



**FAKULTA  
ŠTOJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh osobního výtahu**

**Design of passenger lift**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2017**

**Martin KOVÁŘ**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

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

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kovář** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **420089**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh osobního výtahu.**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of passenger lift**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte formou rešerše přehled běžných konstrukčních řešení osobního výtahu a používaných komponent. Navrhněte pohon výtahu, lanový systém a bezpečnostní zařízení výtahu. Dále navrhněte nosnou konstrukci výtahové šachty a poháněcího stroje a proveďte její základní pevnostní výpočet. Vytvořte model a výkres navrhovaného výtahu.

Seznam doporučené literatury:

Janovský, L., Doležal, J.: Výtahy a eskalátory. SNTL Praha, 1980; Kugl, O., Houkal, J., Tomek, P., Zýma, J.: Projekt-III. ročník. ČVUT Praha 2000; Švec, V.: Části a mechanismy strojů-Mechanické převody. ČVUT Praha 1999

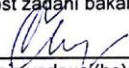
Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

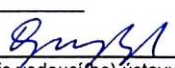
**Ing. Zdeněk Češpiro Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**

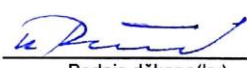
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **27.03.2017** Termín odevzdání bakalářské práce: **09.06.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

  
Podpis vedoucí(ho) práce

  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

19.4.2017

Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## **Prohlášení**

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

V Praze, 20.6.2017

Martin Kovář

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu práce, panu Ing. Zdeňku Češpírovi Ph.D., za odborné vedení bakalářské práce, cenné rady při jejím vypracování, ochotu a trpělivost. Také bych rád vyjádřil vděčnost svým rodičům za duševní i finanční podporu během celého studia.

## Anotační list

Jméno autora:	<b>Martin Kovář</b>
Název BP:	Návrh osobního výtahu
Anglický název:	Design of passenger lift
Rok:	2017
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 42 počet obrázků 35 počet tabulek 6 počet příloh 7
Klíčová slova:	výtah, návrh, konstrukce, pohon
Keywords:	lift, design, construction, drive
Anotace:	Tato práce ve svém úvodu obecně rozebírá možnosti konstrukčního řešení výtahu a popis běžně užívaných komponent. Dále obsahuje základní návrh konkrétního elektrického osobního výtahu. Práce je zaměřena zejména na návrh pohonu, lanového systému, bezpečnostních zařízení a ocelové nosné konstrukce šachty i pohonu.
Abstract:	At the beginning, this thesis deals with possible options of elevator construction layout and describes commonly used components. It also includes basic design of the electric passenger lift. The thesis is focused particularly on the design of the driving unit, rope system, safety devices and the supporting steel construction of the shaft and drive.

## Obsah

Úvod .....	1
1. Rozbor možných řešení a popis komponent .....	2
1.1. Elektrický pohon .....	2
1.2. Hydraulický pohon .....	2
1.3. Nosné orgány .....	2
1.4. Ocelová lana .....	2
1.4.1. Kloubové řetězy .....	3
1.5. Trakční pohon .....	3
1.6. Bubnový pohon .....	3
1.7. Brzda .....	3
1.8. Klec .....	3
1.9. Vyvažovací závaží .....	4
1.10. Vodítka .....	4
1.11. Zachycovače a omezovače rychlosti .....	4
1.12. Nárazníky .....	4
2. Základní schéma, technické parametry a výpočty .....	5
2.1. Základní parametry .....	5
2.2. Základní výpočty .....	5
3. Návrh lanového systému .....	7
3.1. Ocelová lana .....	7
3.2. Výpočet lan .....	7
3.3. Hnací lanový kotouč .....	8
3.4. Měrný tlak v drážce .....	9
3.5. Trakční únosnost lanového kotouče .....	9
4. Návrh bezpečnostních zařízení výtahu .....	10
4.1. Omezovač rychlosti .....	10
4.2. Zachycovače .....	10
4.3. Nárazníky .....	11
5. Návrh pohonu .....	12
5.1. Elektromotor .....	12
5.2. Převodovka .....	13
5.3. Pružná spojka s brzdovým kotoučem .....	14
5.3.1. Výpočet spojky .....	15
5.4. Brzda .....	15
5.5. Pevná spojka .....	16
5.5.1. Výpočet spojky .....	16
5.6. Ložiska hřídele hnacího kotouče .....	17
5.6.1. Kontrola zvoleného ložiska a stanovení trvanlivosti .....	18
5.6.2. Odhad trvanlivosti ložisek v letech provozu .....	20
5.7. Hnací hřídel .....	20

5.7.1. Základní statická pevnostní kontrola hnacího hřídele .....	20
5.8. Hnací kotouč .....	22
5.8.1. Spojení hnací kotouč – hřídel, návrh těsného pera .....	22
5.8.1.1. Kontrola pera na otláčení .....	23
5.8.1.2. Kontrola pera na stříh .....	23
6. Návrh nosné konstrukce pohonu .....	24
6.1. Pevnostní kontrola části „2“ .....	25
6.2. Pevnostní kontrola části „3“ .....	27
6.3. Zhodnocení .....	28
7. Návrh nosné konstrukce šachty .....	29
7.1. Základní pevnostní kontrola konstrukce šachty .....	29
7.2. Stanovení celkového zatížení .....	30
7.3. Průřezové charakteristiky .....	31
7.4. Ohyb v rovině A .....	31
7.5. Ohyb v rovině B .....	33
7.6. Kombinovaný ohyb .....	34
7.7. Zhodnocení .....	34
7.8. Další vybavení výtahové šachty .....	34
8. Závěr .....	35
9. Seznam použité literatury .....	37
10. Seznam obrázků .....	38
11. Seznam tabulek .....	39
12. Seznam příloh .....	39
13. Seznam zkratk a symbolů .....	40

## Úvod

V osobní vertikální dopravě hrají výtahy dominantní roli. Oproti ostatním možnostem mají navrch zejména z důvodů poměrné nenáročnosti na prostor, rychlosti i bezpečnosti. Při pohledu z hlediska historie byly důvody k mechanizaci vertikální dopravy přirozené, neboť potřeba fyzické energie v překonávání větších výškových rozdílů je oproti běžnému pohybu značná. V počátcích se jednalo především o mechanizaci vertikální dopravy břemen, až později osob. Nejstarší výtah na světě zkonstruoval již řecký matematik a fyzik Archimedes.

Tato práce si ukládá za cíl nejprve rozebrat stručně možné konstrukční řešení výtahů a popsat běžně používané komponenty. V další části jsou zvoleny základní parametry a je proveden návrh výtahu. Pozornost autor věnuje především pohonu, lanovému systému, bezpečnostním zařízením a nosným konstrukcím. V průběhu návrhu je tvořed 3D CAD model spolu s výkresem navrhovaného výtahu. Cílem práce není detailní řešení virtuálního modelu, ale pouze jeho nejdůležitějších částí. Z tohoto důvodu jsou některé součásti a celky řešeny jen schematicky, nikoli funkčně.



## 1. Rozbor možných řešení a popis komponent

Dle druhu pohonu lze výtahy rozdělit do dvou hlavních skupin [1]:

- Výtahy s elektrickým pohonem
- Výtahy s hydraulickým pohonem

### 1.1. Elektrický pohon [1]

Pro pohon výtahů se ve většině případů volí trojfázový asynchronní elektromotor nebo stejnosměrný elektromotor s cizím buzením. Vzhledem ke specifickým požadavkům na výtahovou dopravu je však zapotřebí motory vhodně regulovat, což se lépe provádí v případě stejnosměrných motorů. Při volbě konkrétního motoru je potřeba zvážit provozní požadavky na motor a uvést je v kompromis s pořizovací cenou.

### 1.2. Hydraulický pohon [1]

Prvotním pracovním médiem hydraulických výtahů byla tlaková voda. Později se začal používat olej. Dopravní rychlost se nejčastěji pohybuje mezi 0,1 až 1,0 m/s. Mezi přednosti hydraulického výtahu patří především absence protizávaží, což snižuje nároky na prostor výtahové šachty. V případě pohonu kabiny přímo pístem není nutné používat zachycovače. V neposlední řadě je výhodou strojovna, která není umístěná nad šachtou, což esteticky nehyzdí střechy budov. Nevýhoda hydraulických výtahů spočívá v jejich náchylnosti na nečistoty, tedy na prašné, či agresivní prostředí. Tento fakt vylučuje použití výtahů v těžkém, energetickém, nebo chemickém průmyslu.

Dále se práce zabývá řešeními a komponenty převážně výtahů s elektrickým pohonem.

### 1.3. Nosné orgány [1]

U výtahů jsou k dispozici dvě možnosti nosných orgánů, ocelová lana nebo kloubové řetězy.

### 1.4. Ocelová lana [1][12]

Nejčastěji se používají šestipramenná lana z drátů kruhového průřezu. Lana nesmí být nastavována a pokud jsou ve stejném závěsu, musí mít všechna stejný

průměr. V případě výtahů osobních, nebo nákladních s doprovodem osob musí být klec zavěšena nejméně na dvou lanech. U osobních výtahů s nosností 320 kg je nutné použít lana nejméně tři. Trvanlivost lan je ovlivněna mimo dalšího zejména odolností materiálu vůči únavě, poloměrem kladek, tvarem drážek na kladce, zatížením či mazáním.

#### **1.4.1. Kloubové řetězy [1]**

Využívají se spíše u paternosterů nebo u nákladních stolových výtahů. Ve většině případů jsou využívány Gallovy řetězy.

### **1.5. Trakční pohon [1]**

Pokud jsou obvodové síly na hnacím kotouči přenášeny výlučně třením, jedná se o pohon trakční. Hnací lanový kotouč je opatřen drážkami, které mohou být klínové nebo půlkruhové. Při použití klínových drážek vzniká v drážce větší měrný tlak a lano se tak rychleji opotřebovává, než v případě drážky půlkruhové.

### **1.6. Bubnový pohon [1]**

V případě využití lanového bubnu jsou lana kotvena přímo na bubnu. Lana vyvažovacího závaží jsou vinuta opačným směrem než lana klece, a proto se při otáčení jedna soustava lan navíjí a druhou odvíjí.

### **1.7. Brzda [1][8]**

Brzda u výtahu je sepnuta v klidovém stavu, kdy brání samovolnému pohybu. Je tedy nutné zajistit její funkci i v době výpadku elektrického proudu. Z tohoto důvodu je u výtahů používána stavěcí brzda, kdy je sevření čelistí vyvoláno silou pružin. Při rozjezdu je brzda uvolněna elektromagnetem.

### **1.8. Klec [1]**

Kleci se rozumí část výtahu, kde jsou přepravovány osoby nebo náklad. Je opatřena kromě jiného vodičnými čelistmi a zachycovači. Je také vybavena ovládacím panelem, kabinovými dveřmi a dalším. Plocha půdorysu využitelného k přepravě je normována a je spjata s nosností, tedy maximálním možným počtem přepravovaných osob.

## **1.9. Vyvažovací závaží [1]**

Existují dvě možnosti provedení protizávaží. Může být z jednoho kusu, avšak častější je provedení s více součástmi navzájem spojenými. Je nutné, aby závaží bylo vedeno vlastními vodítky. Může se pohybovat ve stejné šachtě spolu s klecí nebo v odděleném prostoru.

### **1.10. Vodítka [1][12]**

Součást zajišťující vedení klece resp. závaží. Nejčastěji jsou vodítka tvořena speciálním T-profilem, který se dodává ve dvou provedeních. Součást může být buď tažena za studena, nebo broušena. Nejdůležitějším parametrem vodítek je jejich rovnost, kterou je potřeba zajistit co nejlépe. Nerovná vodítka způsobují neklidný chod, vibrace klece a vysoce zvyšují opotřebením součástí výtahu.

### **1.11. Zachycovače a omezovače rychlosti [1][9]**

Tato součást patří do skupiny bezpečnostních zařízení výtahu. Slouží k zastavení klece v případě překročení dopravní rychlosti o stanovenou hodnotu. Omezovač plní funkci indikátoru překročení rychlosti a dává signál k vybavení zachycovačů.

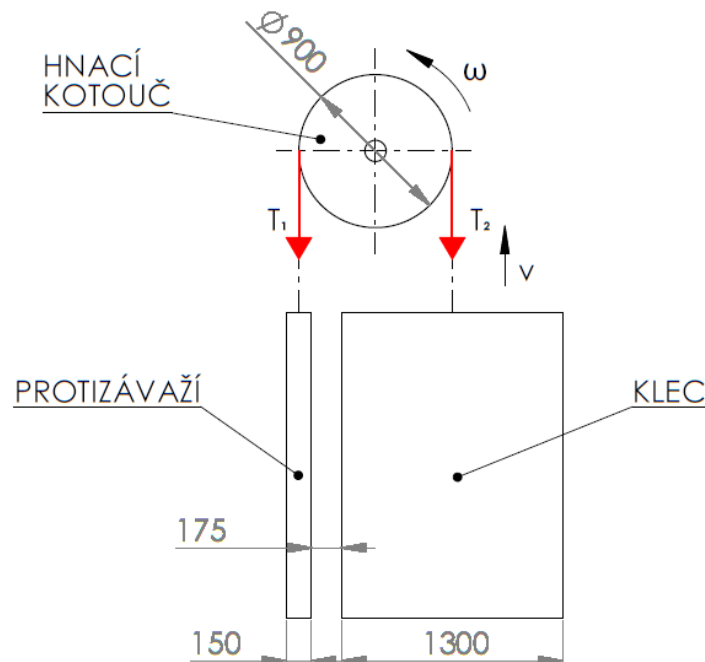
Zachycovače mohou být samosvorné, které se dělí na klínové, výstředníkové či válečkové a klouzavé, které umožňují plynulejší zastavení klece a jsou využívány u výtahů s vyšší jmenovitou rychlostí. Konstrukce omezovačů může být kyvadlová, která je používána při nižších jmenovitých rychlostech, nebo odstředivá.

### **1.12. Nárazníky [1][12]**

Dalším důležitým bezpečnostním prvkem jsou nárazníky. Musí být jak pod klecí, tak pod závažím. Existuje více variant provedení, jejichž použití se řídí jmenovitou rychlostí výtahu. Podstatné je, že by klec za běžného provozu neměla na nárazník dosednout. Samozřejmostí je, že nárazníky nejsou schopné zabránit volnému pádu klece, byť z malé výšky.

## 2. Základní schéma, technické parametry a výpočty

V rámci konkrétního návrhu je třeba nejprve zvolit základní parametry a vyřešit základní silové poměry v soustavě.



Obrázek 1 - Základní schéma (vlastní)

### 2.1. Základní parametry

- Nosnost  $Q = 320 \text{ kg}$  (4 osoby)
- Zdvih  $H = 10,5 \text{ m}$
- Nominální (jmenovitá) rychlost  $v = 1 \text{ m/s}$

### 2.2. Základní výpočty

#### Hmotnosti

Hmotnost výtahové klece byla zvolena  $K = 540 \text{ kg}$ .

Hmotnost protizávaží  $P$ :

$$P = K + 0,5 \cdot Q = 540 + 0,5 \cdot 320 = 700 \text{ kg}$$

#### Obvodové síly

$$T_1 = P \cdot g = 700 \cdot 9,81 = 6867 \text{ N}$$

$$T_2 = (K + Q) \cdot g = (540 + 320) \cdot 9,81 = 8436,6 \text{ N}$$

Výsledná obvodová síla  $R$ :

$$R = T_2 - T_1 = 8436,6 - 6867 = 1569,6 \text{ N}$$

### **Otáčky hnacího kotouče**

$$\omega_k = \frac{v}{R_H} = \frac{1}{0,45} \doteq 2,22 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30} \rightarrow n_k = \frac{30 \cdot \omega_k}{\pi} = \frac{30 \cdot 2,22}{\pi} = 21,19 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

### **Moment na hnacím kotouči**

$$M_k = R \cdot \frac{D_H}{2} = 1569,6 \cdot \frac{0,9}{2} = 706,32 \text{ Nm}$$

### **Výkon na hnacím kotouči**

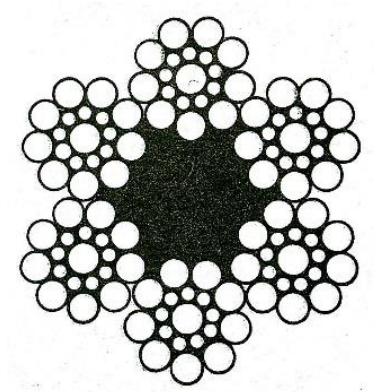
$$P_k = M_k \cdot \omega_k = 706,32 \cdot 2,22 \doteq 1569,6 \text{ W}$$

### 3. Návrh lanového systému

V rámci lanového systému již bylo zvoleno konstrukční uspořádání ve smyslu samotného třecího kotouče, kde je na jedné straně zavěšena klec a na druhé protizávaží.

#### 3.1. Ocelová lana

Pro navrhovaný výtah byla vybrána šestipramenná ocelová lana Seal se 114 dráty o průměru 10 mm a jmenovité nosnosti 52,6 kN při jmenovité pevnosti  $1300 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . [1]



Obrázek 2 - Průřez lana Seal 6x19 (převzato z [1])

#### 3.2. Výpočet lan

Lana se kontrolují pouze na tah od statického zatížení. Uvažuje se maximální zatížení klece, tedy hmotnost klece spolu s maximální nosností výtahu. Vypočtená bezpečnost musí být větší nebo rovna bezpečnosti udávané normou. Ta se odvíjí od druhu pohonu, druhu výtahu a rychlosti lana. Pro navrhovaný případ, tedy trakční pohon, osobní elektrický výtah a rychlost nosného lana  $v = 1 \text{ m/s}$  je minimální bezpečnost na přetržení [1]:

$$k_{Lmin} = 11.$$

Vzhledem k dalším kontrolám a požadavkům byl zvolen počet lan  $n = 4$ .

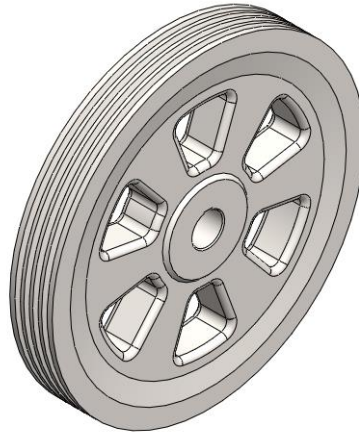
Bezpečnost se stanoví vztahem

$$k_L = \frac{n \cdot N}{T_2}.$$

A tedy

$$k_L = \frac{4 \cdot 52\,600}{8436,6} \doteq 24,9 > k_{Lmin}$$

### 3.3. Hnací lanový kotouč

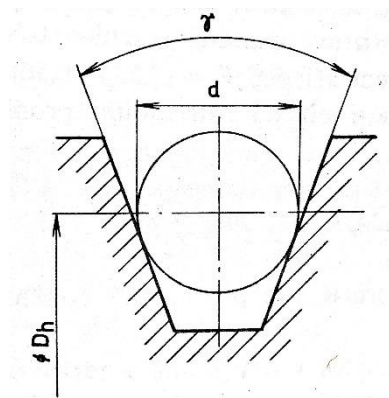


Obrázek 3 - Hnací lanový kotouč

Minimální průměr hnacího kotouče pro jmenovité rychlosti výtahu do 1,4 m/s je závislý na jmenovitém průměru nosného lana dle následujícího vztahu.

$$\frac{D_h}{d} \geq 40$$

Minimální průměr trakčního kotouče je tedy  $D_{hmin} = 400$  mm. Vzhledem k rozměrům šachty a zvolenému uspořádání byl zvolen průměr kotouče  $D_h = 900$  mm.



Obrázek 4 - Profil klínové drážky (přavzato z [1])

Věvec hnacího kotouče je drážkován a pro navrhovaný případ byla zvolena klínová drážka svírající úhel  $\gamma = 38^\circ$ .

### 3.4. Měrný tlak v drážce

Maximální měrný tlak  $p_{dmax}$  mezi lanem a stěnou drážky trakčního kotouče nesmí překročit povolenou hodnotu, která je závislá na rychlosti lana a skupině výtahového stroje. Maximální dovolený měrný tlak v klínové drážce pro navrhovaný případ, tedy skupinu I a rychlost  $v = 1\text{m/s}$ , je [1]:

$$p_{Dd} = 5,7 \text{ MPa}$$

Maximální měrný tlak pro případ klínové drážky se stanoví ze vztahu

$$p_{dmax} = \frac{3 \cdot \pi \cdot \frac{T_2}{n}}{2 \cdot D_h \cdot d \cdot \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

$$p_{dmax} = \frac{3 \cdot \pi \cdot \frac{8436,6}{4}}{2 \cdot 900 \cdot 10 \cdot \sin\left(\frac{38^\circ}{2}\right)} \doteq \mathbf{3,4 \text{ MPa}} < p_{Dd}$$

### 3.5. Trakční únosnost lanového kotouče

V případě, že má být na kotouči bezpečně přenesena hnací síla, musí i v nejnepříznivějších podmínkách platit:

$$\frac{T_2}{T_1} \leq e^{f \cdot \alpha}$$

Lze tedy následovně stanovit koeficient bezpečnosti na prokluz lana  $k_p$ .

$$k_p \cdot \frac{T_2}{T_1} = e^{f \cdot \alpha}$$

$$k_p = \frac{T_1}{T_2} \cdot e^{f \cdot \alpha}$$

Koeficient tření se stanoví v závislosti na úhlu klínové drážky  $\delta$  a skupině výtahového stroje. Pro navrhovaný třecí kotouč je koeficient trakce  $f = 0,198$  [1].

$$k_p = \frac{6867}{8436,6} \cdot e^{0,198 \cdot \pi} \doteq 1,52$$

Navržený lanový systém vyhovuje všem požadavkům.



## 4. Návrh bezpečnostních zařízení výtahu

### 4.1. Omezovač rychlosti

Na rámu spolu s pohonem je umístěn i omezovač rychlosti. Pro daný případ byl navržen omezovač Dynatech LBD – 200. Výběr byl proveden na základě jmenovité a vybavovací rychlosti. Vzhledem k tomu, že rychlost klece nesmí překročit jmenovitou hodnotu o více než 15 procent [1], byla vybavovací rychlost stanovena následovně:

$$v_{akt} = 1,15 \cdot v = 1,15 \cdot 1 = 1,15 \text{ m/s}$$

Uvedený omezovač rychlosti je konstruovaný pro jmenovité rychlosti v rozmezí (0,1 ÷ 2,3) m/s a pro vybavovací rychlosti v rozmezí (0,7 ÷ 2,74) m/s. Průměr kladky omezovače je 200 mm, průměr lanka může být 6 mm, 6,3 mm nebo 6,5 mm.



Obrázek 5 - Omezovač rychlosti Dynatech LBD – 200 (dostupné z [http://www.dynatech-elevation.com/imagenes/articulos\\_imagenes/LBD-200%20+%20Rearme%20automatico.jpg](http://www.dynatech-elevation.com/imagenes/articulos_imagenes/LBD-200%20+%20Rearme%20automatico.jpg))

### 4.2. Zachycovače

Pro navrhovaný výtah byla klec vybavena obousměrnými válečkovými zachycovači. Výběr konkrétního zachycovače je závislý na jeho nosnosti, jmenovité rychlosti a vybavovací rychlosti. Nosnost zachycovače se spočte následovně:

$$N_z = K + Q = 540 + 320 = 860 \text{ kg}$$

Vzhledem k této požadované nosnosti, jmenovité rychlosti klece  $v = 1 \text{ m/s}$  a vybavovací rychlosti  $v_{akt} = 1,15 \text{ m/s}$  byly použity zachycovače Dynatech PR-2000-UD určené pro maximální nominální rychlost do 1,5 m/s, maximální vybavovací rychlost do 2 m/s, šířku bříty vodítka 5 – 16 mm a zatížení v intervalu (537 ÷ 1222) kg.



Obrázek 6 - Zachycovače Dynatech PR-2000-UD (dostupné z [http://www.dynatech-elevation.com/imagenes/articulos\\_imagenes/imagenes\\_PR2000\\_60f68828.jpg](http://www.dynatech-elevation.com/imagenes/articulos_imagenes/imagenes_PR2000_60f68828.jpg))

#### 4.3. Nárazníky

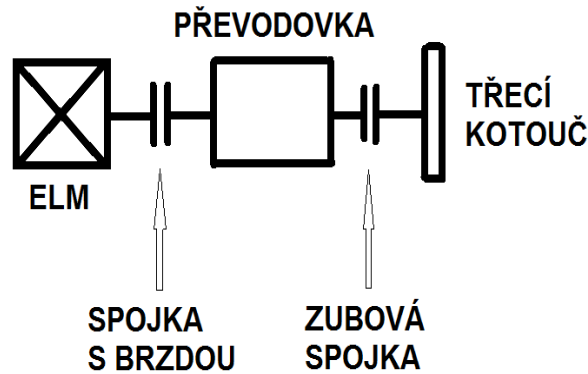
Nárazníky jsou umístěny v dolní části výtahové šachty. Dva jsou symetricky uloženy pod klecí a jejich osy jsou rovnoběžné s osami vodiček. Pod protizávažím je uložena jeden nárazník uprostřed mezi vodičky v ose protizávaží. Pro navrhovanou variantu byly zvoleny polyuretanové nárazníky výrobce ETN A6 o průměrech 100 x 160 mm.



Obrázek 7 - PU nárazník (dostupné z [http://www.frontier-components.com/img/products/8\\_12412\\_4915\\_obrazek\\_A6.jpg](http://www.frontier-components.com/img/products/8_12412_4915_obrazek_A6.jpg))

## 5. Návrh pohonu

Pohon navrhovaného výtahu sestává z elektromotoru, spojky s brzdovým kotoučem a příslušnou stavěcí brzdou, převodovky, pevné zubové spojky, hnacího hřídele, ložiskových těles a hnacího kotouče. Zjednodušené schéma lze vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 8 - Schéma pohonu (vlastní)

### Požadované parametry

- $P_k = 1,6 \text{ kW}$
- $D_H = 900 \text{ mm}$
- $V_k = 1 \text{ m/s}$

### 5.1. Elektromotor

Volba elektromotoru je závislá na požadovaném výstupním výkonu s tím, že je nutné brát v potaz účinnost pohonu.

Vzhledem k použití dvoustupňové čelní převodovky se šikmým ozubením byla celková účinnost pohonu  $\eta_c$  stanovena následovně.

$$\eta_{12} = \eta_{34} = 0,98$$

$$\eta_k = 0,95$$

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_k = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,95 = 0,912$$

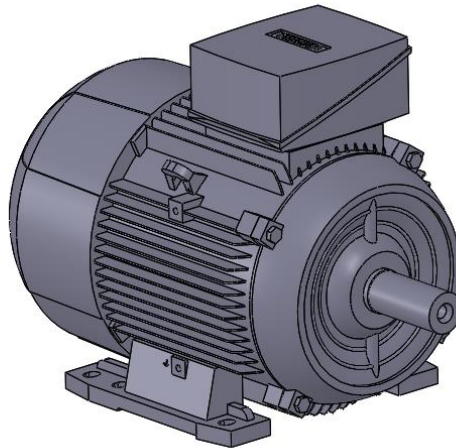
Kde  $\eta_{12}$ , resp.  $\eta_{34}$ , jsou účinnosti jednotlivých soukolí a  $\eta_k$  účinnost třecího kotouče. Předběžný výkon elektromotoru byl stanoven z předchozích parametrů.

$$P'_M = \frac{P_k}{\eta_c} = \frac{1,6}{0,912} = 1,754 \text{ kW}$$

Pro pohon výtahu byl zvolen 8 – pólový třífázový asynchronní elektromotor SIEMENS – 1LE1001-1CD0 o následujících parametrech.

Tab. 1 – Parametry motoru [10]

$P_M$ [KW]	$n_M$ [ot/min]	$M_{kM}$ [Nm]	$d_{Hm}$ [mm]
2,2	725	29	38k6



Obrázek 9 - Elektromotor Siemens

## 5.2. Převodovka

Jak již bylo zmíněno, převod je uskutečněn dvoustupňovou čelní převodovkou se šikmým ozubením. Celkový převod byl stanoven pomocí následujících vztahů.

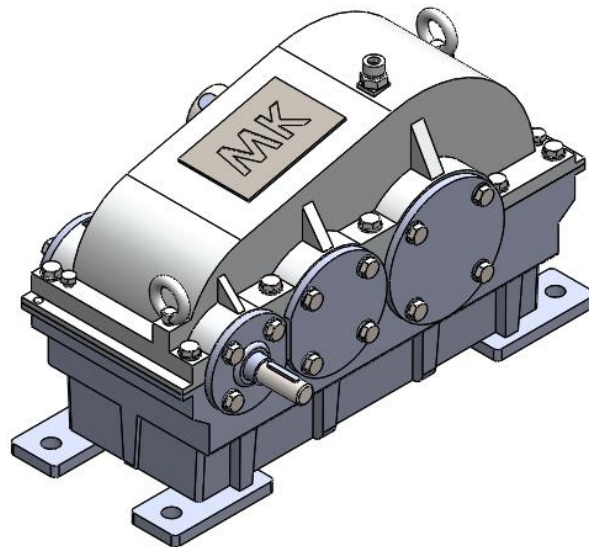
$$i_c = \frac{n_M}{n_k} = \frac{725}{21,19} = 34,214$$

$$i_{12} \approx 1,4 \cdot i_{34}$$

$$i_{12} = 6,916$$

$$i_{34} = 4,94$$

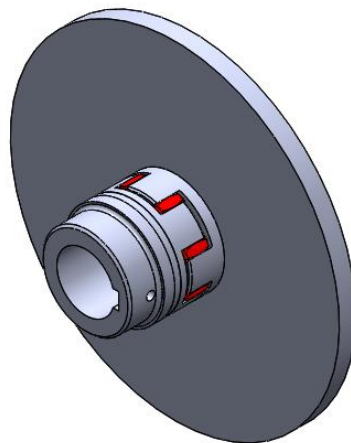
Jednotlivá soukolí sestávají z pastorků, které jsou přímo součástí hřídele a ozubených kol, která jsou na hřídel nasazena. Materiál ozubených kol i pastorků je cementovaná a kalená ocel 12 020. Kroutící moment je přenášen těsnými pery. Hřídele jsou uloženy v kuželíkových ložiskách do X. Skříň převodovky je odlita, skládá se ze dvou částí a je kromě dalšího opatřena olejoznakem, odvodušňovačem, výpustnou zátkou a kontrolním víkem. Svrchní část skříně je možné zavěsit pomocí dvojice závěsných ok.



Obrázek 10 - Dvoustupňová čelní převodovka

### 5.3. Pružná spojka s brzdovým kotoučem

Mezi elektromor a převodovku je umístěna pružná spojka s brzdovým kotoučem KTR ROTex SBAN 42.



Obrázek 11 - Spojka KTR ROTex SBAN

*Tab. 2 – Parametry pružné spojky [8]*

$D_{1max}$ [mm]	$D_{2max}$ [mm]	$L$ [mm]	$D_{bk}$ [mm]	$T_{bk}$ [mm]	$M_{s1}$ [Nm]
45	42	126	315	16	41

### 5.3.1. Výpočet spojky

Výpočtový moment spojky se stanoví jako

$$M_{vs1} = k_{ps} \cdot M_{kl}$$

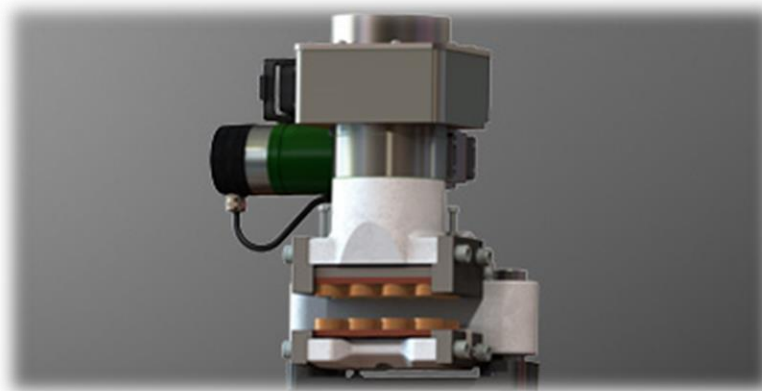
V tomto vzorci  $k_{ps}$  představuje provozní součinitel pružné spojky, který je dle ČSN 02 6208  $1,5 \div 1,7$ . Nicméně z rozměrových důvodů a omezené nabídky pružných spojek s brzdovým kotoučem byla pro výpočet použita hodnota provozního součinitele  $k_{s1} = 1,4$ .

Výsledný výpočtový moment pružné spojky tedy je

$$M_{vs1} = 1,4 \cdot 29 = 40,6 \text{ Nm} < M_{s1}$$

### 5.4. Brzda [8]

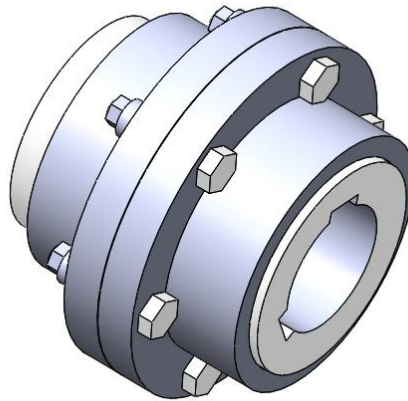
Pro navrhovaný případ byla zvolena stavěcí brzda KTR EMB-STOP XS-P-12-F. Brzda v klidovém stavu svírá kotouč vlivem sil od pružin. Uvolňována je elektromechanicky. Kompatibilita s brzdovým kotoučem je zaručena výrobcem. Spolu s tím je zaručen i potřebný brzdový moment.



Obrázek 12 - Brzda KTR EMB-STOP (dostupné z [https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Homepage/products/bremssysteme/400x210\\_emb\\_s\\_top\\_passiv\\_xs.jpg](https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Homepage/products/bremssysteme/400x210_emb_s_top_passiv_xs.jpg))

## 5.5. Pevná spojka

Hnací hřídel trakčního kotouče je s výstupním hřídelem převodovky spojen pevnou zubovou spojkou KTR GEARex FAB 20.



Obrázek 13 - Spojka KTR GEARex

Tab. 3 – Parametry pevné spojky [8]

$D_{1max}$ [mm]	$D_{2max}$ [mm]	$L$ [mm]	$M_{s2}$ [Nm]
80	80	141	3 500

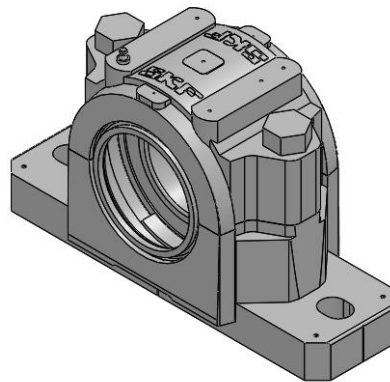
### 5.5.1. Výpočet spojky

Pro pevnou spojkou je provozní součinitel dle ČSN 02 6208  $k_{s1} = 1,5 \div 1,9$ . A tedy výsledný výpočtový moment pevné spojky

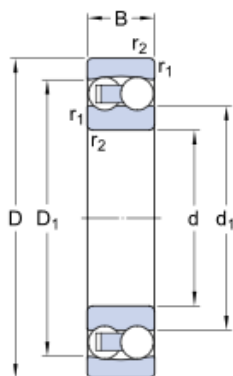
$$M_{vs2} = k_{s2} \cdot M_{kIII} = 1,9 \cdot 952 = 1\,808,8 \text{ Nm} < M_{s2}$$

## 5.6. Ložiska hřídele hnacího kotouče

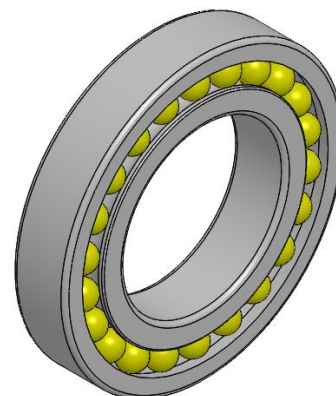
Hnací hřídel je uložen v dvouřadých naklápěcích kuličkových ložiskách 1216 SKF. Tento typ ložisek je konstruován pro přenášení velkých radiálních zatížení a dovoluje větší naklopení hřídele než běžná ložiska. Samotná ložiska jsou osazena v dělených stojatých ložiskových tělesech SKF SNL 216. Vzhledem k potřebě srovnání osové výšky byly použity podstavce, které rozdíl vyrovnávají. K rámu jsou obě tělesa připevněna dvojicí šroubů M20-130, sklon profilu rámu je kompenzován klínovou podložkou. Průchozí ložiskové těleso je na obou stranách opatřeno hřídelovým těsnícím kroužkem. Vlastní ložisko je tedy chráněno od nečistot a tím je zvýšena trvanlivost. Neprůchozí ložiskové těleso je opatřeno z jedné strany hřídelovým těsnícím kroužkem a z druhé tělesovým víkem.



Obrázek 14 - Ložiskové těleso SNL 216



Obrázek 16 - Dvouřadé  
kuličkové naklápěcí ložisko  
- SKF 1216



Obrázek 15 - Ložisko SKF 1216 -  
3D



*Tab. 4 – Parametry ložiska SKF 1216 [11]*

$d_L$ [mm]	$D_L$ [mm]	$B$ [mm]	$d_1$ [mm]	$D_1$ [mm]	$r_{1,2}$ [mm]	$C$ [kN]	$C_0$ [kN]
80	140	26	102	122,6	min. 2	39,7	17

### 5.6.1. Kontrola zvoleného ložiska a stanovení trvanlivosti

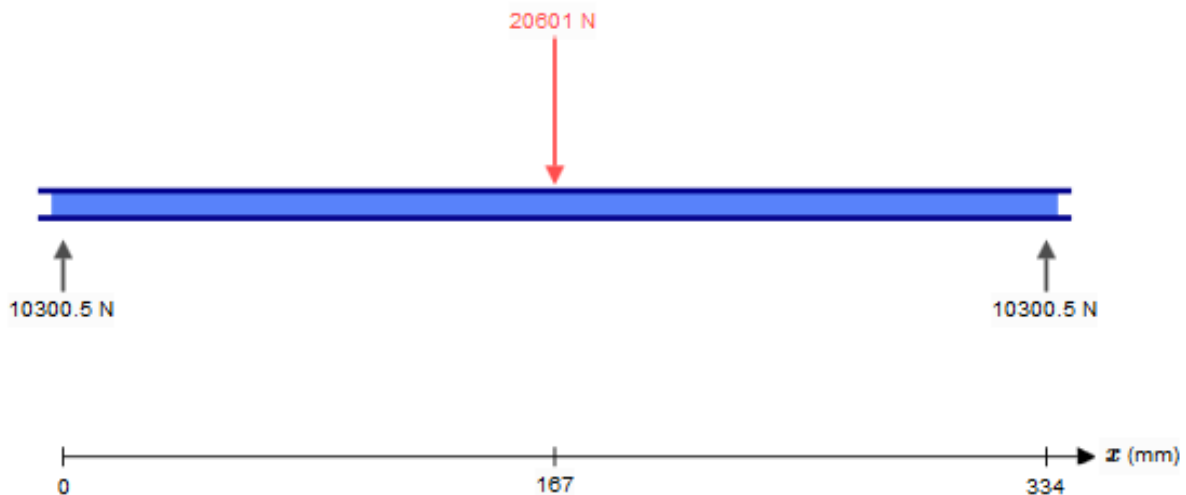
Vzdálenost mezi ložisky je vzhledem ke konstrukčnímu řešení rámu 334 mm. Zatížení ložisek vychází z hnacího kotouče a je v tomto případě čistě radiální a uprostřed mezi ložisky. Na zatížení se podílejí tíhové síly členů uvedených v následující tabulce.

*Tab. 5 – Hmotnosti zatěžujících členů*

	Obs. klec	Protizávaží	Kotouč	Lana	Hřídel	Suma
Hmotnost [kg]	860	700	470	25	27	<b>2 082</b>

Výsledná hmotnost je zakrouhlena a pro výpočet ložisek je uvažována tíhová síla  $F_g$  odpovídající 2100 kg. Vzhledem k symetrii budou reakce v ložiskách stejné.

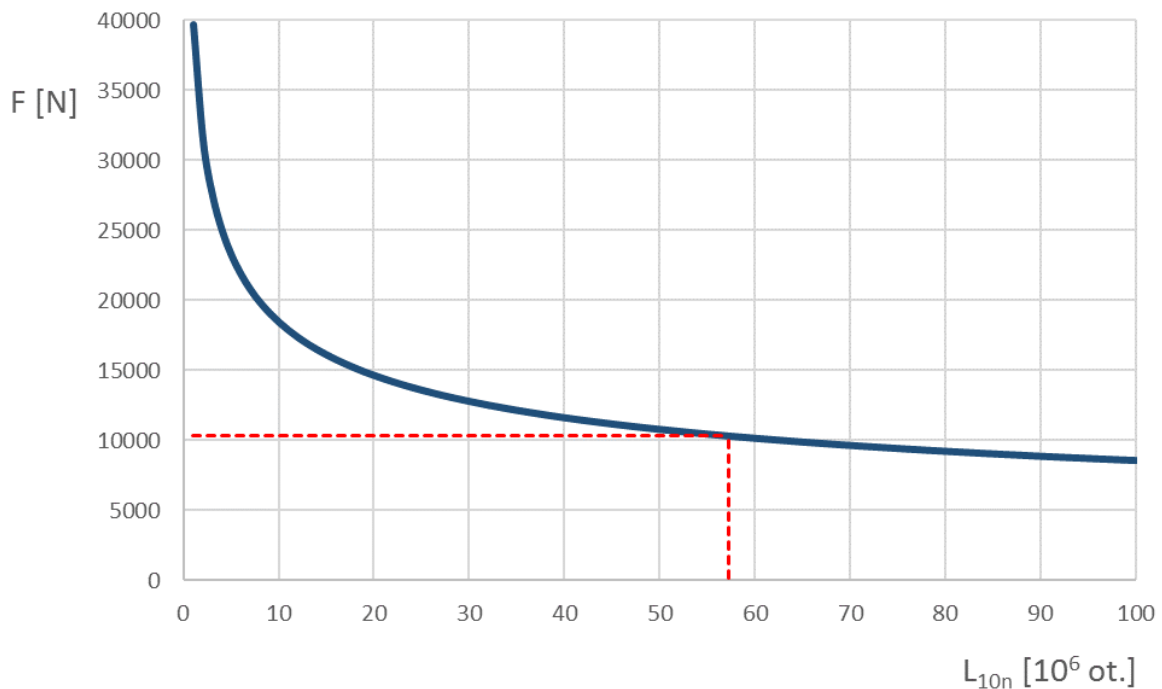
$$F_g = m_{celk} \cdot g = 2\,100 \cdot 9,81 = 20\,601 \text{ N}$$


*Obrázek 17 - Výpočtový model zatížení ložisek*

Základní trvanlivost ložisek v milionech otáček se stanoví dle následujícího vztahu. Exponent pro případ bodového styku valivých tělísek je  $m = 3$ .  $C$  značí základní dynamickou únosnost ložiska uvedenou výrobcem a  $F$  je zatížení ložiska, které v navrhovaném případě přímo odpovídá polovině celkového zatížení.

$$L_{10n} = \left(\frac{C}{F}\right)^m = \left(\frac{39\,700}{10\,300,5}\right)^3 \doteq 57,25 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

Přípustné zatížení zvoleného ložiska a jemu odpovídající trvanlivost v milionech otáček jsou znázorněny následující závislostí. Tmavě modrá souvislá čára zobrazuje popsanou závislost, červená přerušovaná značí navrhovaný případ.



Obrázek 18 - Závislost  $F(L_{10n})$  pro ložisko 1216 SKF

Z praktických důvodů je vhodnější uvést trvanlivost v hodinách, tu lze spočítat následovně.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_k} = \left(\frac{39\,700}{10\,300,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 21,19} = 45\,031,3 \approx 45\,000 \text{ h}$$

Při předpokládaném normálním provozu tedy vydrží navržená ložiska s 90% pravděpodobností nejméně 45 000 hodin. Obdobná hodnota byla stanovena i na základě výpočtu poskytovaného výrobcem, kdy byla uvažována provozní teplota 20 °C, ložiska zakrytá a použití běžného ložiskového maziva pro všestranné využití ve strojních zařízeních *NLG/ 2*.

Minimální zatížení ložiska lze v případě bodového styku stanovit ze vztahu:

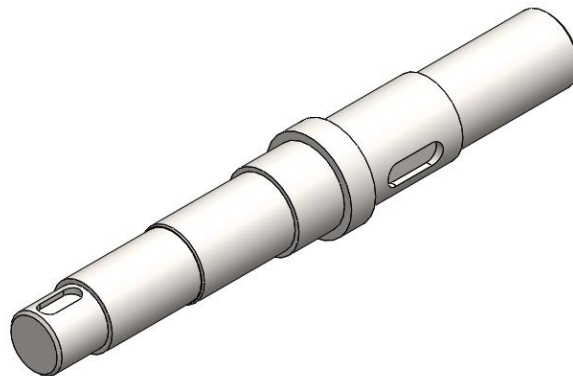
$$F_{min} = 0,01 \cdot C = 0,01 \cdot 39\,700 = 397 \text{ N} < F$$

### 5.6.2. Odhad trvanlivosti ložisek v letech provozu

Za předpokladu využití výtahu v obchodním středisku s například každodenní čtrnáctihodinovou otevírací dobou a poměrně frekventovanou dopravou, například 4 hodiny denně, by měla ložiska za předpokladu pravidelné údržby vydržet v provozuschopném stavu minimálně 30 let.

### 5.7. Hnací hřídel

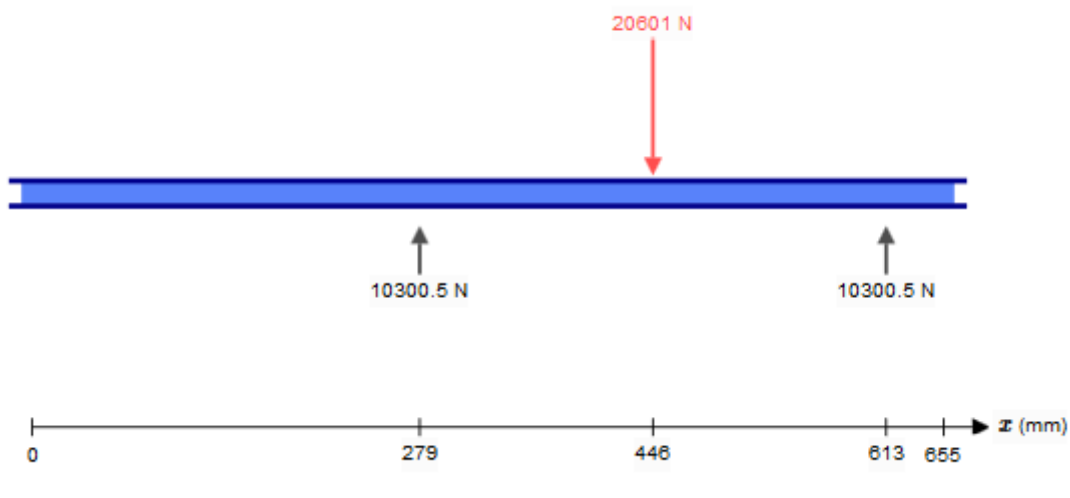
Na pevnou spojku na výstupu převodovky navazuje hnací hřídel na kterém je uložen hnací kotouč.



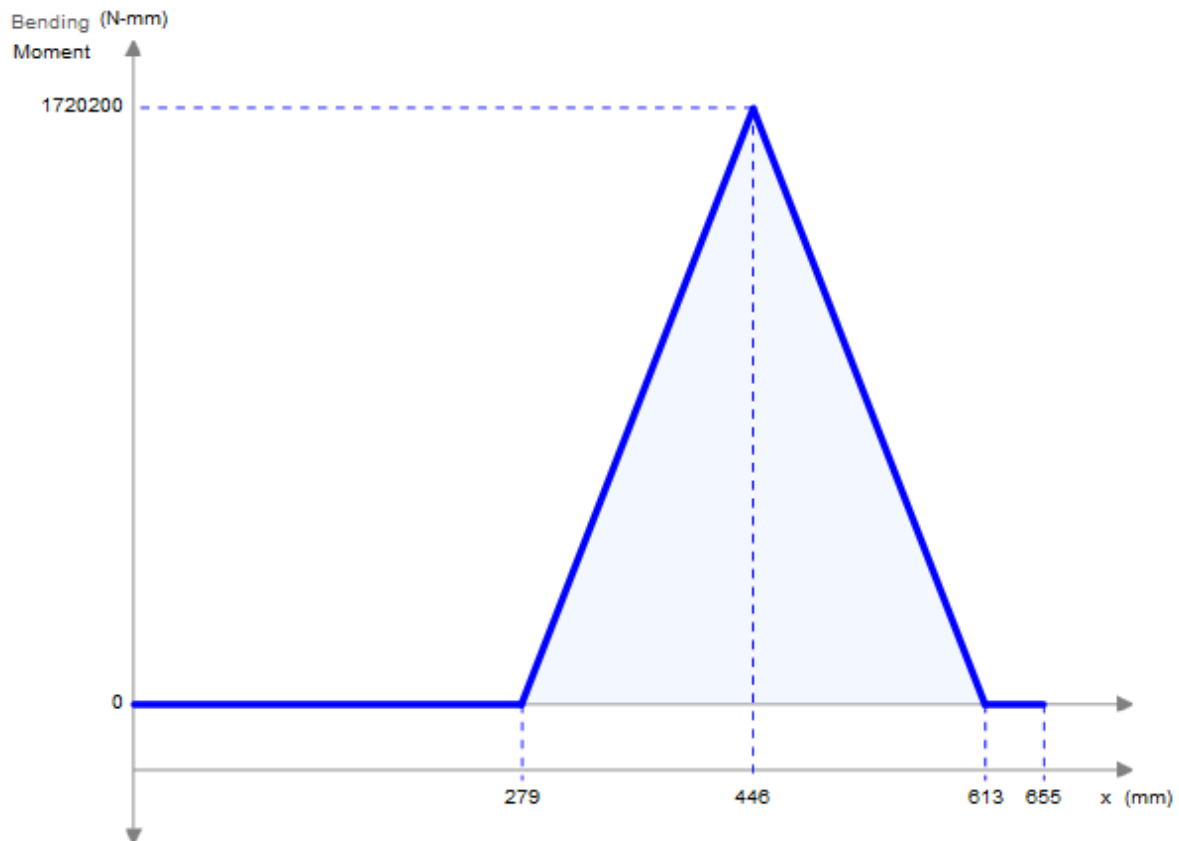
Obrázek 19 - Hnací hřídel

#### 5.7.1. Základní statická pevnostní kontrola hnacího hřídele

Hřídel je zatížen kroutícím momentem  $M_{kIII}$  a ohybovým momentem vyvolaným stejným zatížením, jako výše popsaná a kontrolovaná ložiska.



Obrázek 20 - Výpočtový model navrhovaného hřídele



Obrázek 21 - Průběh ohybového momentu na hřídeli

$$M_{kIII} = 952 \text{ Nm}$$

$$M_{o\max} = 1\,720,2 \text{ Nm}$$

Nyní lze stanovit redukovaný moment, dle hypotézy  $\tau_{\max}$  je  $\alpha = 2$ .

$$M_{ored} = \sqrt{M_{o\max}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_{kIII}\right)^2} = \sqrt{1\,720,2^2 + 952^2} \doteq 1\,966 \text{ Nm}$$

Vzhledem k průběhu momentu je hřídel kontrolována v místě extrému ohybového momentu, tedy na průměru 90 mm.

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{hr}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,09^3}{32} \doteq 7,15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{ored} = \frac{M_{ored}}{W_o} = \frac{1966}{7,15 \cdot 10^{-5}} \doteq 27,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Na základě těchto hodnot byl stanoven koeficient statické bezpečnosti  $k_{sh}$  [3].

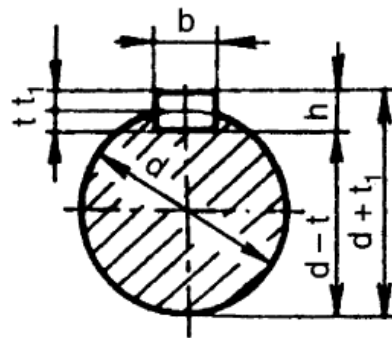
$$k_{sh} = \frac{\sigma_{Dh}}{\sigma_{ored}} = \frac{50}{27,5} = 1,8$$

### 5.8. Hnací kotouč

Hnací kotouč byl navrhován podrobněji v kapitole *Návrh lanového systému*, tato část je zaměřena na řešení přenosu kroutícího momentu z hřídele na kotouč pomocí těsného pera.

#### 5.8.1. Spojení hnací kotouč – hřídel, návrh těsného pera [2]

Průřez pera odpovídajícího průměru hřídele  $d = 90 \text{ mm} \rightarrow 25 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$  ( $b \times h$ )



Obrázek 22 - Průřez spojením (převzato z [2])

Kroutící moment  $M_{kIII} = 952 \text{ Nm}$

Maximální dovolený tlak na bocích per a drážky  $p_{pmax} = 80 \text{ MPa}$  [3]

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{kIII}}{d_{hr} \cdot h \cdot p_{pmax}}$$

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot 952 \cdot 10^3}{90 \cdot 14 \cdot 80} \doteq 37,8 \text{ mm}$$

$$l' = l'_a + b = 37,8 + 25 = 62,8 \text{ mm}$$

$$l_{\check{c}SN} = 70 \text{ mm}$$

$$l_a = l_{\check{c}SN} - b = 70 - 25 = 45 \text{ mm}$$

### 5.8.1.1. Kontrola pera na otláčení

$$p = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_{hr} \cdot h \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 952 \cdot 10^3}{90 \cdot 14 \cdot 45} \doteq \mathbf{33,6 \text{ MPa}} < p_{pmax}$$

### 5.8.1.2. Kontrola pera na stříh

Maximální dovolené napětí ve stříhu

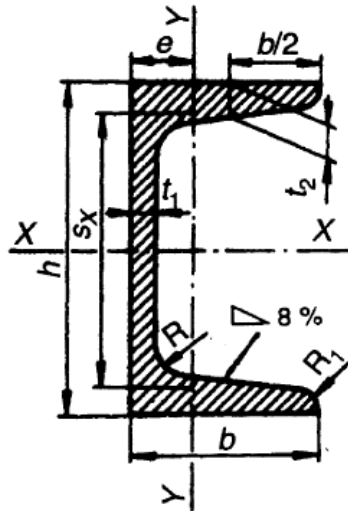
$$\tau_D = (60 \div 90) \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 952 \cdot 10^3}{90 \cdot 25 \cdot 45} \doteq \mathbf{18,8 \text{ MPa}} < \tau_D$$

Pro přenos kroutícího momentu vyhovuje těsné pero 25 x 14 x 70 ČSN 02 2562.

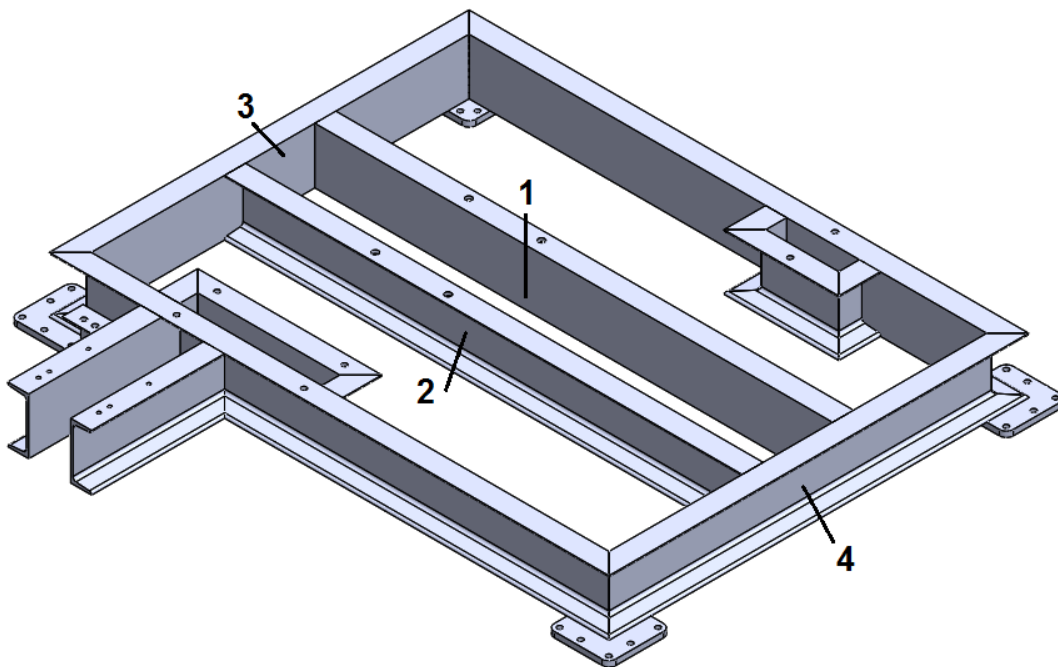
## 6. Návrh nosné konstrukce pohonu

Nosná konstrukce pohonu je svařena z tyčí průřezu U válcovaných za tepla z konstrukční oceli 11 373, konkrétně profil U 200.



Obrázek 23 - Rozměry U profilu (převzato z [2])

V příloze je k dispozici 3D studie řešení konstrukce rámu pohonu. Na následujícím obrázku je znázorněna konstrukce s označením částí, které je nutné podrobit pevnostní kontrole na ohyb. Na části 1 a 2 je přenášeno zatížení způsobené tíhovými silami klece, protizávaží, kotouče, lan a hřídele. Vzhledem k symetrii jsou obě části zatěžovány stejně, proto je při výpočtu uvažována pouze část 2. Zatížení je velikostí rovno reakci v ložisku, která je stanovena v kapitole *Návrh pohonu*.

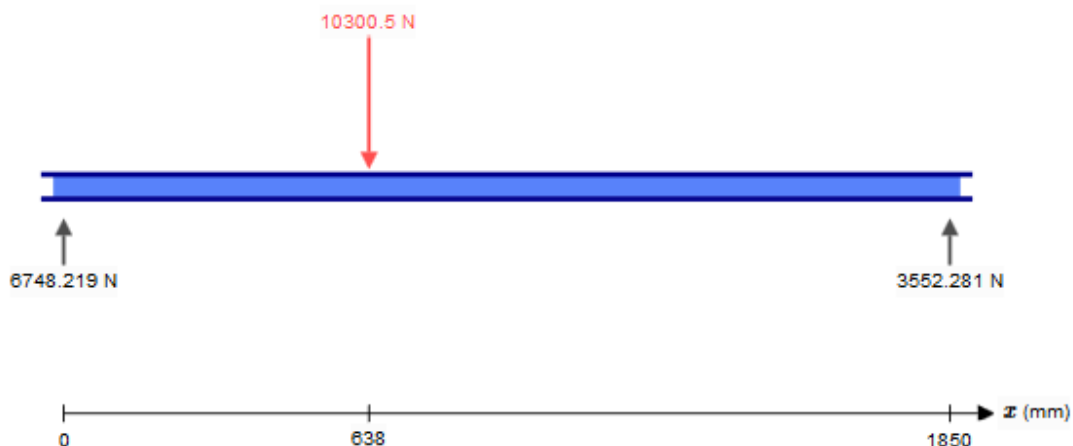


Obrázek 24 - Model nosné konstrukce výtahového stroje s vyznačením nejvíce zatěžovaných částí

Části 3 a 4 dle obr. 24 jsou z hlediska geometrie zatěžovány stejně, a to reakcemi vzniklými v podporách nosníků 1 a 2. Z obr. 24 je však zřejmé, že reakce na straně části 3 budou daleko větší (vzhledem k tomu, že působiště zatížení je k této součásti blíže), a proto je pevnostně kontrolována pouze část 3.

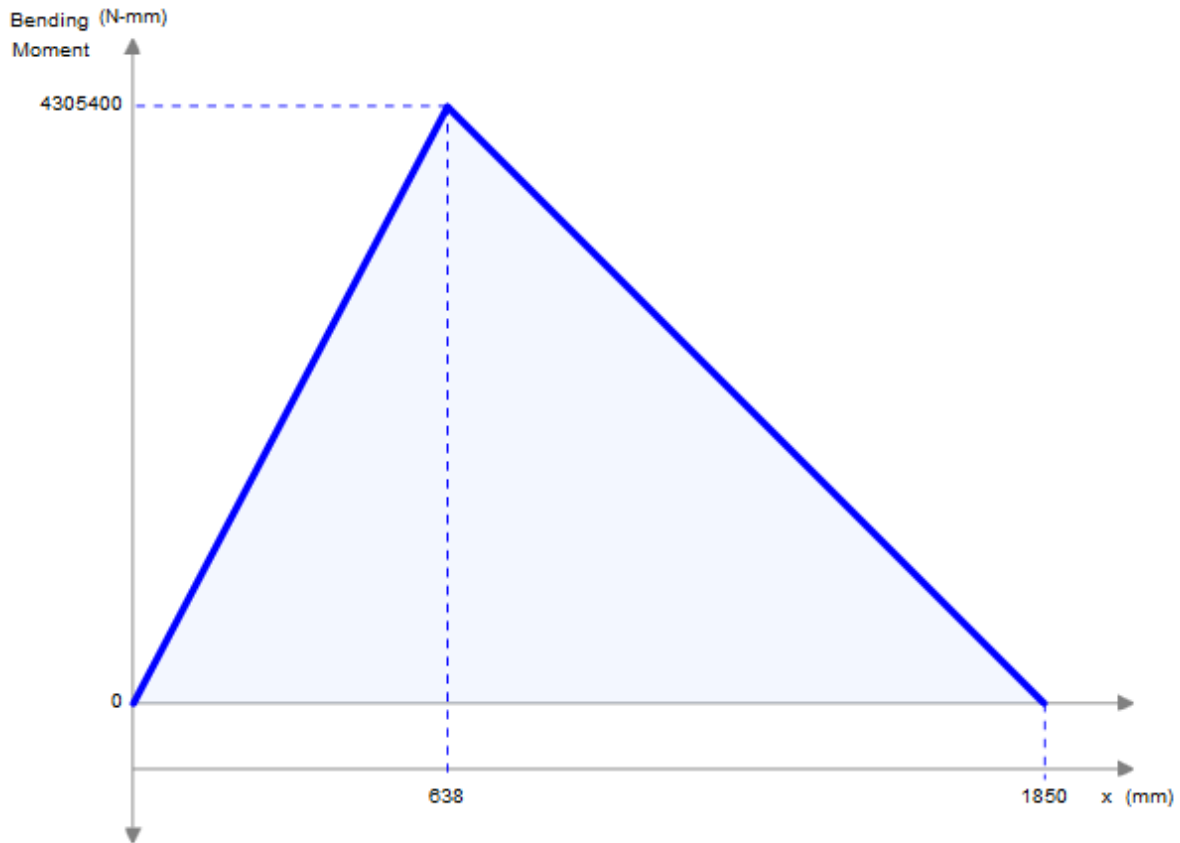
### 6.1. Pevnostní kontrola části „2“

Na následujícím schématu je zobrazen výpočtový model včetně svislého zatížení a již spočtených reakcí v podporách.



Obrázek 25 - Výpočtový model části "2"





Obrázek 26 - Průběh ohybového momentu na součásti 2

Dle obr. 26 je extrém ohybového momentu na součásti roven

$$M_{omax} = 4\,305,4 \text{ Nm}$$

Průřezový modul v ohybu pro použitý profil

$$W_{oU} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{75 \cdot 200^3 - 9 \cdot 182^3}{6 \cdot 200} = 4,547 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Mez kluzu pro ocel 11 373 je rovna [2]

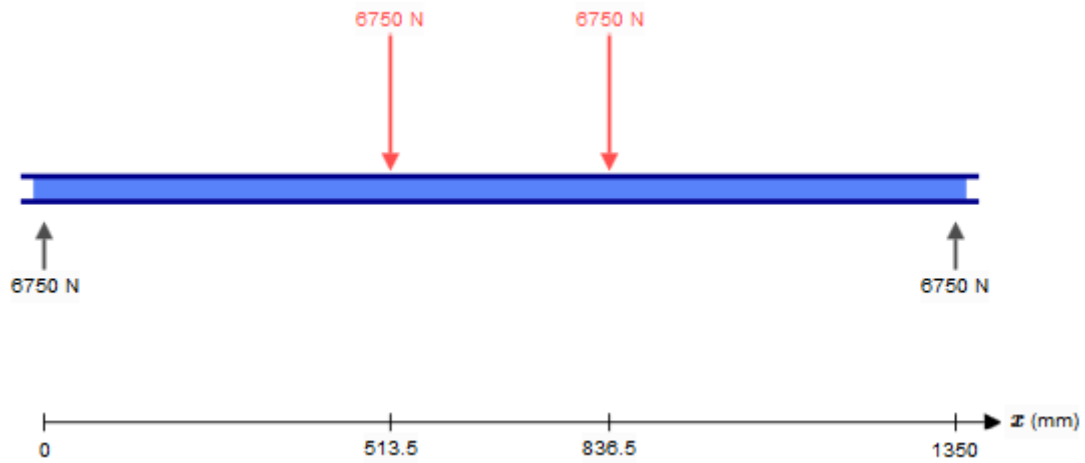
$$\sigma_k^{11\,373} = 186 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{W_{oU}} = \frac{4\,305,4}{4,547 \cdot 10^{-4}} \doteq 9,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

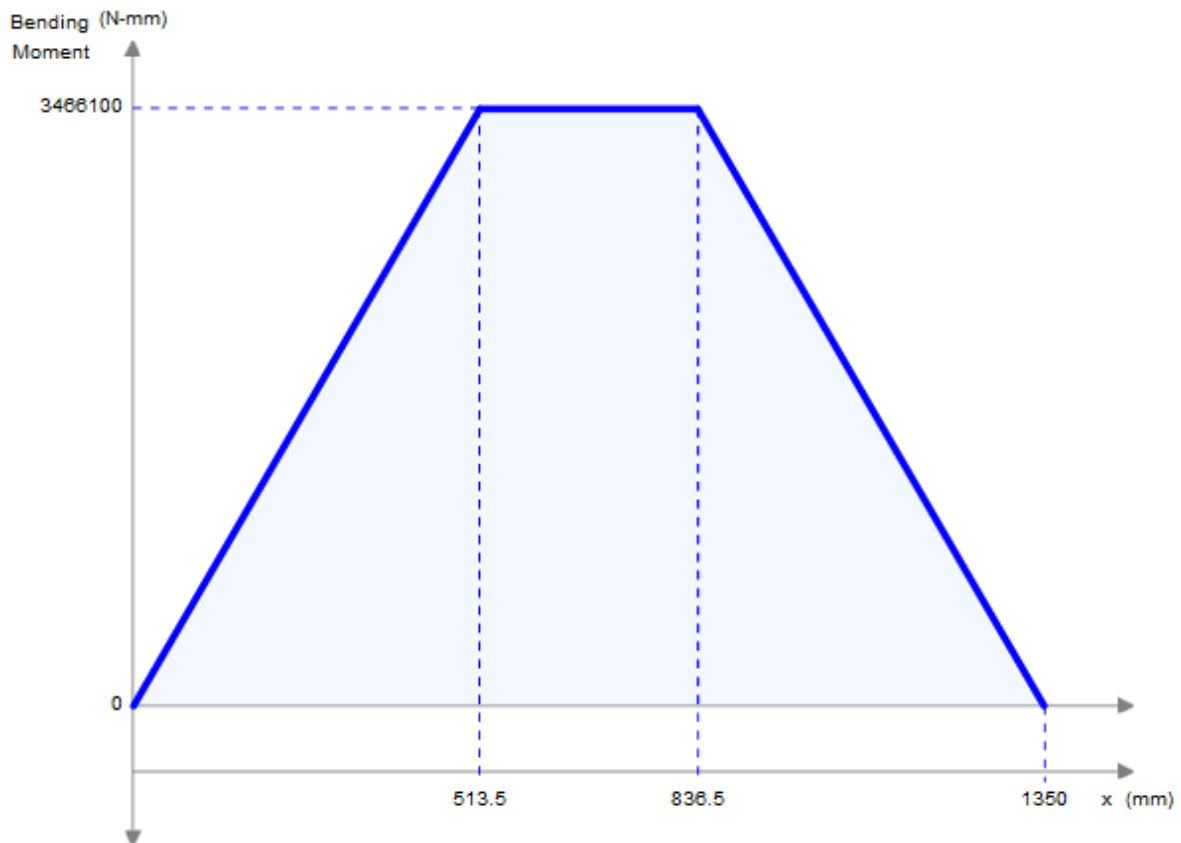
Z těchto hodnot lze stanovit koeficient bezpečnosti k mezi kluzu použitého materiálu.

$$k_U = \frac{\sigma_k^{11\,373}}{\sigma_{omax}} = \frac{186}{9,5} \doteq 19,5$$

## 6.2. Pevnostní kontrola části „3“



Obrázek 27 - Výpočtový model součásti "3"



Obrázek 28 – Průběh ohybového momentu na součásti "3"

$$M_{omax} = 3\,466,1 \text{ Nm}$$

$$W_{oU} = 4,547 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{W_{oU}} = \frac{3\,466,1}{4,547 \cdot 10^{-4}} \doteq 7,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_U = \frac{\sigma_k^{11\,373}}{\sigma_{omax}} = \frac{186}{7,6} \doteq 24,4$$

### 6.3. Zhodnocení

Pevnostně byly zkontrolovány součásti 2 a 3. Obě součásti pevnostní kontrole vyhověly, ohybové napětí je hluboko pod mezí kluzu. Ze symetrie tedy vyhoví i zbylé součásti. Vzhledem k zatížení by bylo možné volit profil daleko menší a využít materiálové vlastnosti ve větší míře. Nicméně z konstrukčních důvodů, zejména kvůli dostatečné šířce profilu, byl zvolen právě profil U 200. Zbylé části konstrukce jsou namáhány několikanásobně menšími tíhovými silami. Je zde řeč o převodovce, elektromotoru, brzdě a omezovači rychlosti. Vzhledem k tomuto faktu a použití stejného profilu již není třeba tyto součásti pevnostně kontrolovat.

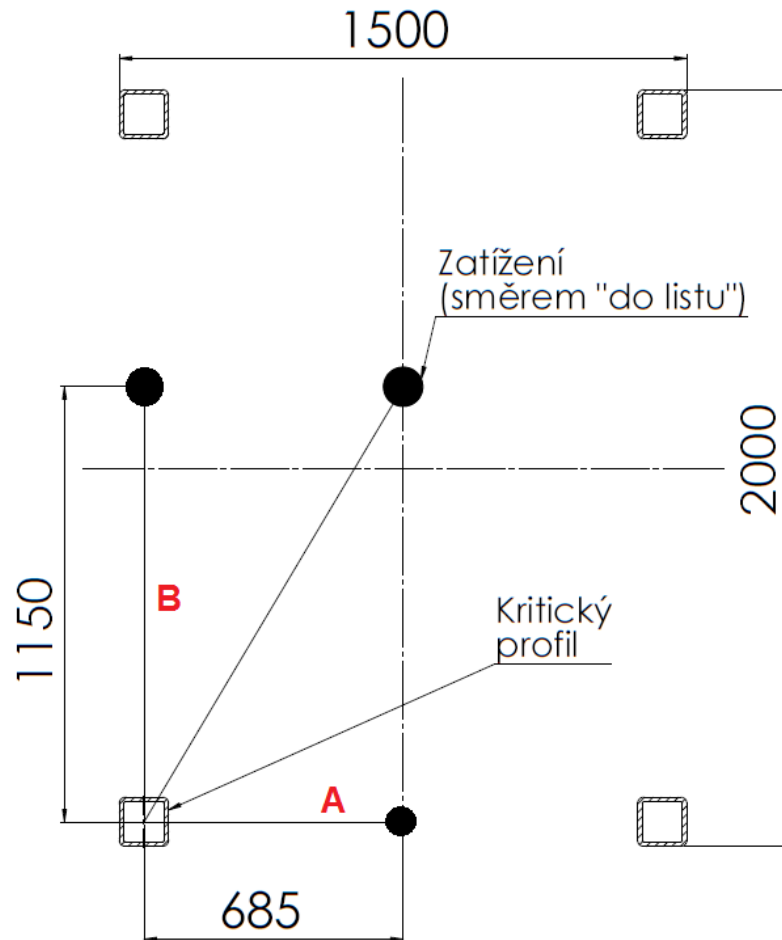
## **7. Návrh nosné konstrukce šachty**

Nosná konstrukce výtahu je řešena třemi hlavními částmi. Část spodní je v šachetní prohlubni a zasahuje do přízemního patra. Tuto část konstrukce lze spojit s univerzálním dílem nosné konstrukce, který dosáhne dalšího patra. Těchto dílů lze na sebe připojit více. Poslední částí je svrchní konstrukce, která zahrnuje i poslední patro. Na tuto konstrukci se již připojí sestava pohonu, včetně vlastní nosné konstrukce, která byla navrhována v předchozí kapitole. Spoje jsou rozebíratelné a všechny byly sjednoceny k použití stejných spojovacích prvků, liší se pouze počtem. Jedná se o šroub se šestihrannou hlavou dle ČSN EN ISO 4016 M16x70-8.8, jemu příslušná šestihranná matice ISO 4032 – M16 a podložka 17 ISO 7090-8. Vzhledem k velikosti jsou nosné konstrukce zobrazeny samostatně v příloze. Vlastní části, tedy spodní, svrchní a univerzální, jsou řešeny jako svařenec z bezešvých ocelových trubek čtvercového průřezu TR 4HR 130x12 dle ČSN 42 5720. Materiálem trubek je konstrukční ocel 11 523.

### **7.1. Základní pevnostní kontrola konstrukce šachty**

Při pevnostní kontrole bylo zatížení spolu s konstrukcí zjednodušeno. Konstrukce je namáhána především tíhovými silami. Konkrétně tíhou klece, protizávaží, lan, kompletní sestavy pohonu a nosné konstrukce pohonu. Při výpočtu byly pomocí 3D CAD softwaru odhadnuty souřadnice těžiště této soustavy. Jak vyplývá z obrázku 29, působíště zatížení se nachází v prostoru mezi čtyřmi svislými sloupy šachetní konstrukce a směřuje dolů. Zatížení je v tomto bodě nahrazeno osamělou silou o velikosti součtu dílčích tíhových sil.

Dále je uvažován nejvzdálenější svislý prvek a k němu je vztažena právě polovina celkového zatížení. Daný profil je kontrolován na kombinovaný ohyb ve dvou rovinách. Lze tedy říci, že pokud nejvzdálenější ze čtyř profilů bezpečně přenesou polovinu ohybového zatížení, zbylé tři pevnostní kontrole také vyhoví.



Obrázek 29 - Průřez svislou konstrukcí s vyznačením polohy zatížení (černý kruh) a vzdáleností od kritického profilu

V uvedené pevnostní kontrole nejsou uvažovány vodorovné příčky konstrukce, reálně je tedy napětí v profilech menší. Výsledný výpočtový model je tedy vetknutý nosník (na dně šachty) s osamělou silou na konci, která je mimo osu, tedy osamělým momentem. Takto je postupováno v obou rovinách (A a B) podle obr. 29.

Celková délka nosníku činí 15 310 mm a sestává ze spodní části šachty, dvou univerzálních částí a svrchní části. Tedy verze odpovídající zdvihu 10 500 mm.

## 7.2. Stanovení celkového zatížení

V následující tabulce je uveden přehled všech prvků, které se podílejí na celkovém zatížení svislé šachetní konstrukce. V rezervě jsou zahrnuty hmotnosti menších součástí a rezerva samotná.

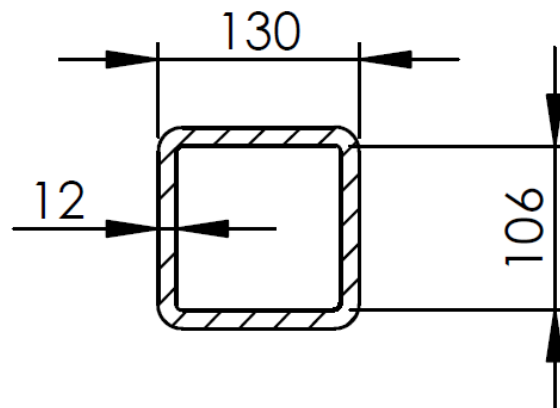
Tab. 6 – Přehled celkového zatížení

	Klec	Proti- závaží	Kotouč	Lana	Hřídel	Převo- dovka	Rám pohonu	Rezerva	Suma
<b><math>m_i</math> [kg]</b>	860	700	470	25	27	100	320	198	<b>2 700</b>

Celková tíhová síla je tedy

$$F_{g_{celk}} = m_{suma} \cdot g = 2\,700 \cdot 9,81 = 26\,487 \text{ N} \approx 26\,500 \text{ N}$$

### 7.3. Průřezové charakteristiky



Obrázek 30 - Průřez profilu

$$B = 130 \text{ mm}; b = 106 \text{ mm}$$

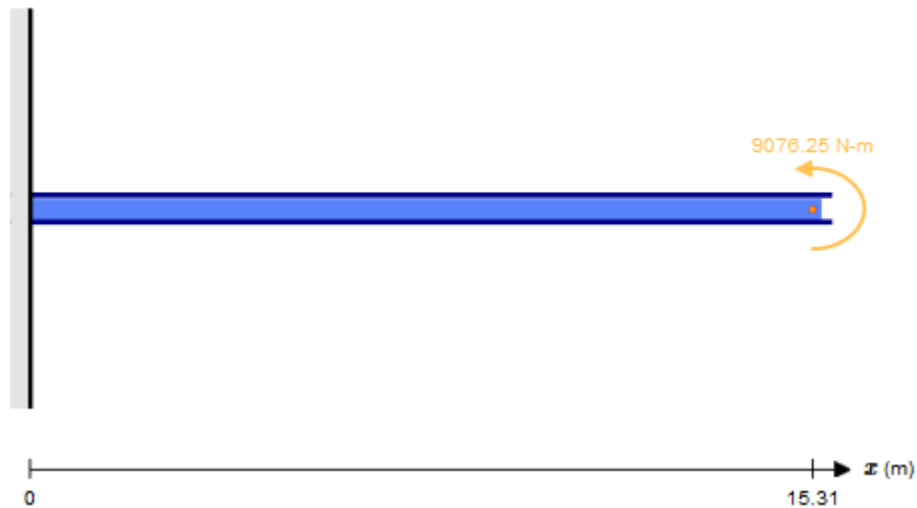
$$W_{o4HR} = \frac{B^4 - b^4}{6 \cdot B} = \frac{0,13^4 - 0,106^4}{6 \cdot 0,13} \doteq 2,043 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

### 7.4. Ohyb v rovině A

Nejprve je nutné stanovit velikost osamělého momentu na konci vetknutého nosníku, v tomto případě je rameno síly

$$r_a = 0,685 \text{ m}$$

$$M_A = \frac{F_{g_{celk}}}{2} \cdot r_a = \frac{26\,500}{2} \cdot 0,685 = 9\,076,25 \text{ Nm}$$



Obrázek 31 - Výpočtový model v rovině A - vetknutý nosník s osamělým momentem na konci



Obrázek 32 - Průběh ohybového momentu na nosníku v rovině A

$$M_{0max}^A = 9\,026,25 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o^A = \frac{M_{0max}^A}{W_{o4HR}} = \frac{9\,026,25}{2,043 \cdot 10^{-4}} \doteq 44,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

## 7.5. Ohyb v rovině B

Postup je analogický výpočtu v rovině A, nyní je uvažováno delší rameno síly.

$$r_b = 1,15 \text{ m}$$

$$M_B = \frac{F_{gcelk}}{2} \cdot r_b = \frac{26\,500}{2} \cdot 1,15 = 15\,237,5 \text{ Nm}$$



Obrázek 33 - Výpočtový model v rovině B - vetknutý nosník s osamělým momentem na konci



Obrázek 34 - Průběh ohybového momentu na nosníku v rovině B

$$M_{omax}^B = 15\,237,5 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o^B = \frac{M_{omax}^B}{W_{o4HR}} = \frac{15\,237,5}{2,043 \cdot 10^{-4}} \doteq 74,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$



## 7.6. Kombinovaný ohyb

$$\sigma_{red} = \sigma_o^A + \sigma_o^B = 44,2 + 74,6 = 118,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Mez kluzu použitého materiálu je [2]

$$\sigma_k^{11\,523} = 333 \text{ MPa}$$

Nakonec se stanoví koeficient bezpečnosti k mezi kluzu použitého materiálu.

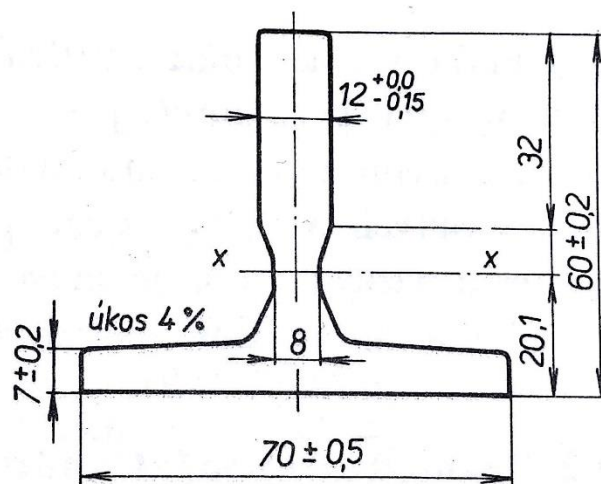
$$k_{ko} = \frac{\sigma_k^{11\,523}}{\sigma_{red}} = \frac{333}{118,8} \doteq 2,8$$

## 7.7. Zhodnocení

Vypočtená bezpečnost na kombinovaný ohyb je uspokojivá. Vzhledem ke značnému zjednodušení obecně velmi komplikovaného modelu, zanedbání horizontálních příček konstrukce, které tuhost zvyšují, a uvažování poloviny zatížení pro jeden profil, je možné konstatovat, že konstrukce pevnostně vyhoví.

## 7.8. Další vybavení výtahové šachty

Navrhovaná konstrukce je dále opatřena vodítky o šířce 70 mm a šířce břitu 12 mm, a to jak pro klec, tak pro protizávaží.



Obrázek 35 - Průřez vodítka (převzato z [1])

## 8. Závěr

Na začátku bakalářské práce byly stručně rozebrány možné konstrukční řešení výtahu spolu s popisem běžně používaných komponent výtahového celku. Zbytek závěrečné práce je věnován návrhu vybraného osobního elektrického výtahu. Konkrétně se jedná o výtah se strojovnou nad šachtou, jmenovitou rychlostí 1 m/s, nosností 320 kg, zdvihem 10,5 metru a pohonem trakčním kotoučem. Zdvih odpovídá třem vysokým patřům například v administrativní budově, obchodním centru či jeho správě. Avšak navrženou konstrukci výtahu je možné s menšími úpravami kombinovat.

Do základů se připevňuje spodní část šachetní konstrukce, na kterou lze připojit více částí univerzální části konstrukce. Na poslední univerzální část je připevněna část svrchní, na kterou přímo navazuje sestava s pohonem, tedy strojovna. Jednotlivé konstrukční dílce jsou navrženy jako svařenec z konstrukční oceli 11 523. Kromě konstrukce šachty byla také navržena nosná konstrukce pohonu. Rám pohonu je svařen z U-profilů z konstrukční oceli 11 373.

Dále byla provedena pevnostní kontrola obou celků. Jak nosné konstrukce šachty, tak nosné konstrukce vlastního pohonu výtahu. V obou případech bylo potřeba obecně složitý problém zjednodušit. Oba dva případy však pevnostní kontrole vyhověly se značnou rezervou.

Další část závěrečné práce je věnována návrhu vlastního pohonu. Ten je řešen asynchroním motorem, pružnou spojkou s brzdovým kotoučem a brzdou, převodovkou, pevnou spojkou, hnacím hřídelem a třecím kotoučem. Hřídel je na rámu uložen v ložiskových tělesech.

Kromě pohonu byl navržen také lanový systém výtahu. Na základě provedených výpočtů byla zvolena 4 ocelová lana vedená jednoduchým způsobem přes třecí kotouč umístěný nad strojovnou. V drážkách kotouče byl zkontrolován měrný tlak a lanový systém byl podroben kontrole na prokluz.

V neposlední řadě byly navrženy základní bezpečnostní prvky výtahu, mezi které patří omezovač rychlosti umístěný ve strojovně, zachycovače na vlastní kleci výtahu a nárazníky ve spodní části výtahové šachty, v tzv. prohlubni.

Dalším bodem práce bylo vytvoření 3D modelu a výkresu navrhovaného výtahu. Celý model byl navržen pomocí software SolidWorks 2014, stejně jako požadovaná výkresová dokumentace. Kromě výkresu celého výtahu je přiložen i výkres sestavy pohonu spolu s 3D studii navrhovaných konstrukcí. V rámci modelu byla věnována pozornost zejména pohonu a konstrukci. Některé ze zbylých komponent nejsou modelovány zcela do detailu z důvodu náročnosti výtahového celku. Kompletní model sestavení je přiložen v univerzálním formátu.

Závěrečná práce značně rozšířila autorovi obzory a znalosti jak v oblasti výtahové techniky, aplikování teoretických poznatků na konkrétní případy praxe, samotné konstrukce, tak i v práci se složitějšími celky v rámci 3D CAD software, proto autor shledává práci zejména pro sebe samotného přínosnou.

## 9. Seznam použité literatury

- [1] JANOVSÝ, Lubomír; DOLEŽAL, Josef. Výtahy a eskalátory, SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1980, Praha, 696 s.
- [2] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky, Albra – pedagogické nakladatelství, 2005, Úvaly, ISBN 80-7361-011-6
- [3] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel; ZÝMA, Jiří. PROJEKT – III. ročník, Vydavatelství ČVUT, 2005, ISBN 80-01-03205-1
- [4] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů – Mechanické převody, Vydavatelství ČVUT, 2003
- [5] ČSN EN 81-1+A3. Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů : Část 1: Elektrické výtahy. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. 176 s.
- [6] POSPÍCHAL, Jaroslav. Technické kreslení, Vydavatelství ČVUT, 2014, ISBN 978-80-01-05595-3
- [7] LM Metal Lift [online]. 2006 [cit. 2017-05-15].  
Dostupné z WWW: <http://www.metallift.cz/>
- [8] KTR [online]. 2017 [cit. 2017-03-20]  
Dostupné z WWW: <https://www.ktr.com/en/>
- [9] DYNATECH [online]. 2017 [cit. 2017-04-01]  
Dostupné z WWW: [http://www.dynatech-elevation.com/index\\_en.htm](http://www.dynatech-elevation.com/index_en.htm)
- [10] SIEMENS [online]. 2017 [cit. 2017-03-02]  
Dostupné z WWW: <https://www.siemens.com/cz/cz/home.html>
- [11] SKF [online]. 2017 [cit. 2017-03-05]  
Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>
- [12] FRONTIER COMPONENTS [online]. 2017 [cit. 2017-04-01]  
Dostupné z WWW: <http://www.frontier-components.com/>
- [13] BEAM CALCULATOR [online], 2017 [cit. 2017-06-05]  
Dostupné z WWW: <https://bendingmomentdiagram.com/>

## 10. Seznam obrázků

Obrázek 1 - Základní schéma .....	5
Obrázek 2 - Průřez lana Seal 6x19 .....	7
Obrázek 3 - Hnací lanový kotouč .....	8
Obrázek 4 - Profil klínové drážky .....	8
Obrázek 5 - Omezovač rychlosti Dynatech LBD – 200 .....	10
Obrázek 6 - Zachycovače Dynatech PR-2000-UD .....	11
Obrázek 7 - PU nárazník .....	11
Obrázek 8 - Schéma pohonu .....	12
Obrázek 9 - Elektromotor Siemens .....	13
Obrázek 10 - Dvoustupňová čelní převodovka .....	14
Obrázek 11 - Spojka KTR ROTex SBAN .....	14
Obrázek 12 - Brzda KTR EMB-STOP .....	15
Obrázek 13 - Spojka KTR GEARex .....	16
Obrázek 14 - Ložiskové těleso SNL 216 .....	17
Obrázek 16 - Ložisko SKF 1216 - 3D .....	17
Obrázek 15 - Dvouřadé kuličkové naklápěcí ložisko - SKF 1216 .....	17
Obrázek 17 - Výpočtový model zatížení ložisek .....	18
Obrázek 18 - Závislost $F(L_{10n})$ pro ložisko 1216 SKF .....	19
Obrázek 19 - Hnací hřídel .....	20
Obrázek 20 - Výpočtový model navrhovaného hřídele .....	20
Obrázek 21 - Průběh ohybového momentu na hřídeli .....	21
Obrázek 22 - Průřez spojením .....	22
Obrázek 23 - Rozměry U profilu .....	24
Obrázek 24 - Model nosné konstrukce výtahového stroje s vyznačením nejvíce zatěžovaných částí .....	25
Obrázek 25 - Výpočtový model části "2" .....	25
Obrázek 26 - Průběh ohybového momentu na součásti 2 .....	26
Obrázek 27 - Výpočtový model součásti "3" .....	27
Obrázek 28 - Průběh ohybového momentu na součásti "3" .....	27
Obrázek 29 - Průřez svislou konstrukcí s vyznačením polohy zatížení (černý kruh) a vzdáleností od kritického profilu .....	30
Obrázek 30 - Průřez profilu .....	31
Obrázek 31 - Výpočtový model v rovině A - vetknutý nosník s osamělým momentem na konci .....	32
Obrázek 32 - Průběh ohybového momentu na nosníku v rovině A .....	32
Obrázek 33 - Výpočtový model v rovině B - vetknutý nosník s osamělým momentem na konci .....	33
Obrázek 34 - Průběh ohybového momentu na nosníku v rovině B .....	33
Obrázek 35 - Průřez vodíta .....	34



## 11. Seznam tabulek

Tab. 1.: Parametry motoru .....	13
Tab. 2.: Parametry pružné spojky.....	15
Tab. 3.: Parametry pevné spojky .....	16
Tab. 4.: Parametry ložiska SKF 1216 .....	18
Tab. 5.: Hmotnosti zatěžujících členů .....	18
Tab. 6.: Přehled celkového zatížení .....	31

## 12. Seznam příloh

Příloha 1.: Výkres sestavy výtahu	
Příloha 2.: Výkres sestavy pohonu	
Příloha 3.: Kusovník sestavy výtahu	
Příloha 4.: Kusovník sestavy pohonu	
Příloha 5.: 3D studie rámu pohonu	
Příloha 6.: 3D studie šachetní konstrukce	
Příloha 7.: CD s modelem výtahu v univerzálním formátu, originálem výkresové dokumentace a elektronickou formou BP	

## 13. Seznam zkratk a symbolů

### Kapitola 2

$\omega_k$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost hnacího kotouče
$D_H$	[mm]	průměr hnacího kotouče
$H$	[m]	zdvih
$K$	[kg]	hmotnost klece
$M_K$	[Nm]	moment na hnacím kotouči
$n_K$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky hnacího kotouče
$P$	[kg]	hmotnost protizávaží
$P_K$	[W]	výkon na hnacím kotouči
$Q$	[kg]	nosnost výtahu
$R$	[N]	výslednice obvodových sil na kotouči
$R_H$	[mm]	poloměr hnacího kotouče
$T_1$	[N]	obvodová síla na kotouči od protizávaží
$T_2$	[N]	obvodová síla na kotouči od plné klece
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	nominální rychlost výtahu

### Kapitola 3

$d$	[mm]	průměr lana
$D_{Hmin}$	[mm]	minimální průměr hnacího kotouče
$f$	[-]	koeficient tření mezi lanem a klínovou drážkou
$k_{Lmin}$	[-]	minimální bezpečnost na přetržení lana
$k_p$	[-]	koeficient bezpečnosti na prokluz lana
$n$	[-]	počet lan
$N$	[N]	jmenovitá nosnost lana
$p_{dD}$	[MPa]	maximální dovolený měrný tlak v klínové drážce
$p_{dmax}$	[MPa]	maximální měrný tlak v klínové drážce
$\alpha$	[°]	úhel opásání
$\gamma$	[°]	úhel klínové drážky

### Kapitola 4

$N_Z$	[kg]	nosnost zachycovače
$v_{akt}$	[m · s <sup>-1</sup> ]	vybavovací rychlost omezovače rychlosti

### Kapitola 5

$\alpha$	[-]	výpočtový koeficient dle pevnostní hypotézy
$\eta_{12}$	[-]	účinnost prvního soukolí v převodovce (vstup)
$\eta_{34}$	[-]	účinnost druhého soukolí v převodovce (výstup)
$\eta_c$	[-]	celková účinnost
$\eta_k$	[-]	účinnost hnacího kotouče
$\sigma_{Dh}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	dovolené napětí v hřídeli

$\sigma_{ored}$	[N·mm <sup>-2</sup> ]	redukované ohybové napětí
$\tau_D$	[MPa]	dovolení napětí ve stříhu
$B$	[mm]	šířka ložiska
$b$	[mm]	šířka pera
$C$	[N]	základní dynamická únosnost ložiska
$C_0$	[N]	základní statická únosnost ložiska
$d_1$	[mm]	vnější průměr vnitřního kroužku ložiska
$D_1$	[mm]	vnitřní průměr vnějšího kroužku ložiska
$D_{1max}$	[mm]	maximální možný vstupní průměr spojky
$D_{2max}$	[mm]	maximální možný výstupní průměr spojky
$D_{bk}$	[mm]	průměr brzdného kotouče pružné spojky
$d_{HM}$	[mm]	průměr hřídele elektromotoru
$d_{hr}$	[mm]	průměr hřídele
$d_L$	[mm]	vnitřní průměr vnitřního kroužku ložiska
$D_L$	[mm]	vnější průměr vnějšího kroužku ložiska
$F$	[N]	zatížení ložiska
$F_{min}$	[N]	minimální zatížení ložiska
$h$	[mm]	výška pera
$i_{12}$	[-]	převod prvního soukolí převodovky (vstup)
$i_{34}$	[-]	převod druhého soukolí převodovky (výstup)
$i_c$	[-]	celkový převod převodovky
$k_{s1}$	[-]	provozní součinitel pružné spojky
$k_{s2}$	[-]	provozní součinitel pevné spojky
$k_{sh}$	[-]	koeficient statické bezpečnosti hřídele
$L$	[mm]	délka spojky
$l_a$	[mm]	předběžná výpočetní délka pera
$L_{10h}$	[h]	základní trvanlivost ložiska
$L_{10n}$	[10 <sup>6</sup> ot.]	základní trvanlivost ložiska
$l_a$	[mm]	výpočetní délka pera
$l_{\check{c}SN}$	[mm]	normalizovaná délka pera
$m$	[-]	výpočetní koeficient ložiska (typ styku tělísek)
$M_{kl}$	[Nm]	kroutící moment na vstupním hřídeli převodovky
$M_{kIII}$	[Nm]	kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky
$M_{kM}$	[Nm]	kroutící moment elektromotoru
$M_{omax}$	[Nm]	maximální ohybový moment
$M_{ored}$	[Nm]	redukovaný ohybový moment
$M_{s1}$	[Nm]	katalogový moment pružné spojky
$M_{s2}$	[Nm]	katalogový moment pevné spojky
$M_{vs1}$	[Nm]	výpočtový moment pružné spojky
$M_{vs2}$	[Nm]	výpočtový moment pevné spojky
$n_M$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky elektromotoru



$p$	[MPa]	tlakv peru při kontrole na otláčení
$P`_M$	[W]	předběžný výkon elektromotoru
$\rho_{pmax}$	[MPa]	maximální dovolený tlak na bocích drážky a pera
$r_{1,2}$	[mm]	příslušné radiusy ložiska dle obr. 16
$T_{bk}$	[mm]	šířka brzdného kotouče pružné spojky
$W_o$	[m <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu

### Kapitola 6

$\sigma_k^{11\ 373}$	[MPa]	mez kluzu oceli 11 373
$\sigma_{omax}$	[MPa]	maximální ohybové napětí
$B$	[mm]	šířka U-profilu
$b$	[mm]	vnitřní šířka U-profilu
$H$	[mm]	výška U-profilu
$h$	[mm]	vnitřní výška U-profilu
$k_U$	[-]	koeficient bezpečnosti U-profilu k mezi kluzu

### Kapitola 7

$\sigma_k^{11\ 523}$	[MPa]	mez kluzu oceli 11 523
$\sigma_o^A$	[MPa]	ohybové napětí v rovině A
$\sigma_o^B$	[MPa]	ohybové napětí v rovině B
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukované napětí kombinovaného namáhání
$B$	[mm]	vnější rozměr čtvercové trubky
$b$	[mm]	vnitřní rozměr čtvercové trubky
$F_{gcelk}$	[N]	celková tíhová síla dle tab. 6
$k_{ko}$	[-]	koeficient bezpečnosti kombinovaného ohybu k mezi kluzu
$M_{omax}^A$	[Nm]	maximální ohybový moment v rovině A
$M_{omax}^B$	[Nm]	maximální ohybový moment v rovině B
$M_A$	[Nm]	ohybový moment v rovině A
$M_B$	[Nm]	ohybový moment v rovině B
$m_{suma}$	[kg]	celková hmotnost dle tab. 6
$r_A$	[m]	rameno působení celkového zatížení k rovině A
$r_B$	[m]	rameno působení celkového zatížení k rovině B
$W_{o4HR}$	[m <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu čtvercové trubky