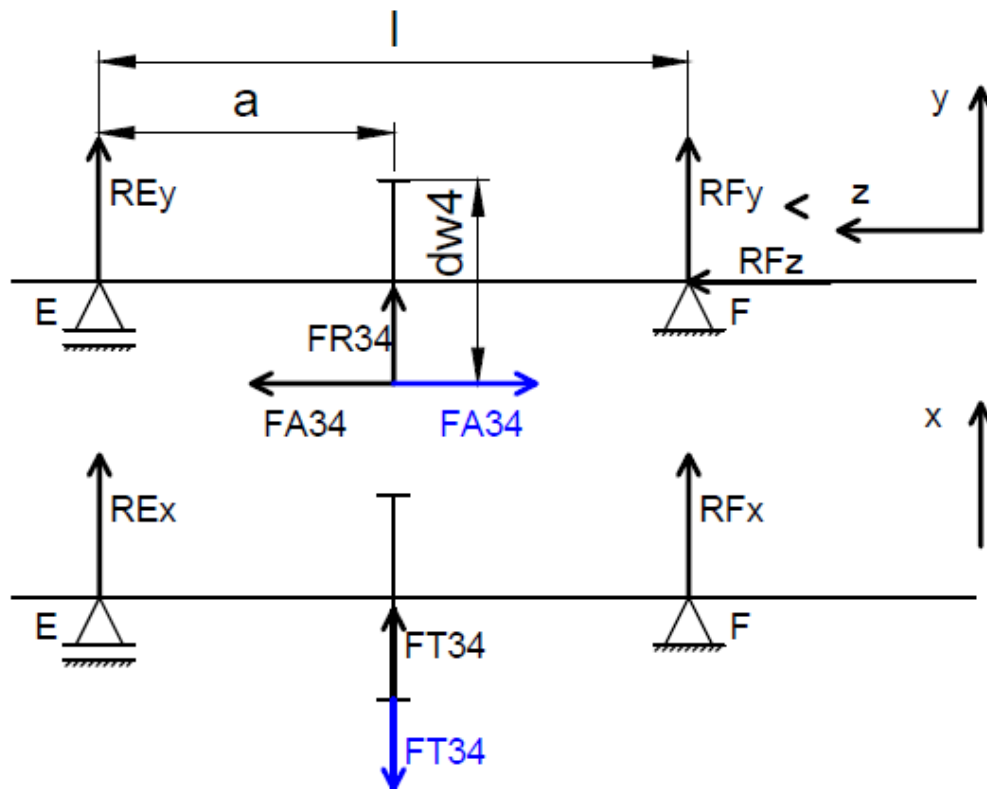


Obr. 13.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „2“

Maximum ohybového momentu

$$M_{omax2} = R_D \cdot (l - b) + F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}^3}{3} = 4\,154,22 \cdot (204 - 144,25) + 1\,006,49 \cdot \frac{53,887}{2} = 275\,333,05 \text{ Nmm} \quad (86)$$

Výstupní hřídel



Obr. 14.: Síly působící na hřídel při smyslu otáčení „1“ (černá) a při smyslu otáčení „2“ (modrá), smysl radiální síly zůstává stejný



Určení reakcí – smysl otáčení „1“

$$R_{Fx} = \frac{-F_{T34} \cdot a}{l} = \frac{-5\,646,99 \cdot 38,75}{100,5} = -2\,177,32 \text{ N} \quad (87)$$

$$R_{Ex} = -F_{T34} - R_{Fx} = -5\,649,99 - (-2\,177,32) = -3\,469,67 \text{ N} \quad (88)$$

$$R_{Fy} = \frac{F_{R34} \cdot a - F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2}}{l} = \frac{2\,303,88 \cdot 38,75 - 1\,006,49 \cdot \frac{218,11}{2}}{100,5} \quad (89)$$

$$= -203,87 \text{ N}$$

$$R_{Ey} = F_{R34} - R_{Fy} = 2\,303,88 - (-203,87) = 2\,507,75 \text{ N} \quad (90)$$

$$R_{Fz} = F_{A34} = 1\,006,49 \quad (91)$$

Výsledná velikost reakcí

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{-3\,469,67^2 + 2\,507,75^2} = 4\,281,05 \text{ N} \quad (92)$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{-2\,177,32^2 + (-203,87)^2} = 2\,186,85 \text{ N} \quad (93)$$

Určení reakcí – smysl otáčení „2“

$$R_{Fx} = \frac{F_{T34} \cdot a}{l} = \frac{5\,646,99 \cdot 38,75}{100,5} = 2\,177,32 \text{ N} \quad (94)$$

$$R_{Ex} = F_{T34} - R_{Fx} = 5\,649,99 - 2\,177,32 = 3\,469,67 \text{ N} \quad (95)$$

$$R_{Fy} = \frac{F_{R34} \cdot a + F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2}}{l} = \frac{2\,303,88 \cdot 38,75 + 1\,006,49 \cdot \frac{218,11}{2}}{100,5} \quad (96)$$

$$= 1\,903,50 \text{ N}$$

$$R_{Ey} = F_{R34} - R_{Fy} = 2\,303,88 - 1\,903,50 = 323,38 \text{ N} \quad (97)$$

$$R_{Fz} = -F_{A34} = -1\,006,49 \quad (98)$$

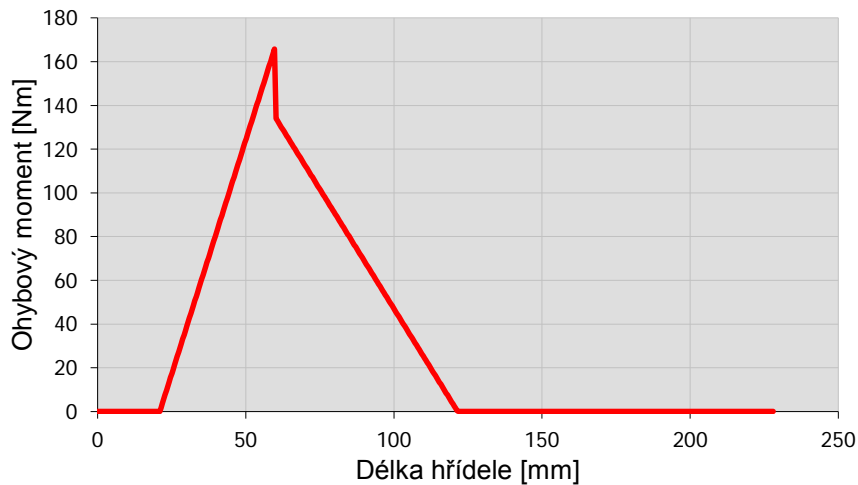
Výsledná velikost reakcí

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{3\,469,67^2 + 323,38^2} = 3\,484,71 \text{ N} \quad (99)$$

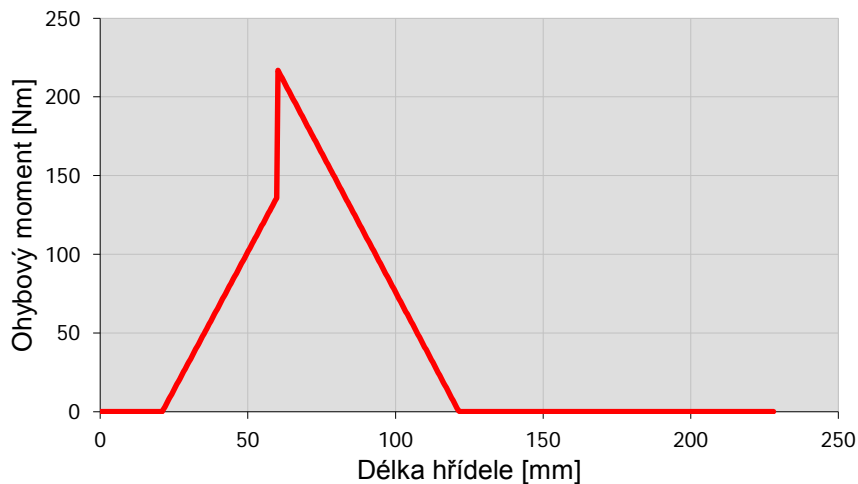
$$R_F = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{2\,177,32^2 + 1\,903,50^2} = 2\,943,31 \text{ N} \quad (100)$$



Průběh ohybového momentu



Obr. 15.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „1“



Obr. 16.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „2“

Maximum ohybového momentu

$$M_{omax3} = R_E \cdot (l - a) = 3\,484,71 \cdot (100,5 - 38,75) = 215\,180,84 \text{ Nmm} \quad (101)$$

4.4.11 Kontrola ložisek

Kontroluje se trvanlivost ložisek. Požadovaná trvanlivost je $L_{hmin} = 20\,000$ hodin. Kontrolováno je ložisko zatížené největší reakcí a axiální silou u každé hřídele. Součinitele jsou voleny dle [11].

Vstupní hřídel – ložisko 6206 (ČSN 02 4630) [11]

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{F_{A21}}{C_0} = \frac{284,99}{11\,200} = 0,025 \Rightarrow e = 0,22 \quad (102)$$



$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{A21}}{R_A} = \frac{284,99}{763,63} = 0,37 > e = 0,22 \Rightarrow X = 0,56; Y = 1,99 \quad (103)$$

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 763,63 + 1,99 \cdot 284,99 = 994,76 \text{ N} \quad (104)$$

$$L_h = \frac{16\,667}{n_1} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^m = \frac{16\,667}{950} \cdot \left(\frac{20\,300}{994,76}\right)^3 = 149\,096 \text{ hod} \geq L_{hmin} \quad (105)$$

\Rightarrow vyhovuje

Předloková hřídel – ložisko 6309 (ČSN 02 4630) [11]

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{R_{Cz}}{C_0} = \frac{721,50}{30\,000} = 0,024 \Rightarrow e = 0,21 \quad (106)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{Cz}}{R_D} = \frac{721,50}{4\,154,22} = 0,17 < e = 0,21 \Rightarrow X = 1; Y = 0 \quad (107)$$

$$F_e = X \cdot F_r = 1 \cdot 4\,154,22 = 4\,154,22 \text{ N} \quad (108)$$

$$L_h = \frac{16\,667}{n_2} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^m = \frac{16\,667}{188,28} \cdot \left(\frac{40\,500}{4\,154,22}\right)^3 = 83\,290 \text{ hod} \geq L_{hmin} \quad (109)$$

\Rightarrow vyhovuje

Výstupní hřídel – ložisko 6311 (ČSN 02 4630) [11]

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{F_{A34}}{C_0} = \frac{1\,006,49}{41\,500} = 0,024 \Rightarrow e = 0,21 \quad (110)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{A34}}{R_D} = \frac{1\,006,49}{4\,281,05} = 0,24 > e = 0,21 \Rightarrow X = 0,56; Y = 1,99 \quad (111)$$

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 4\,281,05 + 1,99 \cdot 1\,006,49 = 4\,400,31 \text{ N} \quad (112)$$

$$L_h = \frac{16\,667}{n_3} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^m = \frac{16\,667}{46,52} \cdot \left(\frac{45\,000}{4\,400,31}\right)^3 = 699\,637 \text{ hod} \geq L_{hmin} \quad (113)$$

\Rightarrow vyhovuje

4.4.12 Statická pevnostní kontrola hřídelí

Statická kontrola se provádí v místě maximálního ohybového momentu. Hřídele jsou namáhány ohybovým i krouticím momentem. Ze zatížení se vypočítá hodnota redukovaného napětí podle energetické hypotézy a jejím porovnáním s mezí kluzu se určí výsledná bezpečnost. Bezpečnost musí být větší než $k_{smin} = (1,2 \div 1,3)$. Hodnoty meze kluzu jsou pro ocel 14 220 dle [12] a pro ocel 11 600 dle [11].


Vstupní hřídel – ocel 14 220

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{30\,160}{\frac{\pi \cdot 36^3}{16}} = 3,29 \text{ N/mm}^2 \quad (114)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{omax1}}{W_{o1}} = \frac{M_{omax1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{22\,145,41}{\frac{\pi \cdot 36^3}{32}} = 4,83 \text{ N/mm}^2 \quad (115)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{4,38^2 + \sqrt{3}^2 \cdot 3,29^2} = 7,46 \text{ N/mm}^2 \quad (116)$$

$$k_{s1} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red1}} = \frac{600}{7,46} = 80,26 \leq k_{smin} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (117)$$

Předlohová hřídel – ocel 14 220

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{152\,150}{\frac{\pi \cdot 48^3}{16}} = 7,01 \text{ N/mm}^2 \quad (118)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{omax2}}{W_{o2}} = \frac{M_{omax2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{275\,333}{\frac{\pi \cdot 48^3}{32}} = 25,36 \text{ N/mm}^2 \quad (119)$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{k2}^2} = \sqrt{25,36^2 + \sqrt{3}^2 \cdot 7,01^2} = 28,11 \text{ N/mm}^2 \quad (120)$$

$$k_{s2} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red2}} = \frac{600}{28,11} = 21,34 \leq k_{smin} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (121)$$

Výstupní hřídel – ocel 11 600

$$\tau_{k3} = \frac{M_{k3}}{W_{k3}} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{615\,840}{\frac{\pi \cdot 56^3}{16}} = 17,86 \text{ N/mm}^2 \quad (122)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{omax3}}{W_{o3}} = \frac{M_{omax3}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{215\,181}{\frac{\pi \cdot 56^3}{32}} = 12,48 \text{ N/mm}^2 \quad (123)$$

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{k3}^2} = \sqrt{14,48^2 + \sqrt{3}^2 \cdot 17,86^2} = 33,36 \text{ N/mm}^2 \quad (124)$$

$$k_{s3} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red3}} = \frac{340}{33,36} = 10,19 \leq k_{smin} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (125)$$

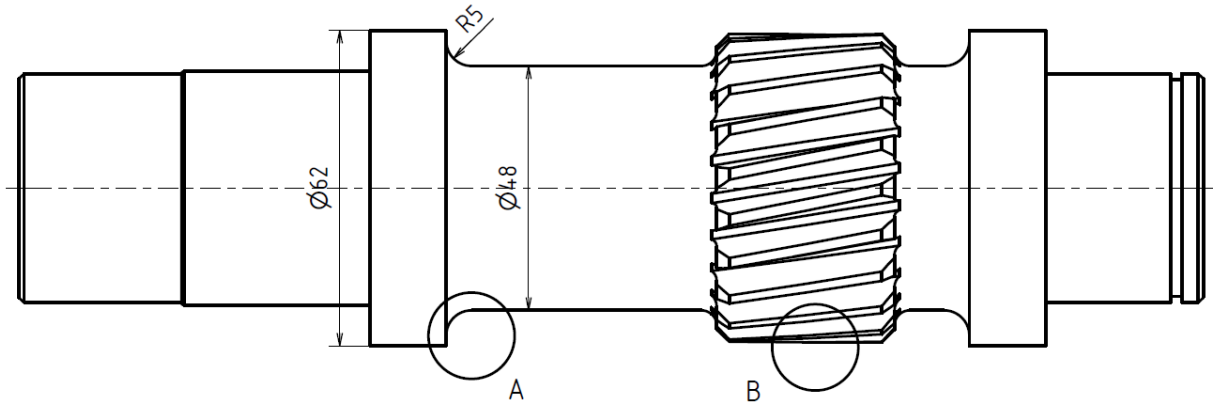
4.4.13 Kontrola dynamické bezpečnosti předlohové hřídele

Hřídel je namáhána krutem a střídavým ohybem, proto se provádí kontrola dynamické bezpečnosti. Kontrola je provedena ve dvou místech hřídele, a to v místech, kde se nacházejí vruby. Dynamická bezpečnost musí být větší než



$k_{dmin} = (1,3 \div 1,5)$. Mez únavy pro ocel 14 220 je $\sigma_{Co(-1)} = 340 \text{ N/mm}^2$, $(0,43Rm)$.
 Hodnoty součinitelů jsou určeny dle [11].

Kontrola je provedena v místě „A“, kde je vrubem přechod průměrů, a v místě „B“, kde je vrubem ozubení. Velikost ohybového momentu M_{oA} je určena softwarem MITCalc.



Obr. 17.: Předlohová hřídel s vyznačenými místy kontroly

Místo „A“

$$M_{oA} = 108\,610 \text{ Nmm} \quad (126)$$

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{W_{o2}} = \frac{108\,610}{10\,857,34} = 10,00 \text{ N/mm}^2 \quad (127)$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{Vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 340 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,95}{1,6} = 181,69 \text{ N/mm}^2 \quad (128)$$

Bezpečnosti

$$k_{\tau A} = \frac{\tau_{kD}}{\tau_{k2}} = \frac{\sigma_K}{\sqrt{3} \cdot \tau_{k2}} = \frac{600}{\sqrt{3} \cdot 7,01} = 49,42 \quad (129)$$

$$k_{d\sigma A} = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_{oA}} = \frac{181,69}{10,00} = 18,17 \quad (130)$$

$$k_{dA} = \frac{k_{d\sigma A} \cdot k_{\tau A}}{\sqrt{k_{d\sigma A}^2 + k_{\tau A}^2}} = \frac{18,17 \cdot 49,42}{\sqrt{18,17^2 + 49,42^2}} = 17,05 \leq k_{dmin} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (131)$$

Místo „B“

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{Vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 340 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,95}{1,43} = 203,27 \text{ N/mm}^2 \quad (132)$$

Bezpečnosti

$$k_{\tau A} = k_{\tau B} = 49,42 \quad (133)$$

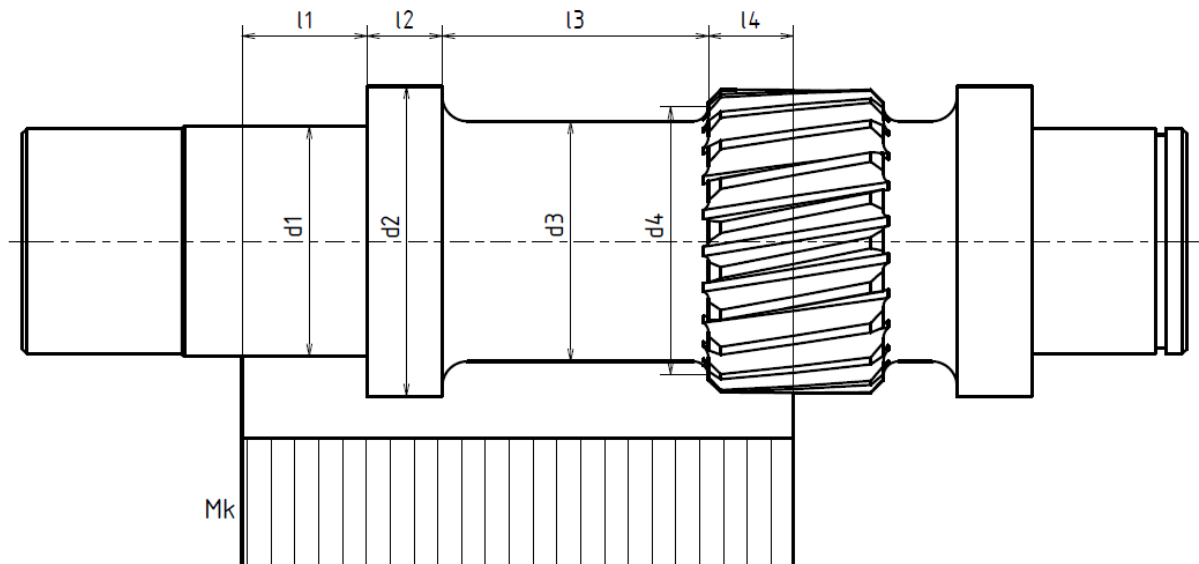


$$k_{d\sigma B} = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_{o2}} = \frac{203,27}{25,36} = 8,02 \quad (134)$$

$$k_{dB} = \frac{k_{d\sigma B} \cdot k_{\tau B}}{\sqrt{k_{d\sigma B}^2 + k_{\tau B}^2}} = \frac{8,02 \cdot 49,24}{\sqrt{8,02^2 + 49,24^2}} = 7,92 \leq k_{dmin} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (135)$$

4.4.14 Torzní tuhost předlohové hřídele

Kontroluje se poměrný úhel natočení hřídele v délce působení krouticího momentu (mezi pastorkem a ozubeným kolem). V místě ozubení je počítán průměr hřídele jako průměr patní kružnice ozubení. Maximální hodnota poměrného zkroucení je dle [10] $\vartheta_{max} = 0,3 \text{ } ^\circ/m$.



Obr. 18.: Schéma hřídele a vyznačení oblasti působení krouticího momentu

$$I_{pi} = \frac{\pi \cdot d_i^4}{32}$$

Část hřídele	d_i [mm]	l_i [mm]	I_{pi} [mm ⁴]	$\frac{l_i}{I_{pi}}$ [mm ⁻³]
1	46	25	439 573	$5,69 \cdot 10^{-5}$
2	62	15	1 450 663	$1,03 \cdot 10^{-5}$
3	48	53,25	521 153	$1,02 \cdot 10^{-4}$
4	49,48	17,5	605 776	$2,89 \cdot 10^{-5}$
součet	---	110,75	---	$1,98 \cdot 10^{-4}$

Tab. 1.: Hodnoty jednotlivých částí hřídele pro výpočet zkrutu



$$\varphi = \frac{M_{k2}}{G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{I_{pi}} = \frac{152\,150}{8,1 \cdot 10^4} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot 1,98 \cdot 10^{-4} = 0,021^\circ \quad (136)$$

$$\vartheta = \frac{\varphi}{\frac{\sum_{i=1}^4 l_i}{1000}} = \frac{0,021}{\frac{110,75}{1000}} = 0,190^\circ/m \leq \vartheta_{max} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (137)$$

4.4.15 Kontrola průhybu a natočení předlokové hřídele

Kontroluje se největší průhyb hřídele a průhyb hřídele v místě ozubených kol. Příliš velký průhyb způsobuje špatný záběr ozubených kol a snižuje jejich životnost. Dále se kontroluje úhel natočení v místě uložení ložisek. Příliš velký úhel natočení způsobuje přídavné namáhání ložisek a snížení jejich životnosti. Průhyb hřídele je ve dvou rovinách. V grafu je vykreslen celkový průhyb. Vyšetření a vykreslení průhybu a úhlu natočení je provedeno softwarem *MITCalc*.

Dovolené hodnoty průhybu a natočení jsou:

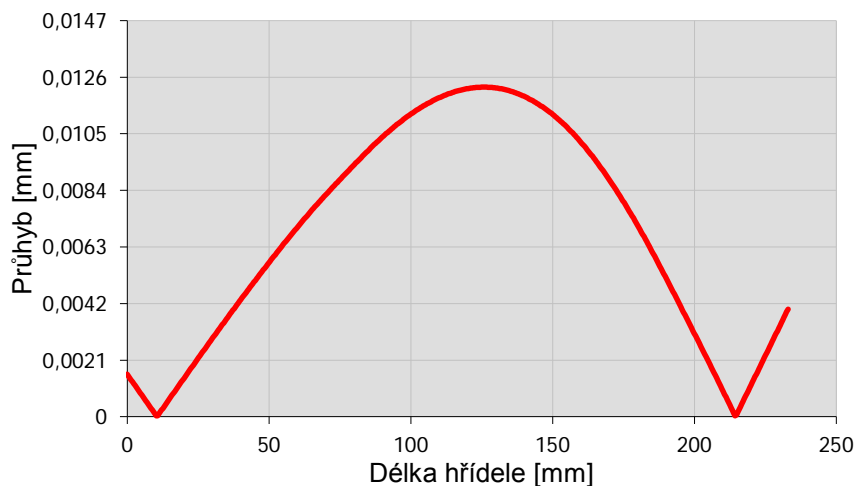
$$y_{dmax} = \frac{l}{4\,000} = \frac{100,5}{4\,000} = 0,025\,mm$$

$$y_{doz12} = 0,01 \cdot m_{12} = 0,01 \cdot 2 = 0,02\,mm$$

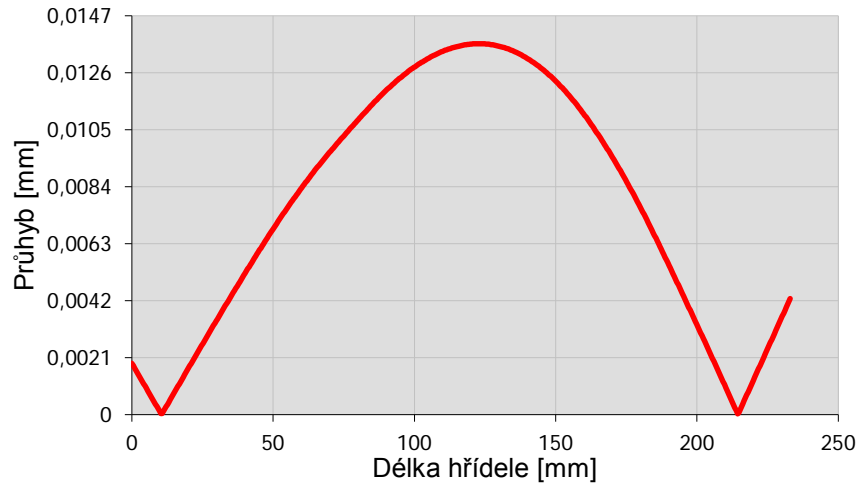
$$y_{doz34} = 0,01 \cdot m_{34} = 0,01 \cdot 2,5 = 0,025\,mm$$

$$\varphi_{ld} = 0,1^\circ$$

Průhyb



Obr. 19.: Průběh celkového průhybu předlokové hřídele pro smysl otáčení „1“



Obr. 20.: Průběh celkového průhybu předlohové hřídele pro smysl otáčení „2“

Hodnoty průhybu z MITCalcu

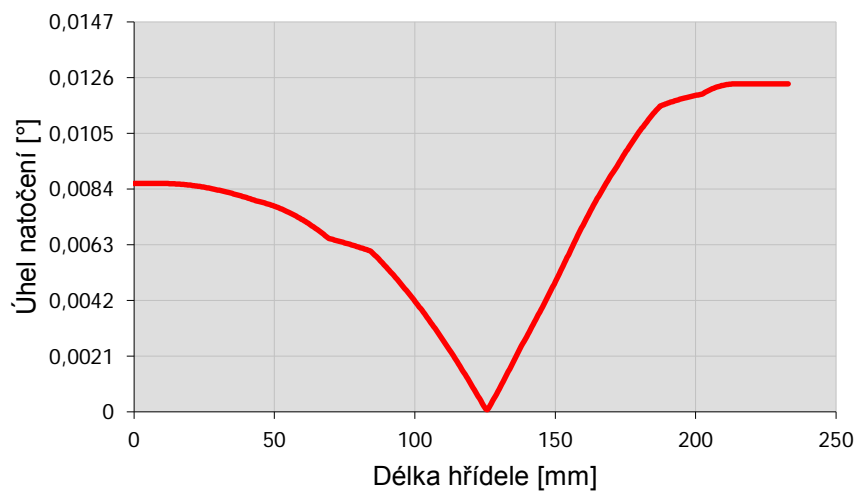
Porovnávají jsou hodnoty pro smysl otáčení „2“, protože průhyb je větší než pro opačný smysl otáčení.

$$y_{max} = 0,0137 \text{ mm} \leq y_{dmax} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

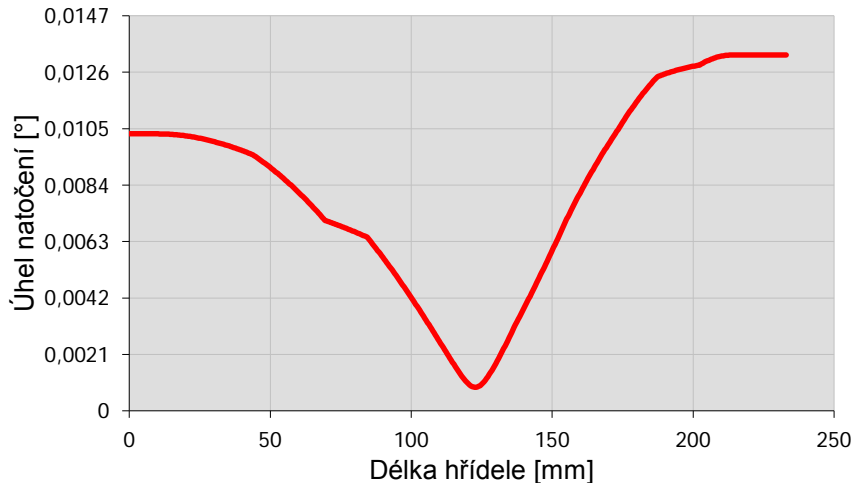
$$y_{oz12} = 0,0058 \text{ mm} \leq y_{doz12} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$y_{oz34} = 0,0177 \text{ mm} \leq y_{doz34} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Úhel natočení



Obr. 21.: Průběh úhlu natočení předlohové hřídele pro smysl otáčení „1“



Obr. 22.: Průběh úhlu natočení předlokové hřídele pro smysl otáčení „2“

Hodnoty úhlu natočení z MITCalcu

Porovnávají jsou hodnoty úhlu natočení pro smysl otáčení „2“, protože úhel natočení je větší než pro opačný smysl otáčení.

$$\varphi_{l1} = 0,0103^\circ \leq \varphi_{ld} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\varphi_{l2} = 0,0132^\circ \leq \varphi_{ld} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.4.16 Kontrola pera vstupní hřídele na otláčení

Na vstupní hřídeli je použito pero 8 h9 x 7 x 28 – ČSN 02 2562. Dovolенý tlak je $p_D = 110 \text{ N/mm}^2$ dle [10].

$$l' = l - b = 28 - 8 = 20 \text{ mm} \quad (138)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{d_H \cdot h \cdot l'} = \frac{4 \cdot 30\,160}{25 \cdot 7 \cdot 20} = 34,47 \text{ N/mm}^2 \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (139)$$

4.4.17 Výpočet uložení nalisování ozubeného kola 2

Ozubené kolo je na hřídeli nalisováno. Toto řešení bylo zvoleno z důvodu časté reverzace a z důvodu, že i nejkratší normalizované pero pro daný průměr je příliš dlouhé.

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_H \cdot L_L \cdot f \cdot \frac{d_h}{2}} = \frac{3 \cdot 152\,150}{\pi \cdot 46 \cdot 36 \cdot 0,12 \cdot \frac{36}{2}} = 31,79 \text{ N/mm}^2 \quad (140)$$

$$C_N = \frac{d_N^2 + d_H^2}{d_N^2 - d_H^2} = \frac{88^2 + 46^2}{88^2 - 46^2} = 1,75 \quad (141)$$



$$\Delta d_{min} = \frac{p_{min} \cdot d_h \cdot (C_N + 1)}{E} = 31,79 \cdot 46 \cdot \frac{31,79 \cdot 46 \cdot (1,75 + 1)}{2,1 \cdot 10^5} \quad (142)$$

$$= 0,019 \text{ mm}$$

$$w = 5,5 \cdot (Ra^H + Ra^N) = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 13,2 \mu\text{m} = 0,0132 \text{ mm} \quad (143)$$

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} + w = 0,019 + 0,0132 = 0,0324 \text{ mm} \quad (144)$$

Navrhují uložení v soustavě jednotné díry H7/u6, $\Delta d_{min} = 0,045 \text{ mm}$
a $\Delta d_{max} = 0,076 \text{ mm}$.

Pevnostní kontrola uložení

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max} - w}{d_H \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1)} = \frac{0,076 - 0,0132}{46 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,75 + 1)} = 104,18 \text{ N/mm}^2 \quad (145)$$

$$\sigma_3 = -p_{max} = -104,18 \text{ N/mm}^2 \quad (146)$$

$$\sigma_1 = C_N \cdot p_{max} = 1,75 \cdot 104,18 = 182,52 \text{ N/mm}^2 \quad (147)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} = \sqrt{182,52^2 + (-104,18)^2 - 182,52 \cdot (-104,18)} \quad (148)$$

$$= 251,36 \text{ N/mm}^2$$

$$k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} = \frac{600}{251,36} = 2,39 \geq k_{min} = 1,1 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (149)$$

Velikost lisovací síly

$$F_L = \pi \cdot d_H \cdot L_L \cdot p_{max} \cdot f = \pi \cdot 46 \cdot 36 \cdot 104,18 \cdot 0,12 = 65\,038,62 \text{ N} \quad (150)$$

4.4.18 Výpočet uložení nalisování ozubeného kola 4

Ozubené kolo je na hřídeli nalisováno. Toto řešení je použito, protože při použití pera vychází pera dvě, a toto řešení není vhodné pro častou reverzaci.

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_{k3}}{\pi \cdot d_H \cdot L_L \cdot f \cdot \frac{d_h}{2}} = \frac{3 \cdot 615\,840}{\pi \cdot 56 \cdot 53,5 \cdot 0,12 \cdot \frac{56}{2}} = 58,42 \text{ N/mm}^2 \quad (151)$$

$$C_N = \frac{d_N^2 + d_H^2}{d_N^2 - d_H^2} = \frac{90^2 + 56^2}{90^2 - 56^2} = 2,26 \quad (152)$$

$$\Delta d_{min} = \frac{p_{min} \cdot d_h \cdot (C_N + 1)}{E} = \frac{58,42 \cdot 56 \cdot (2,26 + 1)}{2,1 \cdot 10^5} = 0,051 \text{ mm} \quad (153)$$

$$w = 5,5 \cdot (Ra^H + Ra^N) = 5,5 \cdot (0,8 + 0,8) = 8,8 \mu\text{m} = 0,0088 \text{ mm} \quad (154)$$

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} + w = 0,051 + 0,0088 = 0,0596 \text{ mm} \quad (155)$$

Navrhují uložení v soustavě jednotné díry H6/u6, $\Delta d_{min} = 0,068 \text{ mm}$
a $\Delta d_{max} = 0,106 \text{ mm}$.



Pevnostní kontrola uložení

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max} - w}{d_H \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1)} = \frac{0,106 - 0,0088}{56 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (2,26 + 1)} = 111,69 \text{ N/mm}^2 \quad (156)$$

$$\sigma_3 = -p_{max} = -111,69 \text{ N/mm}^2 \quad (157)$$

$$\sigma_1 = C_N \cdot p_{max} = 2,26 \cdot 111,69 = 252,81 \text{ N/mm}^2 \quad (158)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} = \sqrt{252,81^2 + (-111,69)^2 - 252,81 \cdot (-111,69)} \quad (159)$$

$$= 323,46 \text{ N/mm}^2$$

$$k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} = \frac{600}{323,46} = 1,85 \geq k_{min} = 1,1 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (160)$$

Velikost lisovací síly

$$F_L = \pi \cdot d_H \cdot L_L \cdot p_{max} \cdot f = \pi \cdot 56 \cdot 53,5 \cdot 111,69 \cdot 0,12 = 126\,150,99 \text{ N} \quad (161)$$

4.5 Uložení lanového kotouče

Přenos krouticího momentu z hřídele na lanový kotouč je realizován pomocí těsného pera. Hřídel je uložena ve dvou kuličkových ložiscích, která jsou uložena v ložiskových domcích a axiálně pojištěna pojistnými kroužky (ČSN 02 2930 a ČSN 02 2931).

Hřídel je spojena na jedné straně spojkou se svěrným spojem s výstupní hřídelí převodovky. Na druhé straně je spojena pomocí těsného pera s brzdou.

4.5.1 Kontrola ložisek lanového kotouče

Ložiska jsou zatížena pouze radiální silou. Radiální síla se určí z hmotnosti výtahu, protizávaží, nosnosti výtahu a hmotnosti lan. Minimální životnost ložisek je stejně jako v případě převodovky $L_{hmin} = 20\,000$ hodin. Na obě ložiska působí stejně velká radiální síla, protože ložiska jsou uložena symetricky od středu kotouče. Síla na jedno ložisko je rovna polovině celkové radiální síly na kotouč. Jsou použita kuličková ložiska 6215 - ČSN 02 4630, $C = 51\,000 \text{ N}$ [11].

Radiální síla na jedno ložisko

$$F_{rL} = \frac{[Q + K + Z + (i_L \cdot h \cdot m_L)] \cdot g}{2} \quad (162)$$



$$= \frac{[320 + 350 + 510 + (4 \cdot 16 \cdot 0,23)] \cdot 9,81}{2} = 5\,860,10 \text{ N}$$

Životnost ložisek

Ložiska jsou ztížena pouze radiální silou, proto jsou hodnoty součinitelů $X = 1$ a $Y = 0$.

$$F_e = X \cdot F_{rL} = 1 \cdot 5\,860,10 = 5\,860,10 \text{ N} \quad (163)$$

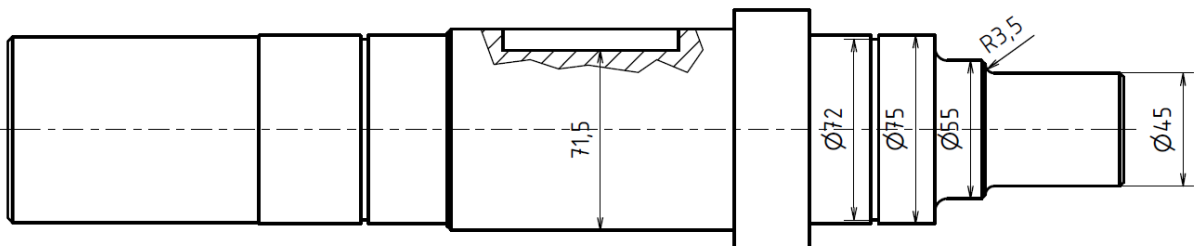
$$L_h = \frac{16\,667}{n_3} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^m = \frac{16\,667}{46,52} \cdot \left(\frac{51\,000}{5\,860,10}\right)^3 = 236\,163 \text{ hod} \geq L_{hmin} \quad (164)$$

\Rightarrow vyhovuje

4.5.2 Kontrola hřídele lanového kotouče na krut

Kontrola na krut se provádí v místě nejmenšího průměru, to je $d_{min} = 45 \text{ mm}$. Hřídel je z oceli 11 600, mez kluzu $\sigma_K = 340 \text{ N/mm}^2$ [11].

Vzhledem k tomu, že se jedná o hřídel spojenou s brzdou, je požadovaná minimální bezpečnost $k_{min} = 3$.



Obr. 23.: Hřídel lanového kotouče

$$\tau_k = \frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi \cdot d_{min}^3}{16}} = \frac{615\,840}{\frac{\pi \cdot 45^3}{16}} = 34,42 \text{ N/mm}^2 \quad (165)$$

$$\tau_{Dk} = \frac{\sigma_K}{\sqrt{3}} = \frac{340}{\sqrt{3}} = 196,30 \text{ N/mm}^2 \quad (166)$$

$$k = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} = \frac{196,30}{34,42} = 5,7 \geq k_{min} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (167)$$



4.5.3 Kontrola hřídele lanového kotouče na kombinované namáhání

Hřídel je zatížena krouticím momentem. V části mezi ložisky je zatížena i ohybovým momentem od zatížení kotouče radiální silou. Zatížení lze uvažovat jako spojité zatížení hřídele mezi ložisky. V místě uložení kotouče má hřídel průměr $d = 80 \text{ mm}$, ale kvůli drážce pro pero se počítá s průměrem menším o hloubku drážky ($8,5 \text{ mm}$), viz obr. 23, tedy $d = 71,5 \text{ mm}$. Minimální bezpečnost $k_{min} = 3$.

$$\tau_k = \frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{615\,840}{\frac{\pi \cdot 71,5^3}{16}} = 8,58 \text{ N/mm}^2 \quad (168)$$

$$F_Q = [Q + K + Z + (i_L \cdot h \cdot m_L)] \cdot g \quad (169)$$

$$= [320 + 350 + 510 + (4 \cdot 16 \cdot 0,23)] \cdot 9,81 = 11\,720,20 \text{ N}$$

$$M_{omax} = \frac{F_Q \cdot l}{8} = \frac{11\,720,20 \cdot 201}{8} = 294\,470,03 \text{ Nmm} \quad (170)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{294\,470,03}{\frac{\pi \cdot 71,5^3}{32}} = 8,21 \text{ N/mm} \quad (171)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{8,21^2 + \sqrt{3}^2 \cdot 8,58^2} = 16,98 \text{ N/mm}^2 \quad (172)$$

$$k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} = \frac{340}{19,98} = 17,01 \geq k_{min} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (173)$$

4.5.4 Kontrola dynamické bezpečnosti

Hřídel je namáhána proměnlivým krouticím momentem – zejména při rozjezdu, dojezdu a změně směru jízdy výtahu. Kontrola se provádí v místě vrubu. Na této hřídeli (obr. 23.) je to v místě přechodu z průměru 45 mm na průměr 55 mm . V místě drážky pro pojistný kroužek není třeba kontrolu provádět, protože součinitel vrubu je prakticky stejný jako v místě přechodu průměrů, ale průměr je výrazně větší. Hodnoty součinitelů jsou určeny dle [11]. Hodnota meze únavy v krutu je pro ocel $11\,600 \tau_{CK(-1)} = 150 \text{ N/mm}^2$ ($0,25R_m$) a hodnota meze únavy v ohybu $\sigma_{Co(-1)} = 270 \text{ N/mm}^2$ ($0,43R_m$). Minimální bezpečnost $k_{dmin} = 1,5$.

$$\tau_{CK(-1)}^* = \tau_{CK(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{Vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 150 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,9}{1,6} = 67,50 \text{ N/mm}^2 \quad (174)$$



$$k_{d\tau} = \frac{\tau_{Ck(-1)}^*}{\tau_k} = \frac{67,50}{34,42} = 1,96 \quad (175)$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{Vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_0} = 270 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,9}{1,6} = 121,50 \text{ N/mm}^2 \quad (176)$$

$$k_{d\sigma} = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{121,50}{8,21} = 14,80 \quad (177)$$

$$k_d = \frac{k_{d\sigma} \cdot k_{d\tau}}{\sqrt{k_{d\sigma}^2 + k_{d\tau}^2}} = \frac{14,80 \cdot 1,96}{\sqrt{14,80^2 + 1,96^2}} = 1,94 \leq k_{dmin} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (178)$$

4.5.5 Kontrola pera lanového kotouče

K přenosu krouticího momentu z hřídele na kotouč dochází pomocí těsného pera. Pero se kontroluje na otláčení. Dovolенý tlak je $p_D = 110 \text{ N/mm}^2$ dle [10].

$$l' = l - b = 70 - 22 = 48 \text{ mm} \quad (179)$$

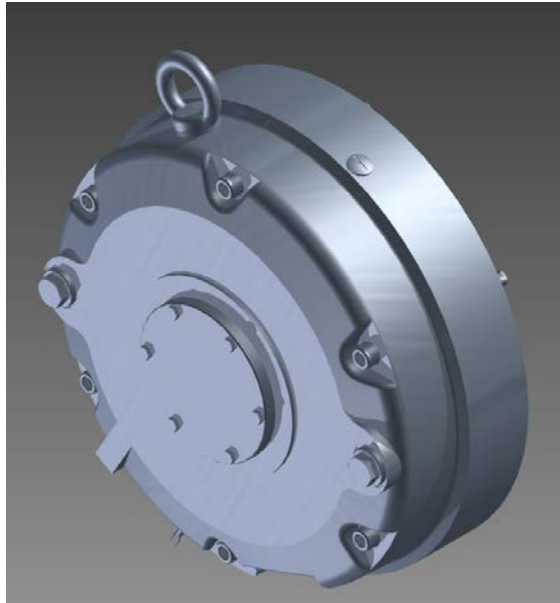
$$p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{d_H \cdot h \cdot l'} = \frac{4 \cdot 615\,840}{80 \cdot 14 \cdot 48} = 45,82 \text{ N/mm}^2 \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (180)$$

4.6 Výpočet potřebného brzdného momentu a návrh velikosti brzdy

Brzdu je třeba dimenzovat na brzdный moment, který je určen jako součin maximální síly v laně, která může za provozu nastat, a poloměru lanového kotouče. Bezpečnost brzdy je $k = 3$.

$$M_b = F_o \cdot \frac{D}{2} \cdot k = 1\,714,03 \cdot \frac{575}{2} \cdot 3 = 1\,478\,350,88 \text{ Nmm} = 1\,478 \text{ Nm} \quad (181)$$

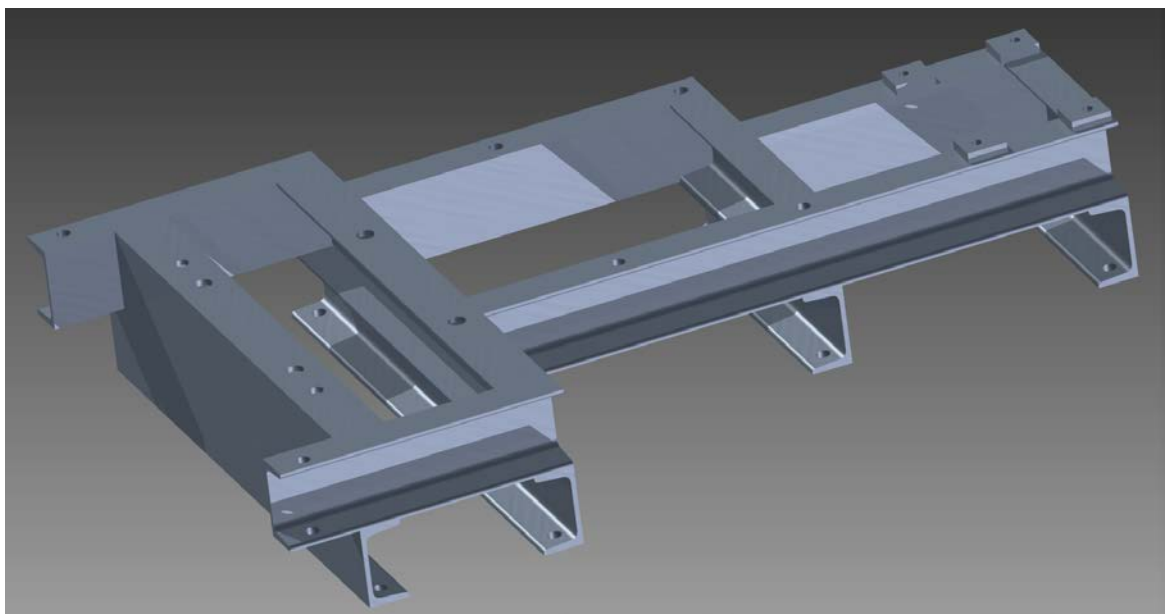
Z katalogu výrobce [8] vybírám velikost 1000 brzdy *Roba stop M*, jejíž brzdный moment je 1 600 Nm.



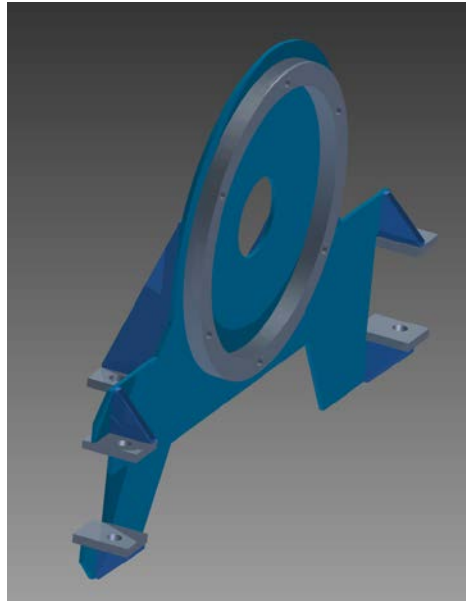
Obr. 24.: Brzda Roba stop M

4.7 Návrh rámu

Rám navrhují jako svařenec z normalizovaných válcovaných profilů „U“ a „L“. Elektromotor, převodovka a ložiskové domky jsou na rám přišroubovány. Elektromotor je přišroubován k přivařeným podložkám na rámu, protože jeho osová výška je menší než osová výška převodovky. K rámu je dále přišroubován držák brzdy, který je svařen z plechů a je přišroubován pomocí patek k rámu. Na držáku je příruba, ke které je brzda přišroubována. Rám je přišroubován k podlaze strojovny a má takovou výšku, aby spodek lanového kotouče byl výše než je podlaha strojovny.



Obr. 25.: Rám výtahového pohonu



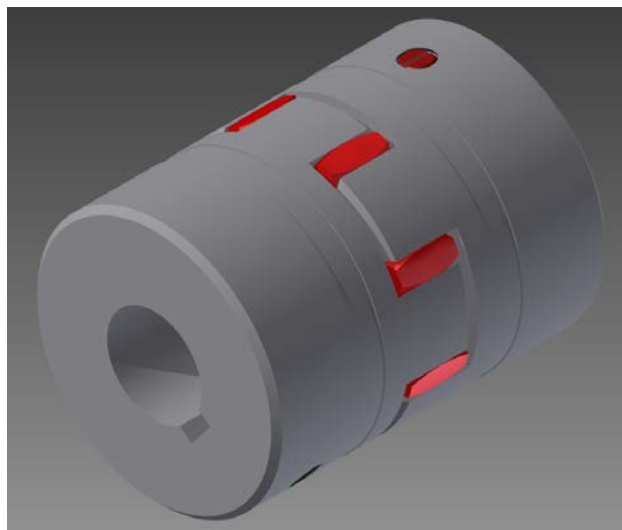
Obr. 26.: Svařenec držáku brzdy

4.8 Návrh velikosti pružné spojky

Velikost spojky se určí z krouticího momentu elektromotoru. Krouticí moment je vynásoben součinitelem a na tento krouticí moment se vybere velikost spojky. Součinitel je $k_{sp} = 3$.

$$M_{ks} = M_{k1} \cdot k_{sp} = 30,16 \cdot 3 = 90,48 \text{ Nmm} \quad (182)$$

Navrhuji velikost 28 spojky KTR Rotex, která je určena pro krouticí moment 95 Nm [6].



Obr. 27.: Pružná spojka KTR Rotex

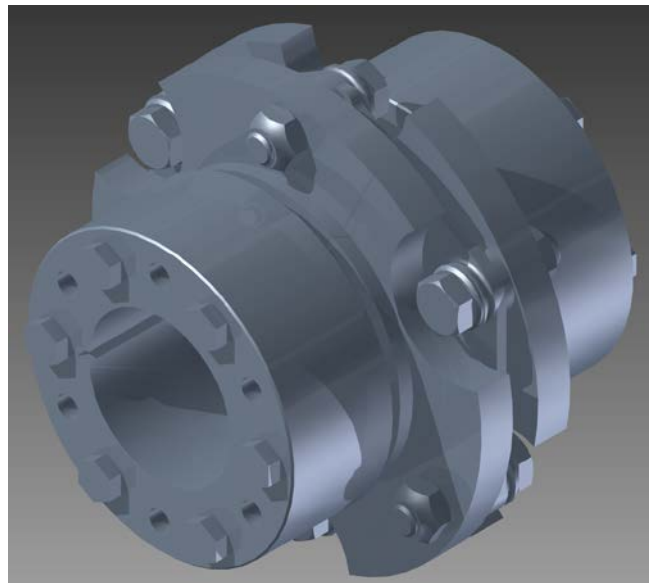


4.9 Návrh velikosti pevné spojky

Pevná spojka je umístěna na výstupní hřídeli převodovky, kterou spojuje s hřídelí lanového kotouče. Velikost spojky je určena stejně jako v případě pružné spojky.

$$M_{ks} = M_{k3} \cdot k_{sp} = 615,84 \cdot 3 = 1\,847,52 \text{ Nm} \quad (183)$$

Navrhují velikost 100 spojky ROBA DS [7], která je určena pro nominální krouticí moment 1 600 Nm s možností přetížení na 2 400 Nm.



Obr. 28.: Spojka ROBA DS

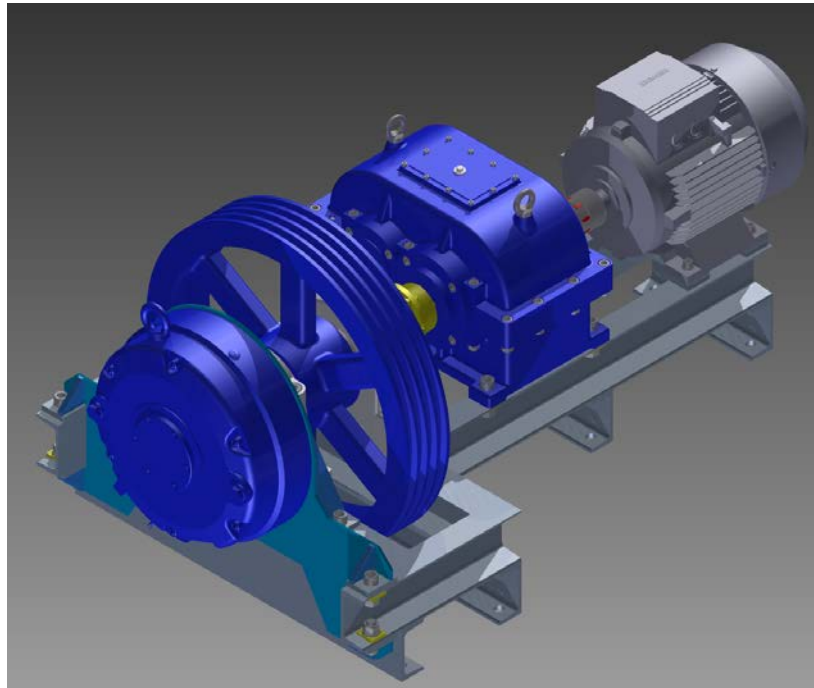
4.10 Umístění pohonu ve strojovně

Pohon výtahu je řešen tak, že bude kompletně umístěn ve strojovně výtahu, která se nachází nad výtahovou šachtou. Rám pohonu je přišroubován k podlaze strojovny. Na rámu jsou umístěny veškeré komponenty pohonu. Podlahou strojovny prochází lana, která drží klec a protizávaží. Protizávaží je v šachtě umístěno po straně výtahové kabiny. Díky tomuto řešení lze použít kabinu s jedinými dveřmi i kabinu, která má dveře dvoje.

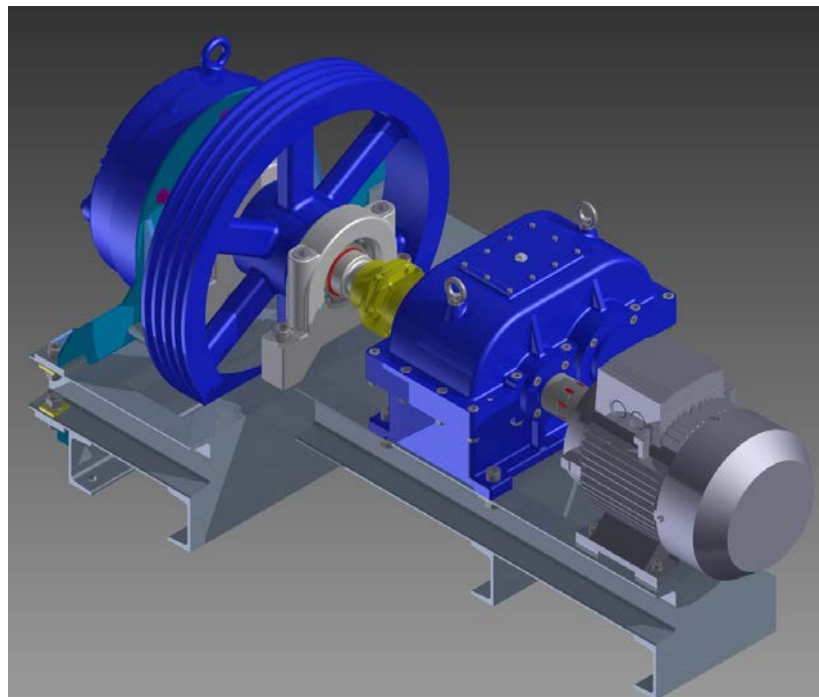
Strojovna výtahu musí být přístupná dveřmi nebo poklopem a dostatečně prostorná, aby byla umožněna kontrola a údržba výtahového stroje. Strojovna nesmí být používána k jiným účelům než pro výtah a nesmí v ní být umístěno potrubí, kabely či jiné zařízení nepatřící k výtahu.



Pohon je určen pro použití ve výtahové šachtě o rozměrech $1\ 220 \times 1\ 500\ mm$ s klecí o rozměrech $900 \times 1\ 000\ mm$. Rozměry šachty i klece jsou podle katalogu společnosti *KONE* [9].



Obr. 29: Celek pohonu včetně rámu – pohled ze strany brzdy



Obr. 30.: Celek pohonu včetně rámu – pohled ze strany elektromotoru



5 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo vypracování návrhu pohonu lanového kotouče pro osobní výtah o nosnosti 320 kg (4 osoby). Dle zadání je výtahový stroj vybaven převodovkou s čelními ozubenými koly, jejímž návrhem se práce také zabývá.

Z požadované nosnosti a dopravní rychlosti byl určen potřebný výkon elektromotoru. Velikost lanového kotouče je určena velikostí výtahové klece a podle dopravní rychlosti jsou určeny jeho otáčky.

Návrh převodovky vychází z celkového převodového poměru určeného z otáček elektromotoru, otáček lanového kotouče a výkonu elektromotoru. Převodovka je dvoustupňová koaxiální s čelními ozubenými koly se šikmými zuby. Všechny hřídele jsou uloženy v kuličkových ložiscích.

Dále byly provedeny kontrolní výpočty ozubení a hřídelí. Všechny tři hřídele jsou kontrolovány na statické namáhání. Předloková hřídel je kontrolována i na dynamické namáhání, torzní tuhost, velikost průhybu a velikost natočení hřídele v ložiscích a v místě pastorku a ozubeného kola.

Převodovka je spojena pružnou spojkou s elektromotorem a pevnou spojkou s hřídelí lanového kotouče. Lanový kotouč je pomocí pera spojen s hřídelí, která je uložena v kuličkových ložiscích. Ložiska jsou umístěna v dělených ložiskových domcích. Hřídel lanového kotouče je kontrolována na statickou i dynamickou pevnost. Na hřídeli lanového kotouče je umístěna bezpečnostní brzda.

Průběhy ohybových momentů, průběhy a velikosti průhybů a úhlů natočení hřídelí byly získány pomocí softwaru *MITCalc*.

Elektromotor, převodovka, ložiskové domky a držák brzdy jsou přišroubovány k rámu a tvoří jeden celek. Rám je svařen z válcovaných profilů a je přišroubován k podlaze strojovny.

Toto řešení vychází z požadavku zadání, v němž je daná převodovka samostatným celkem. Výhodou tohoto řešení je, že celý pohon tvoří jednotný celek, který je spojen s rámem. To však přináší vyšší prostorové nároky na strojovnu.



Seznam použité literatury

- [1] *Innovations and trends that shaped your ancestors' lives*. [online]. FRYXELL, David. [cit. 2015-06-10]. Dostupné z:
<http://www.familytreemagazine.com/article/history-matters-elevators>
- [2] DK - 1 Montér výtahů: Vzdělání ve výtahovém průmyslu. DVOŘÁK, Jan, Bohuslav KRATĚNA, Vladimír HULENA, Josef DOLEŽAL, Václav VANĚK a Petr VALENTA. <http://uvp-cr.cz/images1/PK%20-%201.pdf> [online]. [cit. 2015-06-10].
- [3] *KONE Minispace™* [online]. [cit. 2015-06-10]. Dostupné z:
<http://cdn.kone.com/www.kone.com.au/Images/KONE%20MiniSpace.pdf?v=2>
- [4] JANOVSÝ, Lubomír. *Výtahy a eskalátory*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1980, 695 s.
- [5] SIEMENS. *Trojfázové asynchronní motory nakrátko 1LA7* [online]. [cit. 2015-06-12]. Dostupné z:
http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k02/cat_k02_2010-04_cz.pdf
- [6] KTR. *ROTEX. Torsionally flexible coupling with T-PUR* [online]. [cit. 2015-06-10]. Dostupné z: http://ktr-international.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en_gesamt/001_rotex_en.pdf
- [7] MAYR. *ROBA - DS: Torsionally Rigid Shaft Couplings* [online]. [cit. 2015-06-10]. Dostupné z:
http://www.mayr.com/fileadmin/user_upload/Dokumentationen/englisch/ROBA-DS/ROBA-DS_general_catalogue.pdf



- [8] MAYR. *ROBA - stop - M: Electromagnetic safety brakes* [online]. [cit. 2015-06-10]. Dostupné z:
http://www.mayr.com/fileadmin/user_upload/Dokumentationen/englisch/ROBA-stop-M/ROBA-stop-M_general_catalogue.pdf
- [9] KONE. *Katalog pro projektování* [online]. [cit. 2015-06-10]. Dostupné z:
http://cdn.kone.com/www.kone.cz/Images/katalog_projektovani_KONE.pdf?v=1
- [10] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, 169 s. ISBN 80-010-1638-2.
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [12] *Návrhový výpočet modulu čelních ozubených kol: ČSN 01 4686* [online]. [cit. 2015-06-10]. Dostupné z: <http://www.ingjars.estranky.cz/file/222/navrhovy-vypocet-ozubeni.pdf>



Seznam obrázků

- Obr. 1.: E. G. Otis demonstruje funkci zachytávačů [1]
Obr. 2.: Přehled základních částí výtahu s elektrickým pohonem včetně jejich umístění [2]
Obr. 3.: Elektrický pohon bezstrojovnového výtahu společnosti KONE [3]
Obr. 4.: Schéma výtahu s hydraulickým pohonem s vyznačením jednotlivých částí [4]
Obr. 5.: Lanový kotouč výtahu
Obr. 6.: Schéma koaxiální převodovky
Obr. 7.: Navržená dvoustupňová koaxiální převodovka
Obr. 8.: Síly působící na hřídel při smyslu otáčení „1“ (černá) a při smyslu otáčení „2“ (modrá), smysl radiální síly zůstává stejný
Obr. 9.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „1“
Obr. 10.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „2“
Obr. 11.: Síly působící na hřídel při smyslu otáčení „1“ (černá) a při smyslu otáčení „2“ (modrá), smysl radiálních sil zůstává stejný
Obr. 12.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „1“
Obr. 13.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „2“
Obr. 14.: Síly působící na hřídel při smyslu otáčení „1“ (černá) a při smyslu otáčení „2“ (modrá), smysl radiální síly zůstává stejný
Obr. 15.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „1“
Obr. 16.: Průběh ohybového momentu pro smysl otáčení „2“
Obr. 17.: Předlohová hřídel s vyznačenými místy kontroly
Obr. 18.: Schéma hřídele a vyznačení oblasti působení krouticího momentu
Obr. 19.: Průběh celkového průhybu předlohové hřídele pro smysl otáčení „1“
Obr. 20.: Průběh celkového průhybu předlohové hřídele pro smysl otáčení „2“
Obr. 21.: Průběh úhlu natočení předlohové hřídele pro smysl otáčení „1“
Obr. 22.: Průběh úhlu natočení předlohové hřídele pro smysl otáčení „2“
Obr. 23.: Hřídel lanového kotouče
Obr. 24.: Brzda Roba stop M
Obr. 25.: Rám výtahového pohonu
Obr. 26.: Svařenec držáku brzdy
Obr. 27.: Pružná spojka KTR Rotex
Obr. 28.: Spojka ROBA DS
Obr. 29.: Celek pohonu včetně rámu – pohled ze strany brzdy
Obr. 30.: Celek pohonu včetně rámu – pohled ze strany elektromotoru



Seznam tabulek

Tab. 1.: Hodnoty jednotlivých částí hřídele pro výpočet zkrutu

Seznam použitých symbolů

symbol	jednotka	význam
Z	kg	hmotnost protizávaží
K	Kg	hmotnost klece výtahu
Q	kg	nosnost výtahu
F_0	N	obvodová síla
i_L	-	počet nosných lan
h	m	dopravní výška
m_L	kg/m	hmotnost jednoho metru lana
g	m/s ²	gravitační zrychlení
v	m/s	dopravní rychlost
P'	W	předběžný výkon elektromotoru
P	W	výkon elektromotoru
$\eta_{výt}$	-	účinnost výtahu
$\eta_{př}$	-	účinnost převodovky
D	mm	průměr lanového kotouče
γ	°	úhel klínové drážky lanového kotouče
n_M	min ⁻¹	otáčky elektromotoru
n	min ⁻¹	otáčky hřídele převodovky
z	-	počet zubů
z_T	-	teoretický počet zubů
i_T	-	teoretický převodový poměr
i	-	převodový poměr
Δi	-	rozdíl mezi teoretickým a skutečným převodovým poměrem
M_k	Nmm	kroučící moment
d_{min}	mm	minimální průměr hřídele převodovky
τ_D	N/mm ²	dovolené tečné napětí
K_F	-	součinitel přídavného zatížení
K_A	-	součinitel vnějších dynamických vlivů



$K_{H\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zuby
b_{wf}/m_n	-	poměr šířky ozubení k normálovému modulu
f_p	$(N/mm^2)^{1/3}$	součinitel druhu ozubení
σ_{limb}	N/mm^2	mez únavy ohybu ozubení
σ_F	N/mm^2	snížená mez únavy ohybu ozubení
m	mm	modul ozubení
d	mm	roztečný průměr
d_w	mm	valivý průměr
a	mm	osová vzdálenost
a_w	mm	valivá osová vzdálenost
b_w	mm	šířka ozubení
α	°	úhel záběru
α_t	°	čelní úhel záběru
α_{tw}	°	valivý úhel záběru
x	-	velikost korekce ozubení
S_F	-	bezpečnost ozubení v ohybu
S_H	-	bezpečnost ozubení v dotyku
F_T	N	tečná síla
F_R	N	radiální síla
F_A	N	axiální síla
β	°	úhel sklonu ozubení
β_w	°	valivý úhel sklonu ozubení
R_x	N	reakční síla ve směru osy x
R_y	N	reakční síla ve směru osy y
R_z	N	reakční síly ve směru osy z
R	N	celková reakční síla
a, b, l	mm	délkové rozměry
M_o	Nmm	ohybový moment
M_{omax}	Nmm	maximální ohybový moment
C_0	N	statická únosnost ložiska
C	N	dynamická únosnost ložiska
e	-	porovnávací součinitel zatížení ložiska



X	-	součinitel radiálního zatížení ložiska
Y	-	součinitel axiálního zatížení ložiska
F_e	N	ekvivalentní zatížení ložiska
L_h	hod	životnost ložiska
k	-	bezpečnost
k_s	-	statická bezpečnost
k_d	-	dynamická bezpečnost
τ_k	N/mm ²	napětí v krutu
W_k	mm ³	průřezový modul v krutu
σ_o	N/mm ²	napětí v ohybu
W_o	mm ³	průřezový modul v ohybu
σ_{red}	N/mm ²	redukované napětí
$\sigma_{Co(-1)}$	N/mm ²	mez únavy v ohybu
$\sigma_{Co(-1)}^*$	N/mm ²	snížená mez únavy v ohybu
$\tau_{Ck(-1)}$	N/mm ²	mez únavy v krutu
$\tau_{Ck(-1)}^*$	N/mm ²	snížená mez únavy v krutu
ϑ	°/m	poměrný úhel zkroucení
φ	°	úhel zkroucení
G	N/mm ²	modul pružnosti ve smyku
I_p	mm ⁴	polární moment průřezu
y_{max}	mm	maximální průhyb
y_{oz}	mm	průhyb v místě ozubení
φ_l	°	úhel natočení hřídele v místě uložení ložisek
ε_V	-	součinitel velikosti součásti
η_p	-	součinitel povrchu součásti
β	-	vrubový součinitel
p_D	N/mm ²	dovolený tlak
b	mm	šířka pera
h	mm	výška pera
d_H	mm	průměr hřídele
p	N/mm ²	tlak v nalisování
f	-	součinitel smykového tření



C_N	-	tuhost náboje
Δd	mm	přesah uložení
F_L	N	lisovací síla
Ra	μm	drsnot povrchu součásti
F_{rL}	N	radiální síla na jedno ložisko lanového kotouče
F_Q	N	celková síla působící na hřídel lanového kotouče
M_b	Nmm	brzdny moment
k_{sp}	-	součinitel spojky

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Převod „12“ kontrola ozubení dle ISO 6336 - výstup

Příloha č. 2 – Převod „34“ kontrola ozubení dle ISO 6336 - výstup

Výkres sestavy pohonu BP-01-00-00

Kusovník sestavy pohonu BP-01-00-K

Výrobní výkres rámu BP-01-01-00

Výkres sestavy převodovky BP-01-03-00

Kusovník sestavy převodovky BP-01-03-K

CD obsahující bakalářskou práci v elektronické podobě, 3D model pohonu a výše uvedené výkresy a přílohy v elektronické podobě.

Převod "12" kontrola ozubení dle ISO 6336 - výstup

jednotky mm, Nmm, °, kW, MPa, m.s⁻¹

		Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	22	d	44,98299	226,9596	σ_{Flim}	420	420
z_2	111	d_a	49,04039	230,9596	σ_{Hlim}	1270	1270
m_n	2	d_f	40,04043	221,9596	Y_{Fa}	2,657908	2,174872
x_1	0,014361	d_b	42,15892	212,7109	Y_{sa}	1,587371	1,813231
x_2	0	d_w	44,99248	227,0075	Y_ϵ	0,683643	0,683643
α_n	20	h_a	2,028701	1,999978	Y_β	0,919154	0,919154
β	12	h_f	2,471277	2,5	F_β	6	6
a_w	136	h	4,499978	4,499978	$Y_{N,X}$	1	1
b_1	28	s_n	3,162501	3,141593	Z_H	2,447605	2,447605
b_2	26	s_t	3,233153	3,211778	Z_E	189,8	189,8
P	3	v_n	3,120684	3,141593	Z_ϵ	0,796977	0,796977
n_1	950	v_t	3,190402	3,211778	Z_β	0,989013	0,989013
M_{k1}	30155,67	α_w	20,44278		Z_B	1	1
v	2,237538				$Z_{R,T}$	1	1
u	5,045455				K_A	1,1	1,1
					K_V	1,117417	1,117417
					$K_{F\alpha}$	1	1
					$K_{F\beta}$	1,166092	1,163639
					$K_{H\alpha}$	1	1
					$K_{H\beta}$	1,2	1,2
Kontrolní rozměry							
	1	2					
h_k	1,520496	1,495133					
s_k	2,792559	2,792559	konst. tloušťka				
z'	3	14					
M/z	15,43666	83,01914	přes zuby				
d	2,952131	2,952131			S_F	4,616466	4,595906
M/d	47,71092	229,745	přes kuličky		S_H	2,43666	2,43666

Převod "34" kontrola ozubení dle ISO 6336 - výstup

jednotky mm, Nmm, °, kW, MPa, m.s⁻¹

		Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	21	d	53,3099	215,7782	σ_{Flim}	420	420
z_2	85	d_a	60,62206	221,2659	σ_{Hlim}	1270	1270
m_n	2,5	d_f	49,4833	210,1271	Y_{Fa}	2,141894	2,144487
x_1	0,484681	d_b	50,00407	202,3974	Y_{sa}	1,808296	1,823562
x_2	0,119789	d_w	53,88663	218,1125	Y_ϵ	0,739659	0,739659
α_n	20	h_a	3,656082	2,743852	Y_β	0,943731	0,943731
β	10	h_f	1,913298	2,825528	F_β	6	6
a_w	136	h	5,56938	5,56938	$Y_{N.X}$	1	1
b_1	35	s_n	4,809038	4,144989	Z_H	2,363015	2,363015
b_2	32,5	s_t	4,883225	4,208932	Z_E	189,8	189,8
P	3	v_n	3,044944	3,708993	Z_ϵ	0,851193	0,851193
n_1	188,288	v_t	3,091917	3,76621	Z_β	0,992375	0,992375
M_{k1}	152149,3	α_w	21,88304		Z_B	1	1
v	0,525568				$Z_{R.T}$	1	1
u	4,047619				K_A	1,1	1,1
					K_V	1,008308	1,008308
Kontrolní rozměry					$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2			$K_{F\beta}$	1,166409	1,163976
h_k	2,883285	2,077766			$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	4,246488	4,246488	konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,2	1,2
z'	3	10					
M/z	20,04781	73,4271	přes zuby		S_F	1,840691	1,696393
d	3,690164	3,690164			S_H	1,433539	1,433539
M/d	58,87255	219,9192	přes kuličky				