FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

# Ústav konstruování a částí strojů

# Návrh konstrukce jedno-sloupového zvedáku

# Design of Single Post Lift

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2018**

**Michal Divok**

**Studijní program:** B2341 Strojírenství
**Studijní obor:** 3901R051 Konstruování podporované počítačem
**Vedoucí práce:** Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh konstrukce jedno-sloupového zvedáku" vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 29. 06. 2018 Michal Divok …….

Podpis

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat zejména Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D. za vedení a odborné rady při tvorbě mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za trpělivost a podporu při studiu.

# ANOTAČNÍ LIST

| | |
|---|---|
| Jméno autora: | Michal Divok |
| Název BP: | Návrh konstrukce jedno-sloupového zvedáku |
| Anglický název: | Design of single post lift |
| Rok: | 2018 |
| Studijní program: | B2341 Strojírenství |
| Obor studia: | 3901R051 Konstruování podporované počítačem |
| Ústav: | Ústav konstruování a částí strojů |
| Vedoucí BP: | Ing. Roman Uhlíř, Ph.D. |
| Bibliografické údaje: | počet stran 50 |
| | počet obrázků 36 |
| | počet tabulek 5 |
| | počet příloh 2 |
| Klíčová slova: | zvedák automobilu, jedno-sloupový zvedák, šroubový mechanismus, návrh |
| Keywords: | car lift, single post lift, screw mechanism, design |
| Anotace: | Tato bakalářská práce se zabývá návrhem jedno-sloupového automobilového zvedáku. Obsahem teoretické části je rozdělení sloupových zvedáků podle pohonu a podle počtu sloupů. V praktické části jsou provedeny potřebné návrhové výpočty. Dále je zhotoven 3D model zvedáku a jeho výkresová dokumentace |
| Abstract: | This bachelor thesis deals with a design of a single post lift. The content of the theoretical part is the distribution of the post lifters by drive and by number of posts. In the practical part are concerned the necessary designs of calculation. Furthermore, there is also made 3D model of the lifter and its drawing documentation. |

# Obsah

**1. Úvod ..... 1**
**2. Literární rešerše sloupových zvedáků ..... 2**
2.1. Rozdělení podle druhu pohonu ..... 2
2.1.1. Elektromechanické ..... 2
2.1.2. Elektrohydraulické ..... 3
2.2. Rozdělení sloupových zvedáků podle počtu sloupů ..... 4
2.2.1. Jednosloupové ..... 4
2.2.2. Dvousloupové ..... 5
2.2.3. Čtyřsloupové ..... 7
**3. Návrh jednosloupového zvedáku ..... 9**
3.1. Volba parametrů zvedáku a konstrukce ..... 9
3.2. Návrh pohybového šroubu ..... 10
3.2.1. Návrh středního průměru závitu ..... 10
3.2.2. Výpočet úhlu stoupání $\gamma$, úhlu boku $\beta_n$ profilu a třecího úhlu $\varphi'$ ..... 11
3.2.3. Návrh výšky matice ..... 12
3.2.4. Kontrola otlačení činných závitů ..... 12
3.2.5. Určení účinnosti závitové dvojice ..... 13
3.2.6. Kontrola samosvornosti závitu ..... 13
3.2.7. Kontrola pohybového šroubu na vzpěr ..... 13
3.3. Návrh pohonu ..... 15
3.3.1. Výpočet rychlosti zdvihu a otáček šroubu ..... 15
3.3.2. Volba elektromotoru ..... 16
3.4. Výpočet převodu ozubeným řemenem ..... 17
3.4.1. Výpočet převodového poměru ..... 17
3.4.2. Výběr ozubeného řemene ..... 17
3.4.3. Návrh řemenic ..... 18
3.4.4. Návrh osové vzdálenosti ..... 19
3.4.5. Kontrola potřebného kroutícího momentu ..... 20
3.5. Návrh vedení ..... 20
3.6. Návrh a kontrola těsného pera na velké řemenici ..... 21
3.7. Kontrola hlavního ramene na namáhání ohybem ..... 23
3.8. Kontrola koutového svaru v uložení matice ..... 24
3.8.1. Namáhání smykové ..... 24

3.8.2. Namáhání ohybové ..... 25
3.8.3. Namáhání krutem ..... 25
3.8.4. Výpočet výsledného napětí ve svaru ..... 26
3.8.5. Ověření pevnostní podmínky ..... 27
3.9. Rozbor konstrukčního řešení ..... 27
3.9.1. Rám ..... 28
3.9.2. Zvedací rám ..... 29
3.9.3. Pohon ..... 32
3.9.4. Pohybová matice ..... 34
**4. Závěr ..... 36**
**Seznam použité literatury ..... 37**
**Seznam zkratek a symbolů ..... 39**
**Seznam obrázků ..... 42**
**Seznam tabulek ..... 43**
**Seznam příloh ..... 43**

# 1. Úvod

Automobilový zvedák slouží ke zvednutí vozidla do požadované výšky. Trh s těmito stroji nabízí velikou škálu zvedáků různých konstrukčních provedení. Přesto jsou nejčastější používanou variantou sloupové zvedáky, zejména jednosloupový a dvousloupový zvedák, které můžou být provedeny s elektromechanickým pohonem nebo elektrohydraulickým.

Elektromechanický pohon je proveden pomocí trapézového šroubu, po kterém se posouvá matice uložená ve vedení. Šroub je poháněn elektromotorem, přenos kroutícího momentu mezi elektromotorem a šroubem je zajištěn ozubeným řemenem.

Cílem této práce je návrh jedno-sloupového automobilového zvedáku s elektromechanickým pohonem. Konstrukce je provedena s ohledem na nízkou výrobní cenu a spolehlivou konstrukci. Jsou vypracovány návrhové výpočty zařízení, dále kontrolní výpočty vybraných uzlů. V programu Solid Edge je vytvořen model zvedáku a výkresová dokumentace sestavy jedno-sloupového zvedáku.

# 2. Literární rešerše sloupových zvedáků

Sloupové zvedáky jsou nepostradatelnými pomocníky v autoservisech i pneuservisech. Do této kategorie patří jednosloupový zvedák, dvousloupový zvedák a čtyřsloupový zvedák, které mají širokou škálu využití od běžného servisu automobilu až po měření a seřizování geometrie. Dále jsou používány jako parkovací, ty slouží pro navýšení parkovacích míst v garážích. Zvedáky dělíme na mobilní nebo stacionární, ty jsou kotveny do podlahy pomocí chemických kotev, v obou případech musí být stabilní. Z důvodu pohybu osob pod zvednutým břemenem jsou na ně kladeny vysoké bezpečností nároky, z tohoto důvodu jsou osazeny nezávislými mechanickými západkami v každém sloupu nebo speciálními ventily v pístech, které regulují případný pokles tlaku. Zvedáky dělíme podle pohonu na elektromechanické a elektrohydraulické. Dále je můžeme rozdělit podle konstrukce, a to podle počtu sloupů. [1]

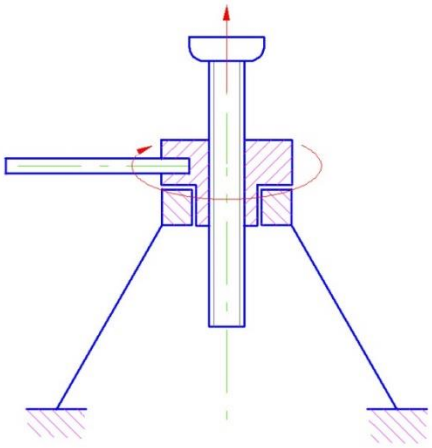
## 2.1. Rozdělení podle druhu pohonu

### 2.1.1. Elektromechanické

Elektromechanické zvedáky jsou považovány za kvalitnější, a to zejména díky robustní konstrukci. Tento typ zvedáku umožňuje nastavení výšky automobilu na milimetr přesně. Moderní mechanické zvedáky mají automatické mazání matice, což zajištuje bezúdržbový provoz. Nicméně nevýhodou těchto zvedáků je vyšší pořizovací cena, z důvodu náročnější konstrukce. V porovnání s elektrohydraulickými je jejich cena mnohonásobně vyšší. Stroje potřebují pravidelnou kontrolu a výměnu namáhaných částí, zejména bronzových matic. Největší nevýhoda těchto strojů je absence bezpečností pojistky, tzn. že zvedáky využívají jen samosvornosti šroubového mechanismu. Pokud nebude prováděná pravidelná kontrola, může automobil samovolně spadnout. [2]

Hlavní částí elektromechanického zvedáku je šroubový mechanismus (Obr. 1), který převádí otáčivý pohyb na přímočarý. Jeho výhody jsou jednoduchá konstrukce, levná výroba a možnost samosvornosti, nevýhody jsou vysoké tření a malá účinnost. Princip je takový, že se otáčí pohybový šroub uložený v ložiskách, po kterém se posouvá pohybová matice. Ta musí být uložena ve vedení, které brání v otáčení. Pohon pohybového šroubu je zajištěn elektromotorem, přenos kroutícího momentu z elektromotoru na pohybový

šroub je většinou proveden pomocí převodu ozubeným řemenem nebo řetězovým převodem. [3]

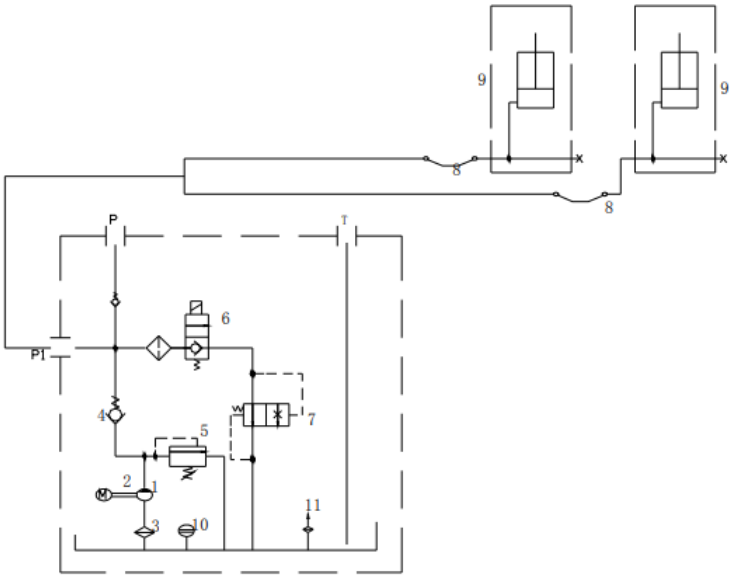


*Obr. 1.: Šroubový mechanismus [3]*

### 2.1.2. Elektrohydraulické

Elektrohydraulické zvedáky jsou cenově dostupnější, z důvodu méně technicky náročné výroby. Mají vyšší nosnost než zvedáky elektromechanické. Jejich veliká výhoda je vysoká bezpečnost, neboť ramena jsou zajištěna bezpečnostními zámky, díky tomu není zatěžována hydraulika, a to snižuje riziko pádu automobilu. Navíc mají tyto stroje nenáročný bezúdržbový provoz. [2]

Zvedák zdvihá automobil pomocí přímočarého hydromotoru, do kterého je pod tlakem přiváděn olej. Ten je čerpán z nádrže pomocí hydrogenerátoru, který je poháněn elektromotorem. Řízení zdvihu je zajištěno pomocí prvků hrazení průtoku a prvků řízení směru průtoku.




1- převodovka s čerpadlem, 2- motor, 3- olejový filtr, 4- zpětná klapka, 5- pojistný ventil, 6- magnetický ventil,
7- řídicí ventil průtoku v servopohonu, 8- hadice, válec, 10- měrka oleje, 11- vzduchový filtr

*Obr. 2.: Hydraulické schéma dvou-sloupového zvedáku [4]*

Popis funkce elektrohydraulického zvedáku (Obr. 2): po stisknutí tlačítka "NAHORU" je zapnut elektromotor pohánějící čerpadlo, které čerpá olej z nádrže přes zpětný ventil do hydromotorů a ty se začnou pohybovat. Zároveň pojistný ventil udržuje nastavený tlak v obvodu, při přetížení obvodu se ventil otevře a odpustí přebytečný tlak zpět do nádrže. Uvolněním tlačítka "NAHORU" se vypne elektromotor a tím se zvedák zastaví. Spuštění automobilu se provede tlačítkem "DOLU", které přestaví magnetický ventil do otevřené polohy a olej proudí z hydromotoru zpět do nádrže a zvedák se spouští dolu. Rychlost spouštění ovlivňuje řídící ventil průtoku v servopohonu. [4]

## 2.2. Rozdělení sloupových zvedáků podle počtu sloupů

### 2.2.1. Jednosloupové

Jednosloupové zvedáky jsou určené primárně pro menší dílny, kde není dostatek místa na jiný typ zvedáku. Jsou využívané pro údržbu vozidel a běžný servis, ale i jako parkovací (Obr. 3). Zvedáky disponují nosností až 2,5 tuny při malých zástavbových rozměrech. Jejich pohon je elektromechanický nebo

elektrohydraulický. Stroje můžou být stacionární, ty jsou ukotveny do země, anebo mobilní (Obr. 4), které jdou podle potřeby přemísťovat. [1] [5]

*Obr. 3.: Parkovací jednosloupový zvedák [6]*

*Obr. 4.: Mobilní jednosloupový zvedák [7]*

### 2.2.2. Dvousloupové

Jedná se o nejrozšířenější variantu zvedáků používaných v autoservisech a pneuservisech. Mají elektromechanický pohon nebo elektrohydraulický. Jejich maximální nosnost dosahuje hodnoty až 8 tun. Základní konstrukční rozdělení je podle propojení sloupů, a to s horním propojením, přejezdové (propojení

spodním rámem) a synchronizované (sloupy jsou synchronizovány pomocí senzorů). Dále jejich konstrukci dělíme podle délky ramen, která mohou být symetrická nebo asymetrická. Zvedáky jsou vhodné pro všechny servisní práce. [1] [2]

*Obr. 5.: Dvousloupový zvedák s horním propojením [8]*

*Obr. 6.: Dvousloupový zvedák s přejezdem [9]*

*Obr. 7.: Dvousloupový zvedák synchronizační [10]*

### 2.2.3. Čtyřsloupové

Díky své konstrukci mají tyto zvedáky největší zástavbové prostory, proto se dají použít jen tam, kde je pro ně dostatek místa. Jedná se o nejrobustnější variantu sloupových zvedáků s nosností až 20 tun. Tyto zvedáky mají širokou škálu využití, počínaje opravou dodávek či menších nákladních vozidel (Obr. 9), dále jako parkovací zvedáky (Obr. 8), až po variantu s nivelaci, která se používá pro měření a seřízení geometrie kol, kde se využívají pomocné mechanismy jako nůžkové přízdvihy celého vozidla (Obr. 10) a otočené plotny. Zvedáky jsou konstruovány s hydraulicko-lanovým převodem, kde souměrný zdvih zajištují nosná lana, anebo převodem elektromechanickým, který využívá šroubového mechanismu. V každém sloupu jsou bezpečností západky zajišťující bezpečnost zvedáku. Pro snadnou manipulaci se zvedákem bývají zvedáky vybaveny odnímatelným podvozkem se čtyřmi nezávislými koly. [1] [11]

*Obr. 8.:* Čtyřsloupový parkovací zvedák *[12]*

*Obr. 9.: Čtyřsloupový zvedák [13]*

*Obr. 10 .: Čtyřsloupový zvedák s přízdvihem [14]*

# 3. Návrh jednosloupového zvedáku

## 3.1. Volba parametrů zvedáku a konstrukce

Zvedák bude navržen pro zvedání osobních automobilů o maximální hmotnosti 2000 kg. Doba zdvihu automobilu bude 45 s. Maximální zdvih je zvolen 1900 mm. Shrnutí zvolených hodnot je v Tab. 1. Zvedák bude zkonstruován jako jedno-sloupový elektromechanický. Zdvihacím mechanismem bude šroubový mechanismus, jehož pohybový šroub bude poháněn elektromotorem. Přenos kroutícího momentu z elektromotoru na pohybový šroub bude zajištěn pomocí ozubeného řemene. Ukázka typového řešení jednosloupového zvedáku je na Obr. 11.

*Tab. 1.: Parametry jedno-sloupového zvedáku*

| Parametr | Veličina | Hodnota | Jednotky |
|---|---|---|---|
| Nosnost | m | 2000 | kg |
| Doba zdvihu | t | 45 | s |
| Maximální zdvih | h | 1900 | mm |

*Obr. 11.: Ukázka typového řešení jednosloupového zvedáku [15]*

## 3.2. Návrh pohybového šroubu

Pro návrh pohybového šroubu je potřeba určit osovou sílu Q. Síla bude zjištěna ze vzorce (1). Maximální hmotnosti automobilu m je 2000 kg a gravitační zrychlení g je rovno 9,81 m.s$^2$. Pro další výpočty bude počítáno se silou $Q_{BEZP}$ dle vzorce (2), která bude navýšena o koeficient bezpečnosti o hodnotě 1,4.

$$Q = m \,.\, g = \; 2000 \,.\, 9{,}81 = 19\,620\; N \tag{1}$$

$$Q_{BEZP} = Q \,.\; k = 2000 \,.\; 9{,}81 \,.\; 1{,}4 = 27\,468\; N \tag{2}$$

### 3.2.1. Návrh středního průměru závitu

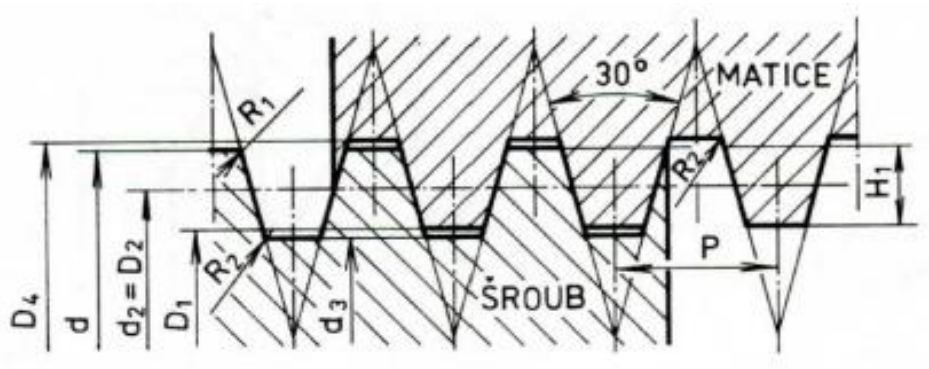
Z dovoleného otlačení v závitu je určen průměr $d_2$ dle vzorce (3). Materiálem pohybového šroubu je zvolena ocel C35, pro kterou platí $\sigma_{kt}$ = 285 N.mm$^{-2}$. Materiál matice bude bronz. Pro kombinaci ocel-bronz je počítáno s dovoleným tlakem v závitech $p_D$ = 10 MPa. Tato kombinace je výhodná zejména z důvodu nižšího tření mezi šroubem a maticí. Součinitel nosné výšky závitu $\psi_H$ je zvolen pro trapézový závit 0,5. Součinitel výšky matice $\psi_h$ bude 1,8. [16]

$$d_2' = \sqrt{\frac{Q}{\pi \,.\; \Psi_h \,.\; \Psi_H \,.\; p_d}} = \sqrt{\frac{27\,568}{\pi \,.\, 0{,}5 \,.\; 1{,}8 \,.\; 10}} = 31.23\; mm \tag{3}$$

Je zvolen rovnoramenný lichoběžníkový závit Tr (ČSN 01 4050). Z důvodu použití axiálního soudečkového ložiska, které má dle katalogu [17] nejmenší možný průměr díry 60 mm, musí být zvolen závit s nejmenším průměrem $d_2$ větším než 60 mm. Této podmínce vyhovuje závit Tr 75 x 10. Rozměry závitu jsou okótovány na Obr. 12 a jejich hodnota v Tab. 2. [16]

*Tab. 2.: Hodnoty rovnoramenného lichoběžníkového závitu Tr 75 x 10 (ČSN 01 4050) [16]*

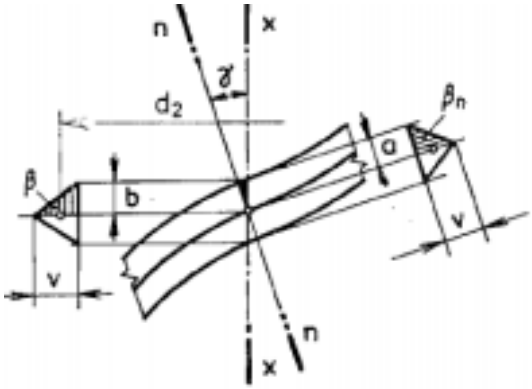
| **Velký průměr** | | **Rozteč** | **Střední průměr** | **Malý průměr** | | **Pracovní výška** | **Průřez jádra** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Šroubu | Matice | | | Šroubu | matice | | |
| d [mm] | $D_4$ [mm] | P [mm] | $D_2 = d_2$ [mm] | $d_3$ [mm] | $D_1$ [mm] | $H_1$ [mm] | $S_3$ [$mm^2$] |
| 75 | 76 | 10 | 70 | 64 | 65 | 5 | 3217 |




*Obr. 12.: Profil lichoběžníkového rovnoramenného šroubu s maticí [16]*

### 3.2.2. Výpočet úhlu stoupání γ, úhlu boku $\beta_n$ profilu a třecího úhlu φ´

Pro zvedák je výhodná samosvornost závitu. Samosvorné závity jsou jednochodé, proto volím počet chodů i=1. Pro trapézový závit je boční úhel závitu β=15°. Pro kombinaci materiálů ocel-bronz je volen součinitel tření f=0,08. Úhly závitu jsou zobrazeny na Obr. 13. [16]




*Obr. 13.: Popis úhlů na lichoběžníkovém závitu [16]*

$$tg\,\gamma = \frac{i\,.P}{\pi\,.d_2} = \frac{1\,.\,10}{\pi\,.\,70} => \gamma = 2{,}604° \tag{4}$$

$$tg\,\beta_n = tg\beta\,.\,cos\gamma = tg(15°)\,.\,\cos(2{,}604°) => \beta_n = 14{,}985° \tag{5}$$

$$tg\varphi' = \frac{f}{cos\beta_n} = \frac{0{,}08}{\cos(14{,}985°)} => \varphi' = 4{,}734° \tag{6}$$

### 3.2.3. Návrh výšky matice

Výška matice je spočtena dle vzorce (7). Z konstrukčních důvodů je zvolena výška matice 130 mm.

$$h_m = \Psi_h\,.\,d_2 = 1{,}8\,.\,70 = 126\,mm \tag{7}$$

$$z = \frac{h}{p} = \frac{126}{10} = 12{,}6 \tag{8}$$

Pro z > 8 je volen počet činných závitů $z_č$ = 10. [16]

### 3.2.4. Kontrola otlačení činných závitů

Závit musí splnit pevnostní podmínku v otlačení činných závitů dle vzorce (9). Provozní tlak p musí být menší než dovolená hodnota v otlačení $p_D$.

$$p = \frac{Q}{z_{č} \,.\, \pi \,.\, d_2 \,.\, H_1} \leq p_D \tag{9}$$

$$p = \frac{Q}{z_{č} \,.\, \pi \,.\, d_2 \,.\, H_1} = \frac{27\,468}{10 \,.\, \pi \,.\, 70 \,.\, 5} = 2{,}5\ MPa \leq P_d = 8\ MPa$$

Kontrolovaný závit vyhovuje pevnostním požadavkům.

### 3.2.5. Určení účinnosti závitové dvojice

Pro návrh celkového pohonu musí být známa účinnost závitového šroubu $\eta_š$. Účinnost je počítána při zdvihání automobilu dle vztahu (10). Účinnost pohybového šroubu je 35 %. [16]

$$\eta_š = \frac{P_{od}}{P_{př}} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi')} = \frac{tg(2{,}604°)}{tg(2{,}604° + 4{,}734°)} = 0{,}35 \tag{10}$$

### 3.2.6. Kontrola samosvornosti závitu

Pro zvolený jednochodý závit musí být ověřená podmínka samosvornosti vzorec (11). Závit bude samosvorný, je-li hodnota účinnosti při spouštění břemene $\eta_{šs}$ rovna nebo menší než nula.

$$\eta_{šs} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma - \varphi')} = \frac{tg(2{,}604°)}{tg(2{,}604° - 4{,}734°)} = -1{,}21 \tag{11}$$

Podmínka samosvornosti je splněna. Zvedák nebude muset mít pojistnou brzdu.

### 3.2.7. Kontrola pohybového šroubu na vzpěr

Ze vzorce (14) bude zjištěno, je-li nutná kontrola pohybového šroubu na vzpěr, která je pro hodnoty $\lambda > 40$ nutná. Poloměr setrvačnosti $i_x$ po kruhový průřez je zjištěn ze vztahu (12). Výpočtová vzpěrná délka šroubu $l_v$ se vypočítá pomocí vzorce (13). Pro uložení pohybového šroubu v ložiskách je součinitel vlivu uložení $\mu$ roven 1. [16]

$$i_x = \frac{d_3}{4} = \frac{64}{4} = 16\,mm \tag{12}$$

$$l_v = \mu\,.\,L = 1\,.\,1\,900 = 1\,900\,mm \tag{13}$$

$$\lambda = \frac{l_v}{i_x} = \frac{1\,900}{16} = 118{,}75 > 40 \Rightarrow nutná\ kontrola\ na\ vzpěr \tag{14}$$

Pro stanovení bezpečnosti ve vzpěru je $\lambda_m$ pro ocele s nižší pevností ($\sigma_m(\sigma_{pt})$ <500 N.mm$^{-2}$) rovno 105. Když je hodnota $\lambda$ větší než $\lambda_m$ počítá se v oblasti elastického vzpěru podle Eulera. Ze vzorce (15) je zjištěno kritické napětí $\sigma_E$. Dovolené napětí $\sigma_d$ se vypočítá vzorcem (16). Součinitel bezpečnosti ve vzpěru $k_V$ je vypočten podle vztahu (17). Hodnota součinitele musí být větší, než je hodnota minimálního součinitele ve vzpěru $k_{vmin}$ která je rovna 3,5. [16]

$$\sigma_E = \frac{\pi^2\,.\,E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2\,.\,2{,}1\,.\,10^5}{118{,}75^2} = 146{,}98\,MPa \tag{15}$$

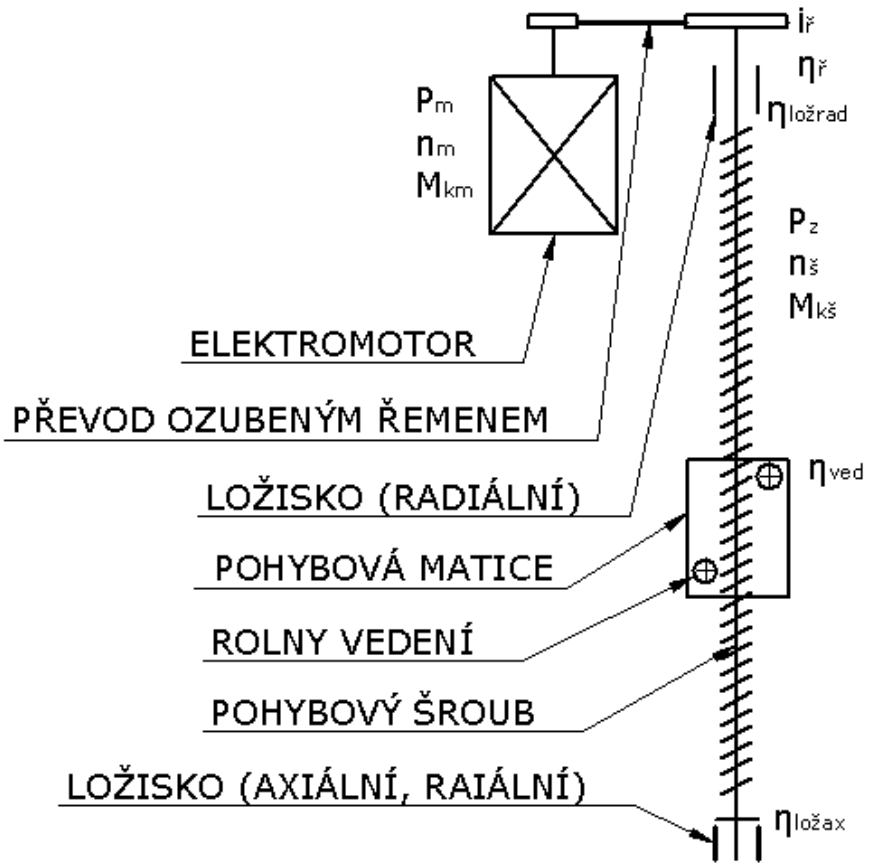
$$\sigma_d = \frac{Q}{S_3} = \frac{27\,468}{3\,217} = 8{,}53\,MPa \tag{16}$$

$$k_v = \frac{\sigma_E}{\sigma_d} = \frac{146{,}98}{8{,}53} = 17{,}23 \geq k_{vmin} = 3{,}5 \tag{17}$$

Součinitel ve vzpěru vyšel mnohonásobně vyšší než minimální hodnota. Šroub vyhovuje namáhání na vzpěr.

## 3.3. Návrh pohonu

Schéma pohonu zvedáku je naznačeno na Obr. 14.




*Obr. 14.: Schéma pohonu zvedáku*

### 3.3.1. Výpočet rychlosti zdvihu a otáček šroubu

Pro zvolený zdvih a čas zdvihu se stanoví rychlost zdvihu $v_z$ dle vzorce (18). Dále jsou určeny otáčky pohybového šroubu $n_š$ ze vzorce (19).

$$v_z = \frac{h}{t} = \frac{1900}{45} = 42{,}2\ mm.s^{-1} \tag{18}$$

$$n_š = \frac{v_z\ .\ 60}{i\ .\ P} = \frac{42{,}2\ .60}{1\ .\ 10} = 253{,}3\ min^{-1} \tag{19}$$

### 3.3.2. Volba elektromotoru

Návrh elektromotoru se provede zjištěním potřebného výkonu $P_z$ pro zvednutí automobilu ze vzorce (20). Výkon musí pokrýt ztráty jednotlivých částí pohonu (Obr. 14), hodnoty jejich účinností jsou uvedeny v Tab. 3. Výpočet potřebného výkonu elektromotoru $P'_m$ je ve vzorci (21). [16]

$$P_z = Q_{BEZP} \,.\, v_z = 27{,}468 \,.\; 42.2 = 1\,159{,}76\; W \tag{20}$$

*Tab. 3.: Rozpis účinností jednotlivých částí pohonu*

| Název | Index | Hodnota |
|---|---|---|
| Účinnost řemenového převodu | $\eta_ř$ | 0,95 |
| Účinnost radiálního ložiska | $\eta_{ložax}$ | 0,98 |
| Účinnost trapézového šroubu | $\eta_š$ | 0,35 |
| Účinnost vedení matice | $\eta_{ved}$ | 0,95 |
| Účinnost axiálního ložiska | $\eta_{ložrad}$ | 0,98 |

Vedení je zajištěno pomocí excentrických rolen, pro které bude uvažovaná účinnost $\eta_{ved}$ = 0,95.

$$P'_m = \frac{P_z}{\eta_c} = \frac{P_z}{\eta_ř \,.\, \eta_{ložax} \,.\, \eta_š \,.\; \eta_{ved} \,.\; \eta_{ložrad}} \tag{21}$$

$$P'_m = \frac{1\,159{,}76}{0{,}95 \,.\, 0{,}98 \,.\; 0{,}35 \,.\, 0{,}95 \,.\; 0{,}98} = 3\,794{,}82\; W$$

Podle vypočítaného výkonu $P'_m$ je zvolen asynchronní třífázový elektromotor, jehož parametry jsou v Tab. 4. Je vybrána varianta 6 pólového elektromotoru, která má menší otáčky, díky tomu nebude potřeba převodovka.

*Tab. 4.: Parametry asynchronního třífázového 6 pólového elektromotoru [18]*

| **Siemens 1LE1003-1CC22-2AA5-Z** | | | |
|---|---|---|---|
| **Výkon** | **Velikost** | **Otáčky** | **Moment** |
| **$P_m$ [kW]** | | **$n_m$ [min$^{-1}$]** | **$M_{km}$ [Nm]** |
| 4 | 132 M | 970 | 39 |

## 3.4. Výpočet převodu ozubeným řemenem

Přenesení kroutícího momentu z elektromotoru na pohybový šroub je zajištěno převodem ozubeným řemenem, který je výhodný zejména díky vysoké účinnosti, malým zástavbovým rozměrům, nízké hmotnosti a nevyžaduje mazání. [19]

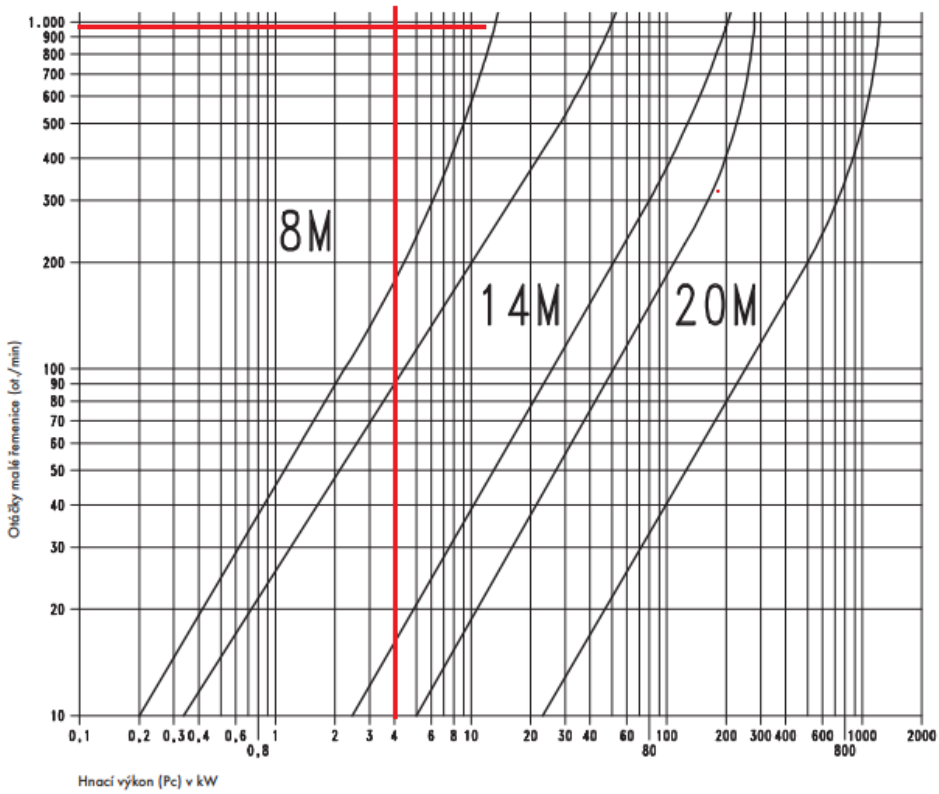
### 3.4.1. Výpočet převodového poměru

Předběžný převodový poměr ozubeným řemenem je určen dle vzorce (22).

$$i_{ř} = \frac{n_m}{n_š} = \frac{970}{253{,}3} = 3{,}83 \tag{22}$$

### 3.4.2. Výběr ozubeného řemene

Řemenový převod zvedáku přenáší relativně velký kroutící moment při nízkých otáčkách. Při tomto typu provozu je ideální volba řemene s metrickou roztečí HTD. Přesná velikost řemene je zjištěna z grafu (Obr. 15). Po odečtení výkonu motoru $P_m$=4 kW a otáček elektromotoru $n_m$=970 min$^{-1}$ vychází řemen HTD 8M [19] [20]




*Obr. 15.: Graf řemenu HTD [20]*

### 3.4.3. Návrh řemenic

Z konstrukčních důvodů se volí z katalogu [21] počet zubů malé řemenice $z_1$=24. Přes převodový poměr $i_ř$ se dopočítá počet zubů druhé řemenice $z_2$ dle vzorce (23). Ze vzorce (24) se zjistí skutečný převodový poměr ozubeného řemene.

$$z_2 = z_1 \,.\, i_ř = 24 \,.\, 3{,}83 = 91{,}92 \tag{23}$$

Je zvolena nejbližší hodnota počtu zubů z katalogu [21] $z_2$=90

$$i_{řs} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{24} = 3{,}75 \tag{24}$$

Ze vzorců (25), (26) jsou vypočteny průměry řemenic. [19]

$$d_{p1} = \frac{t\ .\ z_1}{\pi} = \frac{8\ .\ 24}{\pi} = 61{,}12\ mm \tag{25}$$

$$d_{p2} = \frac{t\ .\ z_2}{\pi} = \frac{8\ .\ 90}{\pi} = 229{,}18\ mm \tag{26}$$

### 3.4.4. Návrh osové vzdálenosti

Návrh je proveden vypočítáním úhlu opásání řemene β ze vzorce (27). Dále je zjištěna předběžná délka ozubeného řemene $L_p$ dle vzorce (28). Z katalogu je zvolena nejbližší délka řemene L. Pro první návrh je zvolena předběžná osová vzdálenost $C_p$, její hodnota je z konstrukčních důvodů 300 mm. [22]

$$\beta_{\check{r}} = 2\ .\arccos\left(\frac{d_{p2} -\ d_{p1}}{2\ .\ C_p}\right) = 2\ .\arccos\left(\frac{229{,}18 -\ 61{,}12}{2\ .\ 300}\right) = 2{,}57\ ° \tag{27}$$

$$L_p = 2\ .C_p\ .sin\frac{\beta_{\check{r}}}{2} + \frac{\pi}{2}\left[d_{p2} + d_{p1} + \left(1 - \frac{\beta_{\check{r}}}{180}\right)(d_{p2} - d_{p2})\right] \tag{28}$$

$$L_p = 2\ .300\ .sin\frac{2{,}57}{2} + \frac{\pi}{2}\left[229{,}18 + 61{,}12 + \left(1 - \frac{2{,}57}{180}\right)(229{,}18 - 61{,}12)\right]$$

$$L_p = 1029{,}78\ mm$$

Z katalogu ozubených řemenů [22] se určí délka řemene L=1040 mm.

$$C = \frac{1}{2}\cdot\ \frac{1}{sin\frac{\beta_{\check{r}}}{2}}\left(L - \frac{\pi}{2}\left[d_{p2} + d_{p1} + \left(1 - \frac{\beta_{\check{r}}}{180}\right)(d_{p2} - d_{p1})\right]\right) \tag{29}$$

$$C = \frac{1}{2}\cdot\ \frac{1}{sin\frac{2{,}57}{2}}\left(1040 - \frac{\pi}{2}\left[229{,}18 + 61{,}12 + \left(1 - \frac{2{,}57}{180}\right)(229{,}18 - 61{,}12)\right]\right)$$

$$C = 305{,}32\ mm$$

Osová vzdálenost vychází dle vzorce (29) C=305,32 mm.

### 3.4.5. Kontrola potřebného kroutícího momentu

Kontrola potřebného kroutícího momentu na elektromotoru $M'_{km}$ je provedena dle vzorce (30). Vypočtený kroutící moment musí být menší, než je kroutící moment elektromotoru $M_{km}$.

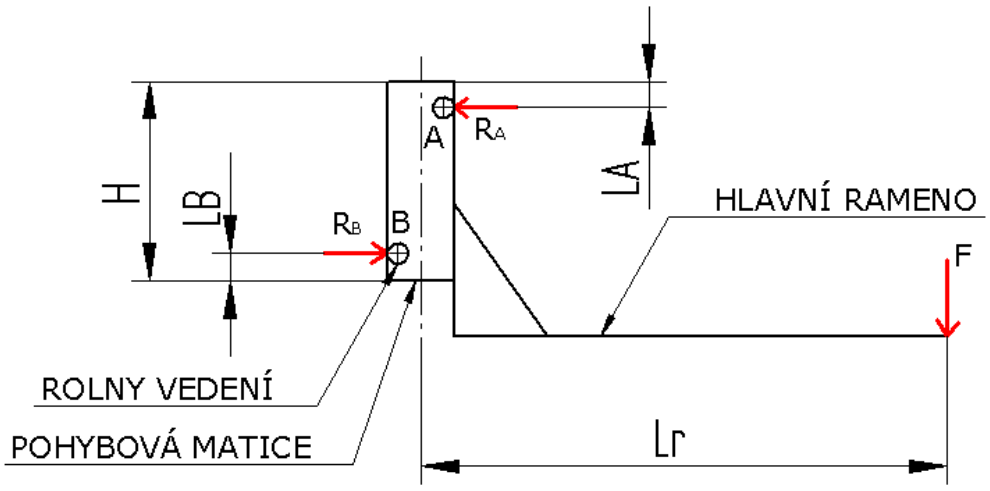
$$M'_{km} = \frac{M_{k\check{s}}}{i_{\check{r}} \,.\, \eta_{\check{r}}} = \frac{Q_{BEZP} \frac{d_2}{2} tg(\gamma + \varphi')}{i_{\check{r}} \,.\, \eta_{\check{r}}} \leq M_{km} \tag{30}$$

$$M'_{km} = \frac{27\,468 \,.\, \frac{70}{2} \,.\, tg(2{,}604 + 4{,}734)}{3{,}75 \,.\, 0{,}95} = 34\,751{,}93 \leq M_{km} = 39\,000\ Nmm$$

Provedená kontrola vyhovuje.

## 3.5. Návrh vedení

Matice pohybového šroubu musí být uložena ve vedení, které bude zachycovat klopný moment od síly F na rameni Lr. Uvažuje se působení síly v polovině hlavního ramena. Vedení je navrhnuto pomocí vodících rolen, které jsou uloženy v místech A a B (Obr. 16). Z důvodu poddajnosti vedení se klopný moment z 80 % zachytí ve vedení a zbylých 20 % zachytí ložiska pohybového šroubu. Z rovnice rovnováhy momentu dle vzorce (31) je určena velikost reakcí $R_A$ a $R_B$. Rozměry pro výpočet jsou uvedeny v Tab. 5.




*Obr. 16.: Silové schéma vedení*

*Tab. 5.: Tabulka hodnot vedení*

| Index | Hodnota | Jednotky |
|---|---|---|
| F=Q | 19 620 | N |
| Lr | 1 267 | mm |
| H | 350 | mm |
| LA | 50 | mm |
| LB | 50 | mm |

$$M_B: F\,.Lr\,.0{,}8 - R_A\,.(H - LB - LA) = 0 \tag{31}$$

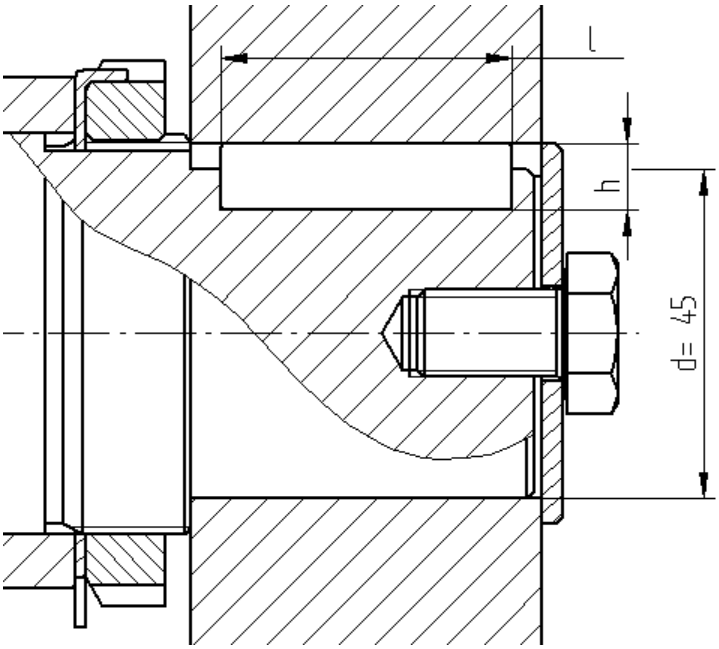
$$R_A = \frac{Q.Lr\,.0{,}8}{H - LB - LA} = \frac{19\,620\,.\ 1\,267\,.0{,}8}{350 - 50 - 50} = 79\,547{,}33\ N$$

$$R = \frac{R_{A/B}}{2} = \frac{79\,547{,}33}{2} = 39\,773{,}66\ N \tag{32}$$

Uložení rolen v pohybové matici je symetrické, proto $R_A$ se rovná $R_B$. Pro každou reakci náleží dvě rolny, proto je počítáno radiální zatížení jedné rolny R dle vzorce (32). Z důvodu možných rázů při provozu zvedáku je volena rolna podpůrná excentrická HPCE76-1 s maximálním radiálním zatížením 89 000 N z katalogu [23], tato volba navyšuje koeficient bezpečnosti vedení na hodnotu větší než 2.

## 3.6. Návrh a kontrola těsného pera na velké řemenici

Pro přenos kroutícího momentu z velké řemenice na pohybový šroub je zvoleno spojení náboje s hřídelem pomocí těsného pera. Z tabulek [24] je pro průměr hřídele pod řemenicí d= 45 (Obr. 17) zvoleno těsné pero 14x9. Nejdříve se určí kroutící moment na velké řemenici $M_{křem}$ dle vzorce (33), který dodává elektromotor přes řemenový převod. Délka pera l' je vypočítána dle vzorce (34). Hodnota dovoleného otlačeni $p_d$ je pro ocelový náboj 120 MPa. K vypočtené délce se přičte šířka pera b (35). Dále se zvolí nejbližší normalizovaná délka pera l. Pero je kontrolováno na střih dle vzorce (37), kde se počítá s délkou pera $l_a$ vypočtenou dle vzorce (36). Hodnota dovoleného napětí ve střihu $\tau_d$ je zvolena 60 MPa. [24] [25]




*Obr. 17.: Uložení těsného pera*

$$M_{křem} = M_{km} \,.\, i_{ř} \,.\, \eta_{ř} = 39\,000 \,.\, 3{,}75 \,.\, 0{,}95 = 138\,937{,}5\ Nmm \tag{33}$$

$$l' \geq \frac{4 \,.\, M_{křem}}{p_D \,.\, h \,.\, d} \geq \frac{4 \,.\, 138\,937{,}5}{120 \,.\, 9 \,.\, 45} \geq 11{,}44\ mm \tag{34}$$

$$l = l' + b = 11{,}44 + 14 = 25{,}44\ mm \tag{35}$$

Dle tabulek [24] je zvolena nejbližší normalizovaná délka těsného pera $l_{(ČSN)}$= 40 mm.

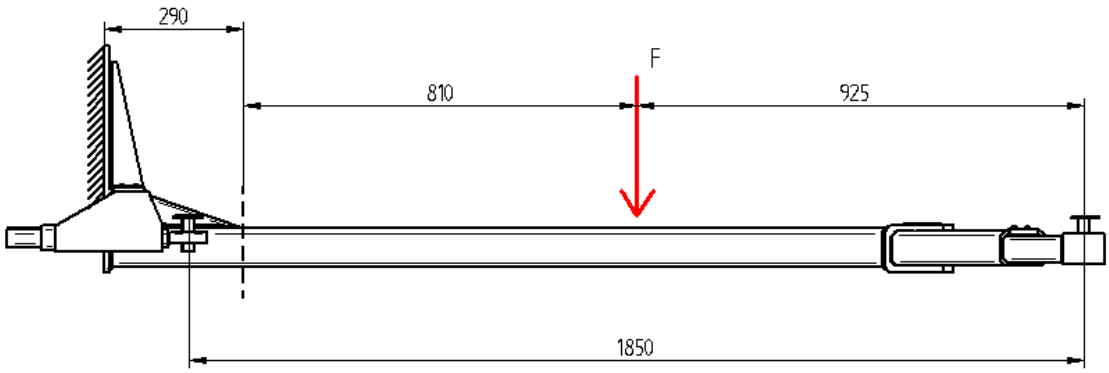
$$l_a = l_{(ČSN)} - b = 40 - 14 = 26\ mm \tag{36}$$

$$\tau_s = \frac{2 \,.\, M_{křem}}{d \,.\, b \,.\, l_a} = \frac{2 \,.\, 138\,937{,}5}{45 \,.\, 14 \,.\, 26} = 16{,}96 \leq \tau_d = 60\ MPa \tag{37}$$

Pevnostní kontrola pera na střih je splněna.

## 3.7. Kontrola hlavního ramene na namáhání ohybem

Nosník hlavního ramene je kontrolován na namáhání ohybem dle vzorce (38). Uvažuje se vetknutí v místě přišroubování na matici zvedáku (Obr. 18). Předpokládá se působení síly F od hmotnosti automobilu v polovině ramene. Kontrola je provedena v místě A, kde působí největší ohybový moment před výztuhou. Nosník je zkonstruován z profilu 200x100x12,5 (ČSN EN 10219-2). Materiál profilu je S355J2H, pro který platí hodnota dovolené napětí v ohybu $\sigma_{DO}$=220 MPa. Průřezový modul v ohybu $W_O$ je odečten z katalogu [26] a jeho hodnota je 178 430 mm$^2$. Koeficient bezpečnosti v ohybu je 2,47 dle vzorce (39). [26] [27]




*Obr. 18.: Schéma nosníku ramene*

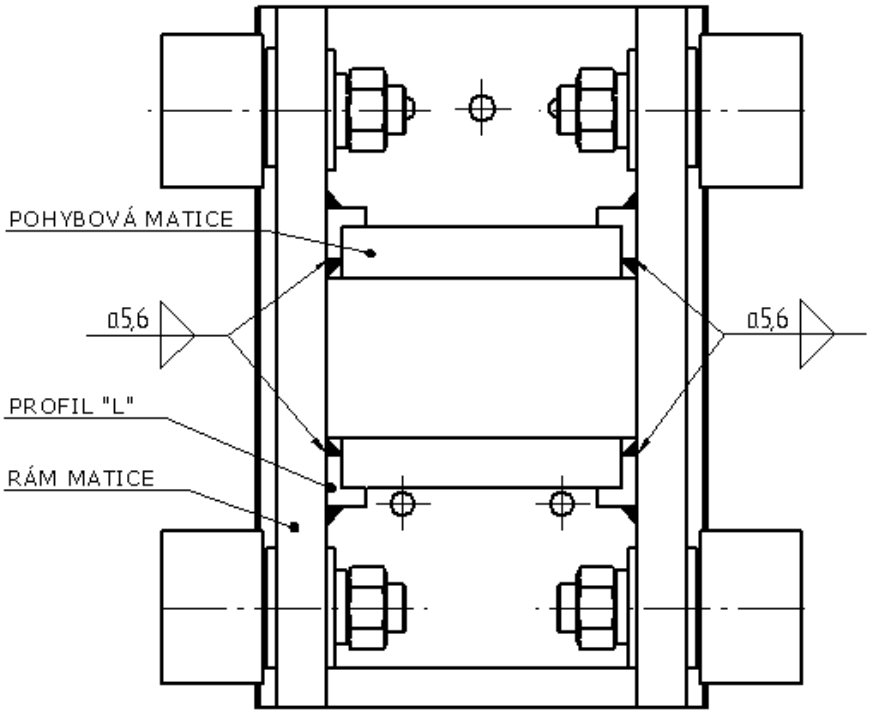
$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{F\ .\ 810}{W_O} = \frac{m\ .\ g\ .\ 810}{W_O} \leq \sigma_{DO} \tag{38}$$

$$\sigma_O = \frac{2\,000\ .\ 9{,}81\ .810}{178\,430} = 89{,}1 \leq \sigma_{DO} = 220\ MPa$$

$$k_o = \frac{\sigma_{DO}}{\sigma_O} = \frac{220}{89{,}1} = 2{,}47 \tag{39}$$

## 3.8. Kontrola koutového svaru v uložení matice

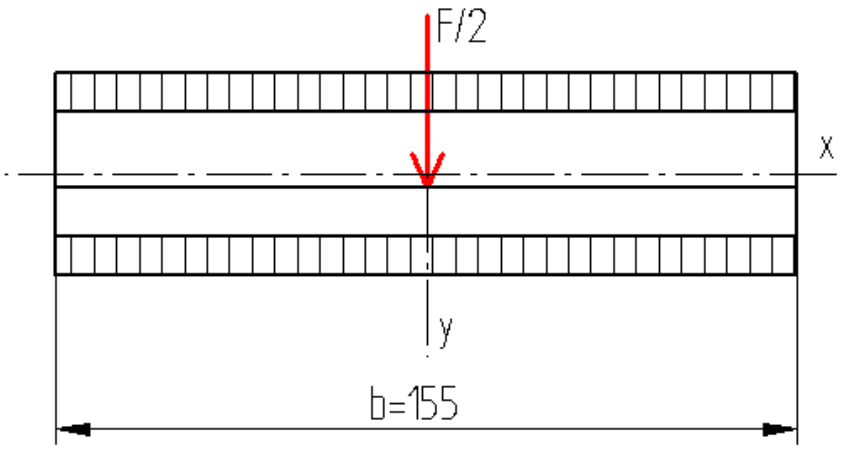
Pohybová matice je uložena pomocí profilů tvaru L přivařených na rám matice koutovým svarem velikosti a5,6 (Obr. 19). V tomto spojení se vyskytuje namáhání smykem, ohybem a krutem.




*Obr. 19.: Svařovaná matice*

### 3.8.1. Namáhání smykové

Pro výpočet namáhání na smyk je uvažována polovina síly F (Obr. 20). Smykové napětí v koutovém svaru je vypočteno dle vzorce (40). [28]

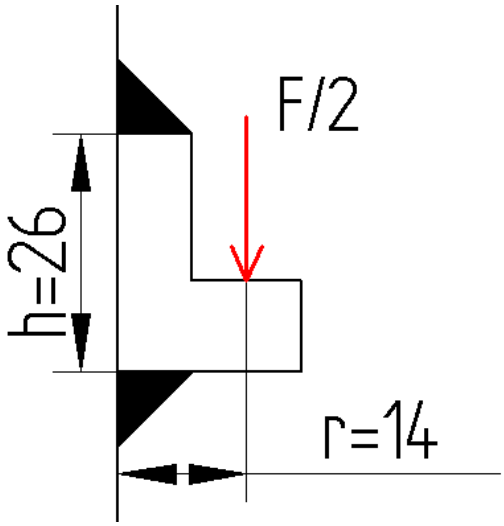



*Obr. 20.: Namáhání koutového svaru smykem*

$$\tau_s = \frac{\frac{F}{2}}{2\,.\,a\,.\,b} = \frac{\frac{19\,620}{2}}{2\,.\,5{,}6\,.\,155} = 5{,}65\ MPa \tag{40}$$

### 3.8.2. Namáhání ohybové

Rozměry pro výpočet ohybového namáhání v koutovém svaru jsou uvedeny na Obr. 21. Dle vzorce (41) je zjištěn moment setrvačnosti $J_x$ k ose x. Ohybové napětí ve svaru je vypočteno dle vzorce (42). [28]




*Obr. 21.: Namáhání koutového svaru ohybem*

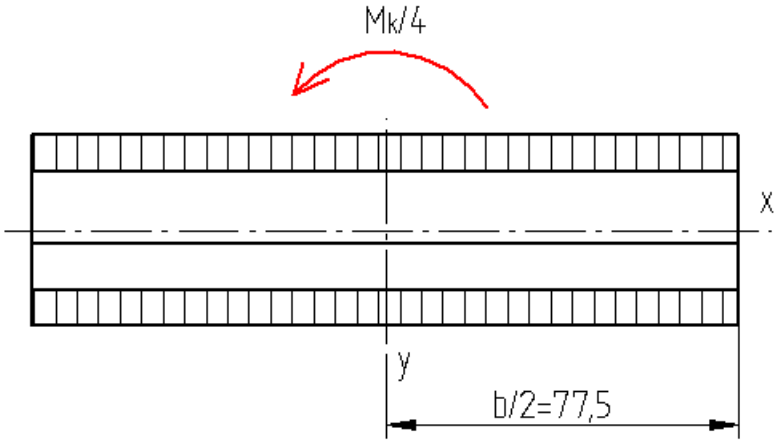
$$J_x = \frac{b}{12}[(h + 2\,.\,a)^3 - h^3] = \frac{155}{12}[(26 + 2\,.\,5{,}6)^3 - 26^3] = 437\,911{,}79\ mm^4 \tag{41}$$

$$\tau_o = \frac{\frac{F}{2}\,.\,r}{J_x}.\frac{h}{2} == \frac{\frac{19\,620}{2}.\,14}{437\,911{,}79}.\frac{26}{2} = 4{,}1\ MPa \tag{42}$$

### 3.8.3. Namáhání krutem

Klopný moment od hlavního ramene zachycují všechny 4 profily (Obr. 22). Pro výpočet namáhání krutem je potřeba zjistit polární moment setrvačnosti $J_p$ podle vzorce (44), kam je dosazen již dříve zjištěný $J_x$ a podle vzorce (43)

vypočtený moment setrvačnosti $J_y$ k ose y. Dále je vypočítáno napětí v krutu dle vzorce (45). [28]




*Obr. 22.: Namáhání koutového svaru krutem*

$$J_y = \frac{1}{6} \,.\, a \,.\, b^3 = \frac{1}{6} \,.\, 5{,}6 \,.\, 155^3 = 3\,475\,616{,}67\ mm^4 \tag{43}$$

$$J_p = \sqrt{J_x^2 + J_y^2} = \sqrt{437\,911{,}79^2 + 3\,475\,616{,}67^2} = 3\,503\,095{,}48\ mm^2 \tag{44}$$

$$\tau_k = \frac{\frac{M_k}{4}}{J_p} \cdot \frac{b}{2} = \frac{\frac{F}{4} \cdot l_r}{J_p} \cdot \frac{b}{2} = \frac{\frac{19\,620}{4} \,.\, 1\,265}{3\,503\,095{,}48} \,.\, \frac{155}{2} = 137{,}27\ MPa \tag{45}$$

## 3.8.4. Výpočet výsledného napětí ve svaru

Výsledné napětí ve svaru je vypočteno dle vztahu (46). Převodní součinitel svaru je pro čelně namáhaný koutový svar $\alpha_{\tau\perp}$ roven 0,75 a pro bočně namáhaný $\alpha_{\tau\parallel}$ koutový svar je 0,65. [28]

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_s + \tau_o}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{5{,}65 + 4{,}1}{0{,}75}\right)^2 + \left(\frac{137{,}27}{0{,}65}\right)^2} = 211{,}58\ MPa \tag{46}$$

### 3.8.5. Ověření pevnostní podmínky

Koutový svar musí splňovat pevnostní podmínku dle vzorce (47). Základním materiálem je zvolena ocel S355J0H, pro kterou platí $\sigma_D$=230 MPa při koeficientu bezpečnosti 2. Součinitel svarového spoje $\beta_s$ je pro tloušťku svaru a≤7 mm roven 1,3. [28]

$$\tau_v = 211{,}58 \leq \beta_s \,.\, \sigma_D = 1{,}3 \,.\, 230 = 299 \text{ MPa} \tag{47}$$

Výsledné napětí je menší než napětí dovolené, pevnostní podmínka je splněna.

## 3.9. Rozbor konstrukčního řešení

Zvedák byl navrhován s ohledem na jednoduchou konstrukci a nízkou výrobní cenu. Při návrhu byla snaha volit normalizované díly. Konečné řešení jedno-sloupového automobilového zvedáku, zkonstruovaného dle vypočítaných hodnot, je na Obr. 23. Zvedák se skládá ze čtyř hlavních částí: rámu, zvedacího rámu, pohonu a pohybové matice.

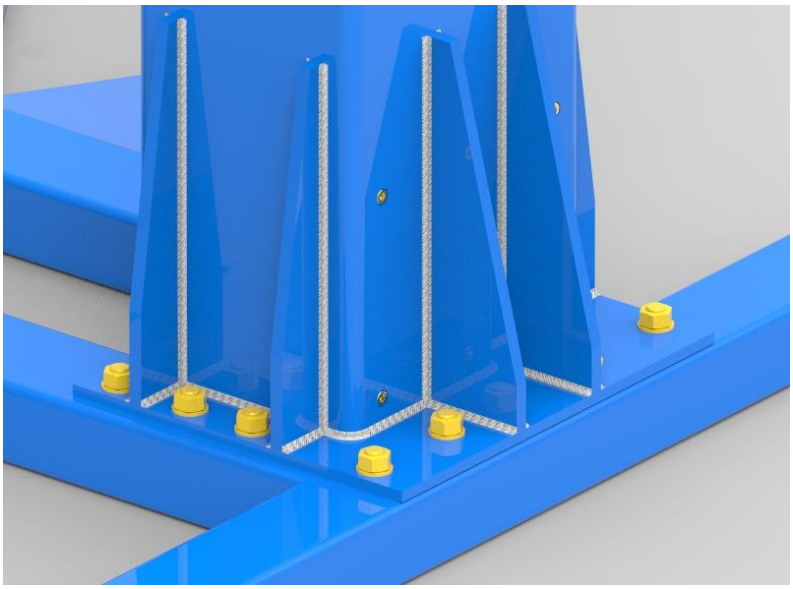
*Obr. 23.: Jedno-sloupový zvedák*

### 3.9.1. Rám

Rám je zkonstruován ze dvou hlavních částí: sloupu a základny (Obr. 24). Základna rámu je tvořena profily 140x90x10 dle normy ČSN 42 5545, které jsou svařeny do výsledného tvaru. Pro jednodušší přejezd automobilu přes základnu rámu jsou k základně přivařeny dva ohnuté plechy tloušťky 10 mm, které slouží jako nájezdová rampa. Sloup je tvořen plechem o tloušťce 20 mm, který je ohnut do tvaru U. Na tento plech je přivařená podstava sloupu, která je z plechu o stejné tloušťce. V podstavě sloupu je navrhnuta díra pro uložení ložiska pohybového šroubu. Pro větší pevnost svarového spoje je spoj vyztužen žebry z plechu o tloušťce 15 mm. Do sloupu jsou přišroubovány čtyři vodící lišty pro vedení rolen matice.

*Obr. 24.: Rám jedno-sloupového zvedáku*

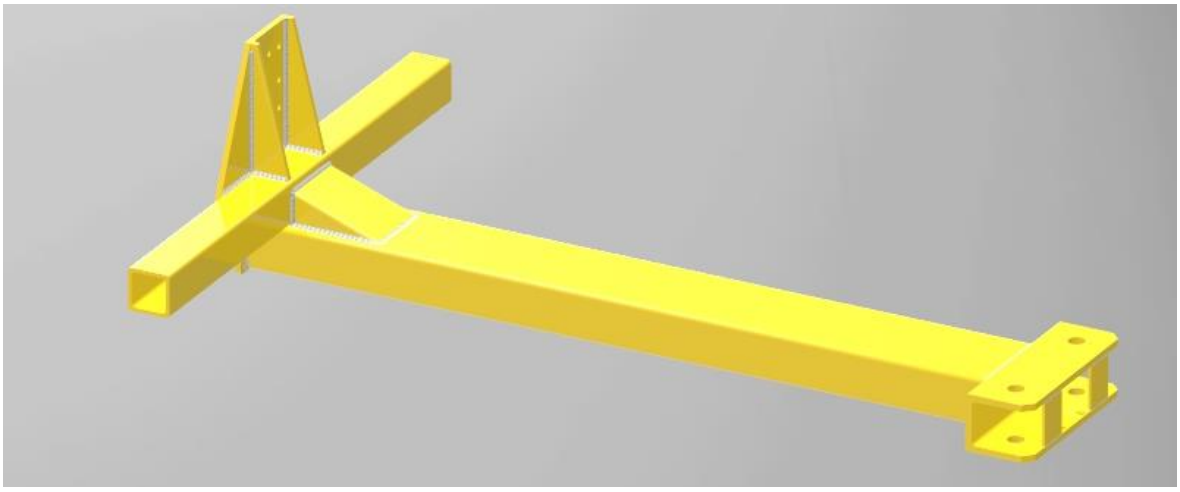
Základna je spojena se sloupem šroubovým polem (Obr. 25), které se skládá ze šroubů M 20x40 (ČSN 02 1101), matic M 20 (ČSN 1401) a podložek A 21 (ČSN 02 1701).



*Obr. 25.: Detail šroubového pole*

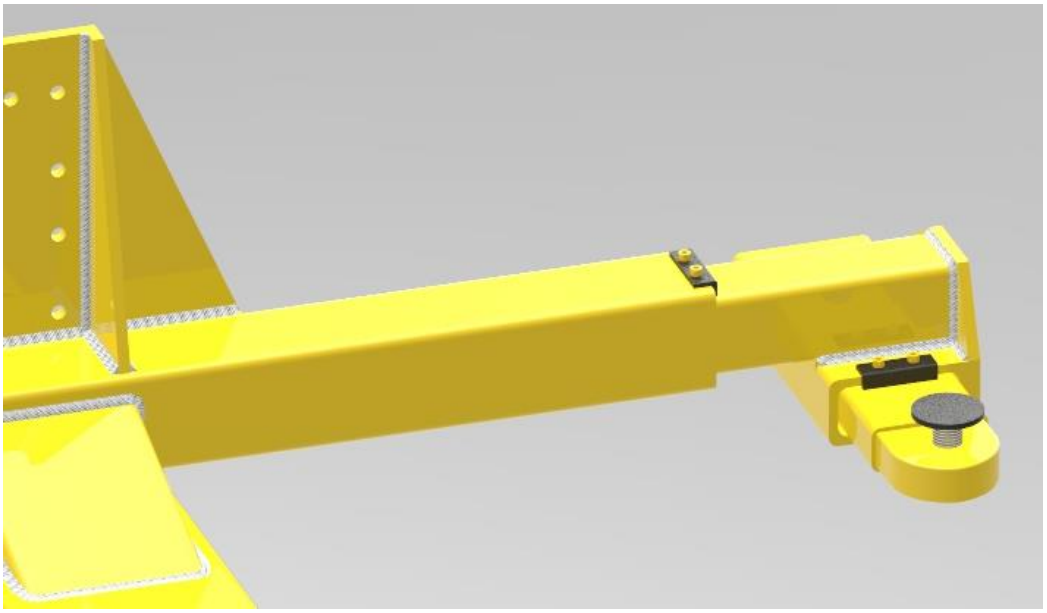
### 3.9.2. Zvedací rám

Zvedací rám je tvořen svařencem hlavního ramene (Obr. 26) a to se skládá z desky, která je z plechu o tloušťce 12 mm. Na ní jsou přivařeny profily 200x100x12,5 (ČSN EN 10219-2) a 90x90x8 (ČSN EN 10219-2). Tento svarový spoj je z důvodu vyšší pevnosti vyztužen dvěma žebry a výztuhou. Na konec profilu 200x100x12,5 je přivařený plech tloušťky 14 mm, který je ohnut do tvaru U. K tomuto plechu je pomocí čepu upevněné otočné rameno.



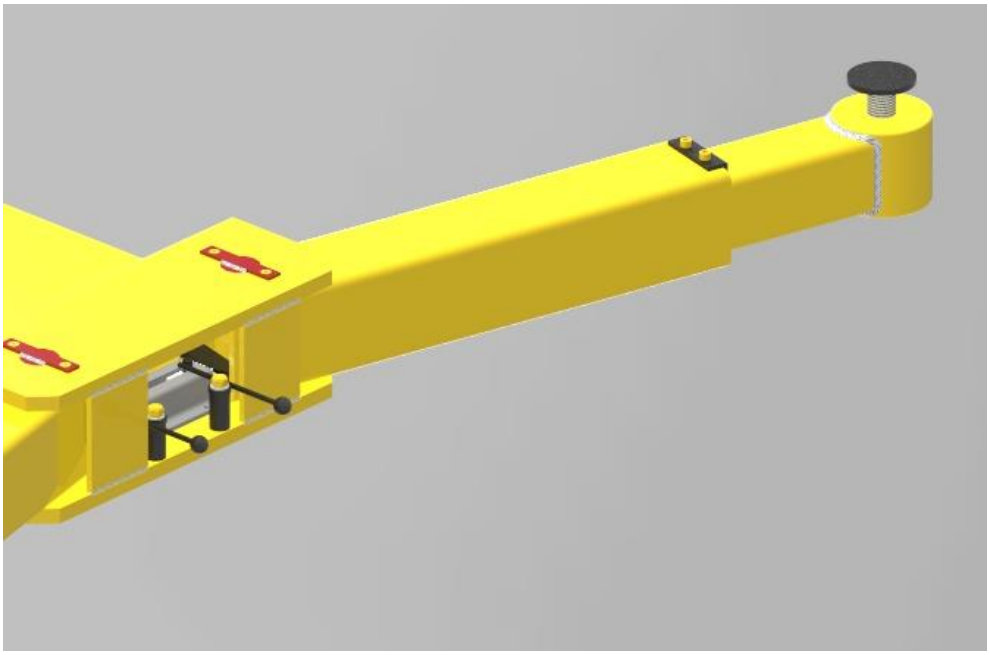
*Obr. 26.: Svařenec hlavního ramene*

Výsuvná ramena jsou zasunuta do profilu 90x90x8 (Obr. 27). Ta jsou zkonstruována z profilu 70x70x6 (ČSN EN 10219-2), na který je na konci přivařen profil 120x60x8 (ČSN EN 10219-2). Spoj je vyztužen plechem. Do tohoto profilu je zasunut profil 100x40x4 (ČSN EN 10219-2), ke kterému je navařená obdélníková tyč. Do ní je zašroubován polohovací šroub, pomocí kterého se ukotví automobil na zvedák. Na výsuvná ramena je navařený plech, který vymezuje mezeru mezi profily. Úplnému vysunutí ramen zabraňuje zarážka tvaru L, přišroubovaná na profil.



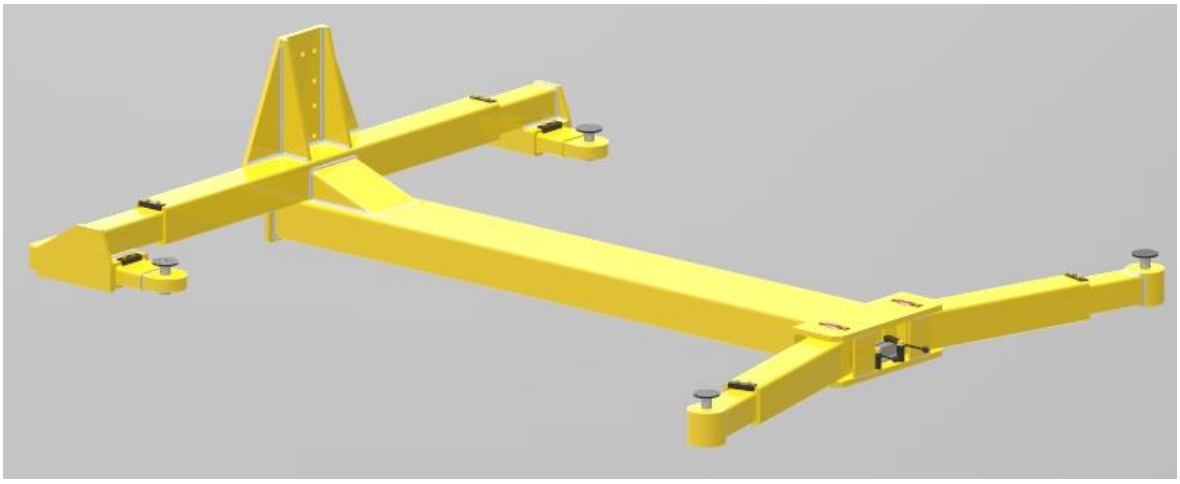
*Obr. 27.: Detail výsuvné rameno*

Otočná ramena (Obr. 28) jsou navrhnuta z profilu 90x90x8 (ČSN EN 10219-2), do kterého je zasunutý profil 70x70x6 (ČSN EN 10219-2). Na konec profilu 70x70x6 je přivařená tyč a na ní je přišroubován polohovací šroub. Aretaci otočných ramen zajištuje pružina spolu s ozubenými hřebeny a kameny. Celá sestava je ovládaná páčkami.



*Obr. 28.: Detail otočných ramen*

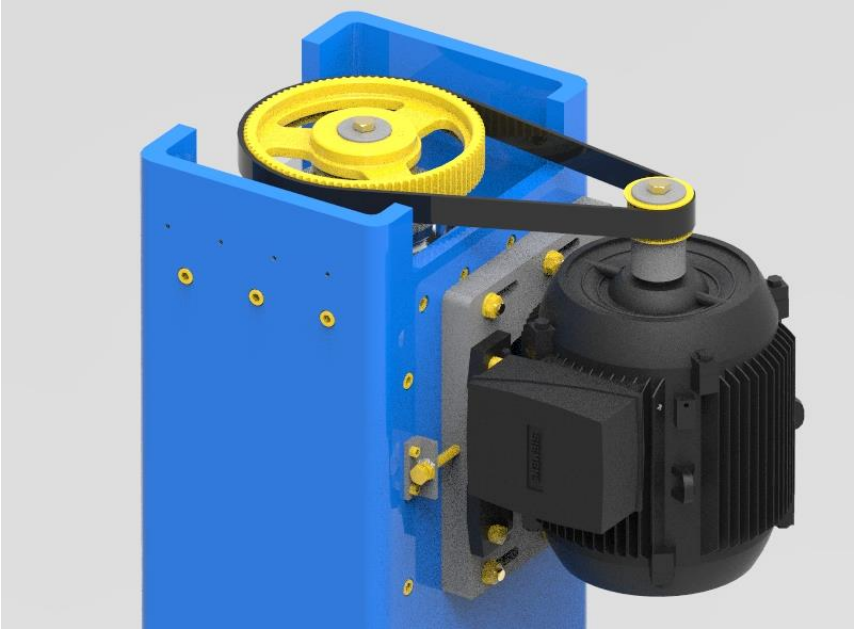
Zvedací rám (Obr. 29) je přišroubován pomocí šroubového pole na rám matice.



*Obr. 29.: Zvedací rám*

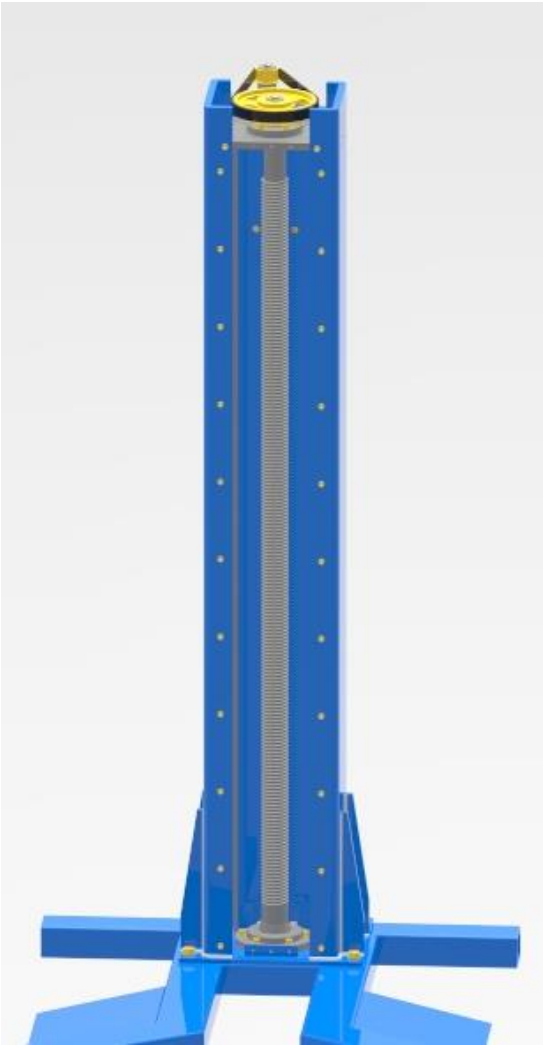
### 3.9.3. Pohon

Pohon šroubového zvedáku zajištuje elektromotor Siemens 1LE1003-1CC22-2AA5-Z. Elektromotor je umístěn na desce, která je uložena posuvně na sloupu zvedáku. Řemen se napíná vlivem pohybu elektromotoru, který je posouván do strany silou šroubu (Obr. 30).



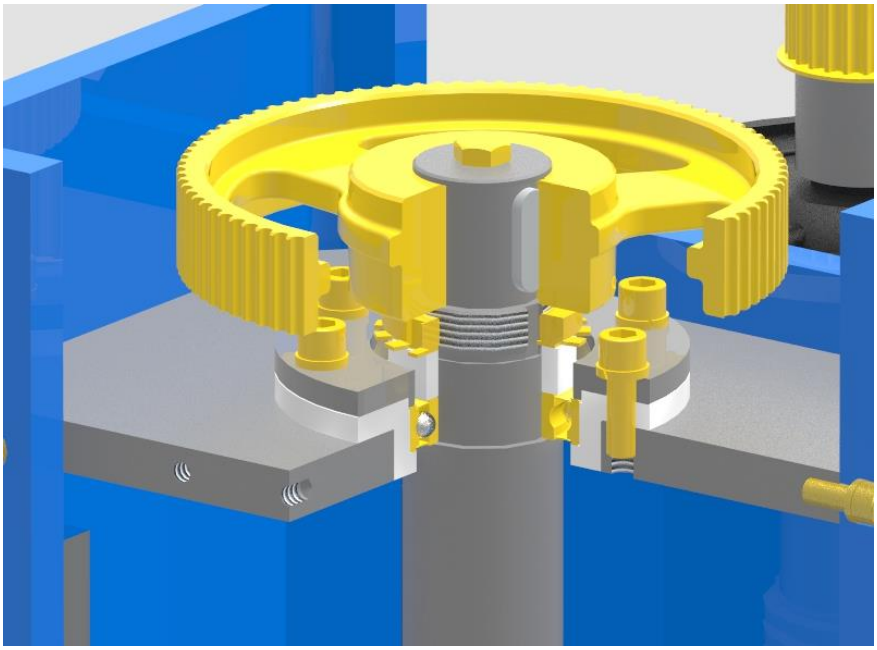
*Obr. 30.: Napínání elektromotoru*

Kroutící moment elektromotoru je přenášen na velkou řemenici pomocí ozubeného řemene HTD 8m (Obr. 31) a dále je převeden na pohybový šroub přes těsné pero. Řemenice je pojištěna proti axiálnímu posunutí deskou, která je zajištěna šroubem. Pro uložení pohybového šroubu je použito kuličkové ložisko 6011 a soudečkové axiální ložisko 29 412.

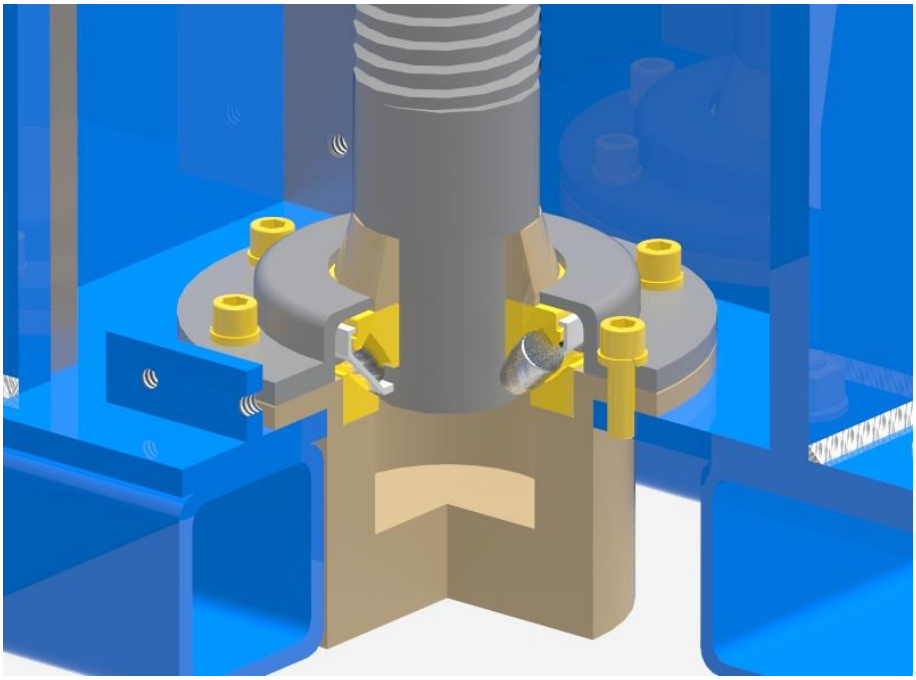


*Obr. 31.: Pohybový šroub*

Kuličkové ložisko je uloženo pomocí pouzdra s víčkem (Obr. 32), které je upevněno na desce a ta je přišroubovaná ve sloupu. Proti axiálnímu posunutí je ložisko zajištěno MB podložkou a KM maticí.



*Obr. 32.: Uložení radiálního ložiska*



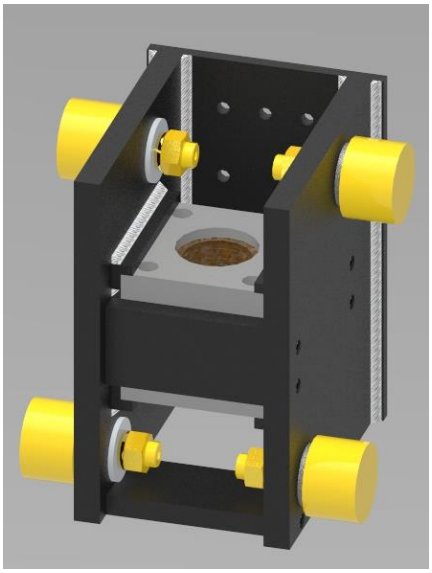
*Obr. 33.: Uložení axiálního ložiska*

### 3.9.4. Pohybová matice

Rám matice je konstruován jako svařenec (Obr. 35), který se skládá ze dvou bočnic o tloušťce 25 mm a na nich je přivařený plech o tloušťce 12 mm. Na bočnice jsou přivařeny profily tvaru L, do kterých se vloží sestava matice, která je zajištěna proti radiálnímu posunu dvěma dorazy z plechu (Obr. 34).

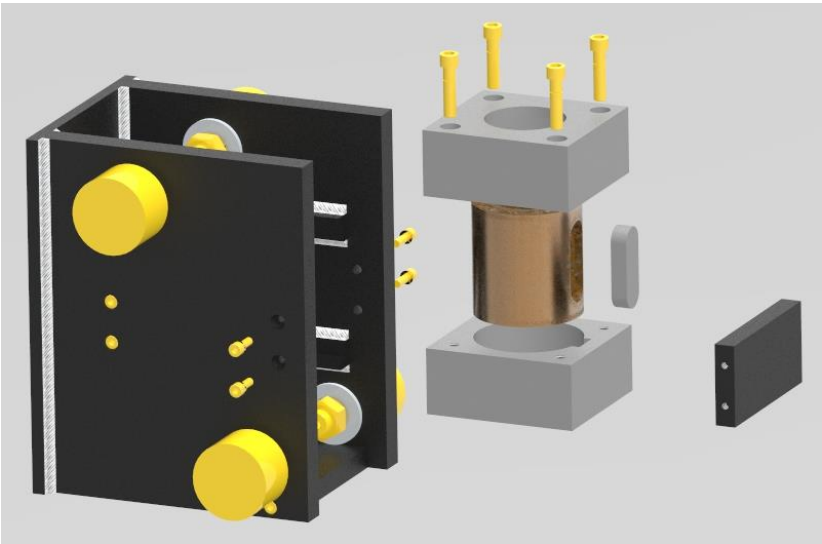
Mezi sestavou matice a dorazem je vůle 2 mm, která eliminuje nepřesnosti vedení.

*Obr. 35.: Svařovaná matice*



*Obr. 34.: Detail uložení matice*

Sestava matice je tvořena bronzovou maticí, která je zajištěna proti otáčení těsným perem a je uložena v kostce skládající se ze dvou částí sešroubovaných dohromady (Obr. 36). V bočnicích jsou vložena kalená pouzdra, do kterých jsou uloženy rolny podpůrné excentrické HPCE76-1 a ty jistí matice spolu s pružnou podložkou. Ve spodní části rámu matice, kde jsou uloženy rolny, je pro větší tuhost navrhnuta výztuha.



*Obr. 36.: Rozložená sestava matice*

# 4. Závěr

V úvodní části je vytvořena rešerše automobilových zvedáku se zaměřením na sloupové, kde je rozbor pohonu zvedáků a rozdělení podle počtu sloupů. Dále byly vytvořeny návrhové výpočty podle zvolených parametrů zvedáku, například návrh pohybového šroubu, pohonu, vodících rolen. Pro vybrané konstrukční uzly se provedly kontrolní výpočty. Podle všech těchto výpočtů byl zhotoven model jedno-sloupového zvedáku v programu Solid Edge a vytvořena jeho výkresová dokumentace sestavy. Zvedák se podařilo navrhnout podle cílů práce

# Seznam použité literatury

[1] Sloupové zvedáky. *golemtech.* [Online] [Citace: 18. červen 2018.] https://www.golemtech.cz/7-sloupove-zvedaky

[2] Dvousloupové zvedáky. *naradi-pro.* [Online] [Citace: 18. červen 2018.] http://www.naradi-pro.cz/dvousloupove-zvedaky

[3] Šroubové mechanismy. *Wikipedie.* [Online] [Citace: 18. červen 2018.] https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0roubov%C3%A9_mechanismy

[4] NÁVOD K OBSLUZE. *uni-max.* [Online] [Citace: 18. červen 2018.] https://www.uni-max.cz/foto/manuals/CZ_QJY230BE1P_01.pdf

[5] Jednosloupové zvedáky. *technology-garage.* [Online] [Citace: 19. červen 2018.] http://www.technology-garage.cz/jednosloupove-zvedaky-flying-pro-autoservis-nebo-pneuservis

[6] Parkovací jednosloupový zvedák GH6000P. *naradi-pro.* [Online] [Citace: 19. červen 2018.] http://www.naradi-pro.cz/parkovaci-jednosloupovy-zvedak-gh6000p

[7] Jednosloupový mobilní zvedák AMITEC - OP25ME. *autoservisnitechnika.* [Online] [Citace: 19. červen 2018.] http://www.autoservisnitechnika.cz/zvedaky/jednosloupove-zvedaky/jednosloupovy-mobilni-zvedak-amitec-sitem.html

[8] GHL-40C - 4 t. *naradi-pro.* [Online] [Citace: 29. červen 2018.] http://www.naradi-pro.cz/ghl-40c-4-t

[9] Dvousloupový zvedák. *ahprofi.* [Online] [Citace: 19. červen 2018.] https://www.ahprofi.cz/dvousloupovy-zvedak-4000-kg.htm

[10] Dvousloupový zvedák Consul 2.35 HD PRO. *univer.* [Online] [Citace: 19. červen 2018.] https://www.univer.cz/dvousloupovy-zvedak-consul-2-35-hd-pro-id5857

[11] Čtyřsloupové-zvedáky. *naradi-pro.* [Online] [Citace: 20. červen 2018.] http://www.naradi-pro.cz/ctyrsloupove-zvedaky

[12] Parkovací čtyřsloupový zvedák EE-6435P. *naradi-pro.* [Online] [Citace: 20. červen 2018.] http://www.naradi-pro.cz/parkovaci-ctyrsloupovy-zvedak-ee-6435p

[13] Zvedáky nákladních automobilů. *ponti.* [Online] [Citace: 20. červen 2018.] http://www.ponti.cz/editor/filestore/Image/Zvedaky/ctyr6_182_x_250.jpg

[14] Čtyřsloupový zvedák OMCN 403/LSI - 5 t, hydraulický přízdvih 3 t. *technology-garage.* [Online] [Citace: 20. červen 2018.] http://www.technology-garage.cz/ctyrsloupovy-zvedak-omcn-403lsi-5-t-hydraulicky-pridvih-3-t

[15] JEDNOSLOUPOVÝ ELEKTROMECHANICKÝ ZVEDÁK ZJ-20. *jc-kovo.* [Online] [Citace: 12. květen 2018.] http://www.jc-kovo.cz/index.php?option=com_phocagallery&view=detail&catid=13:autoservisni-zvedak-zj-20&id=10-zj20_1&tmpl=component&detail=1&buttons=1.

[16] Převodový mechanismus se závitovou dvojicí. *Části a mechanismy strojů I.* [Online] [Citace: 12. květen 2018.] https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/%C4%8CMS1/01C_U1_Pohybov%C3%BD%20%C5%A1roub-%C5%99e%C5%A1en%C3%AD.pdf

[17] Axiální soudečková ložiska. *skf.* [Online] [Citace: 23. květen 2018.] http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-thrust-bearings/spherical-roller-thrust-bearings/index.html

[18] Nízko napětové motory 1LE1. *stest1.etnetera.* [Online] Siemens. [Citace: 13. květen 2018.] http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81/cat_d81_2012_cz.pdf

[19] Prevody-ozubenymi-remeny. *walther-flender.* [Online] [Citace: 13. květen 2018.] http://www.walther-flender.cz/catalogs/Prevody-ozubenymi-remeny.pdf

[20] Matis Řetězové a řemenové převody. *matis.* [Online] [Citace: 13. květen 2018.] http://www.matis.cz/data/pdf/retezove_a_remenove_prevody/129-135.pdf

[21] Ozubené řemenice HTD. *teatechnik.* [Online] [Citace: 13. květen 2018.] https://www.teatechnik.cz/remenice-htd/

[22] Haberkorn ulmer pohonne systemy ozubene remeny. [Online] [Citace: 13. květen 2018.] https://logismarketcz.cdnwm.com/ip/haberkorn-ulmer-pohonne-systemy-ozubene-remeny-475486.pdf

[23] Rolny pro velká zatížení. *TEA technik.* [Online] [Citace: 15. květen 2018.] https://www.teatechnik.cz/podpurne-rolny/

[24] J. Řasa, J. Švercl. *STROJNICKÉ TABULKY 1.*: Scienta, spol. s. r. o., 2004

[25] Spojení náboje a hřídele prostřednictvím pera. *studium.fs.cvut.* [Online] [Citace: 19. květen 2018.] https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/%C4%8CMS1/05C_U3A_Spojen%C3%AD%20n%C3%A1boj+h%C5%99%C3%ADdel,%20pero-%C5%99e%C5%A1en%C3%AD.pdf

[26] Profil duty svařovaný černý s obdélníkovým pruřezem. *online.ferona.* [Online] Ferona. [Citace: 19. květen 2018.] https://online.ferona.cz/detail/28502/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-200x80x8

[27] Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. *e-konstruktér.* [Online] [Citace: 19. květen 2018.] https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel

[28] Doc. Ing. Vladimír Švec, CSc. *ČÁSTI A MECHANISMI STROJŮ, Spoje a části spojovací.* Praha : ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.

## Seznam zkratek a symbolů

| **Označení** | **Jednotky** | **Název** |
|---|---|---|
| m | kg | Nosnost |
| t | s | Doba zdvihu |
| h | mm | Maximální zdvih |
| Q | N | Osová síla |
| g | $ms^2$ | Gravitační zrychlení |
| k | - | Koeficient bezpečnosti |
| $Q_{BEZP}$ | N | Osová síla bezpečnostní |
| $d_2=D_2$ | mm | Střední průměr závitu |
| $\sigma_{kt}$ | $Nmm^{-2}$ | Mez kluzu v tahu |
| $p_D$ | MPa | Dovolené otlačení |
| $\psi_H$ | - | Součinitel nosné výšky matice |
| $\Psi_h$ | - | Součinitel výšky matice |
| d | mm | Velký průměr šroubu |
| $D_4$ | mm | Velký průměr matice |
| P | mm | Rozteč závitu |
| $d_3$ | mm | Malý průměr šroubu |
| $D_1$ | mm | Malý průměr matice |
| $H_1$ | mm | Pracovní výška |

| | | |
|---|---|---|
| $S_3$ | $mm^2$ | Průřez jádra |
| i | - | Počet chodů |
| β | ° | Boční úhel závitu |
| f | - | Součinitel tření |
| γ | ° | Úhel stoupání závitu |
| $\beta_n$ | ° | Úhel boku profilu závitu |
| φ´ | ° | Třecí úhel |
| $h_m$ | mm | Výška matice |
| z | - | Počet závitů |
| $z_č$ | - | Počet činných závitů |
| p | MPa | Provozní tlak |
| $\eta_š$ | - | Účinnost závitu při zdvihu |
| $\eta_{šs}$ | - | Účinnost závitu při spouštění |
| λ | - | Štíhlostní poměr |
| $i_x$ | mm | Poloměr setrvačnosti |
| $l_v$ | mm | Výpočtová vzpěrná dálka šroubu |
| μ | - | Součinitel vlivu uložení |
| $\lambda_m$ | - | Mezní štíhlostní poměr |
| $\sigma_E$ | MPa | Kritické napětí |
| $\sigma_d$ | MPa | Dovolené napětí |
| $k_v$ | - | Součinitel bezpečnosti ve vzpěru |
| $k_{vmin}$ | - | Minimální součinitel bezpečnosti ve vzpěru |
| $P_M$ | kW | Výkon elektromotoru |
| $n_m$ | $min^{-1}$ | Otáčky elektromotoru |
| $M_{km}$ | Nmm | Moment elektromotoru |
| $i_ř$ | - | Převodový poměr ozubeného řemene |
| $\eta_ř$ | - | Účinnost ozubeného řemene |
| $\eta_{ložrad}$ | - | Účinnost radiálního ložiska |
| $\eta_{ložax}$ | - | Účinnost axiálního ložiska |
| $P_z$ | W | Výkon pro zvednutí automobilu |
| $n_š$ | $min^{-1}$ | Otáčky šroubu |
| $M_{kš}$ | Nmm | Kroutící moment na šroubu |
| $\eta_{ved}$ | - | Účinnost vedení |
| $v_z$ | $mms^{-1}$ | Rychlost zdvihu |
| $\eta_c$ | - | Celková účinnost |

| | | |
|---|---|---|
| $z_1$ | - | Počet zubů malé řemenice |
| $z_2$ | - | Počet zubů velké řemenice |
| t | mm | Rozteč ozubeného řemene |
| $d_{p1}$ | mm | Průměr malé řemenice |
| $d_{p2}$ | mm | Průměr velké řemenice |
| $\beta_ř$ | ° | Úhel opásání ozubeného řemene |
| $L_p$ | mm | Předběžná délka ozubeného řemene |
| L | mm | Délka ozubeného řemene |
| $C_p$ | mm | Předběžná osová vzdálenost |
| C | mm | Osová vzdálenost |
| $M'_{km}$ | Nmm | Potřebný kroutící moment |
| F | N | Síla od hmotnosti automobilu |
| Lr | mm | Rameno |
| H | mm | Výška rámu matice |
| LA | mm | Vzdálenost rolny A |
| LB | mm | Vzdálenost rolny B |
| $M_B$ | Nmm | Moment k bodu B |
| $R_A$ | N | Reakce v bodě A |
| $R_B$ | N | Reakce v bodě B |
| R | N | Radiální zatížení rolny |
| d | mm | Průměr hřídele pod perem |
| h | mm | Výška pera |
| b | mm | Šířka pera |
| l | mm | Délka pera |
| $l_a$ | mm | Výpočtová délka pera |
| $\tau_s$ | MPa | Napětí ve střihu |
| $\tau_d$ | MPa | Dovolen napětí ve střihu |
| M | Nm | Ohybový moment |
| $W_O$ | $mm^2$ | Průřezový modul v ohybu |
| $\sigma_O$ | MPa | Napětí v ohybu |
| $\sigma_{DO}$ | MPa | Napětí v ohybu |
| $k_O$ | - | Koeficient bezpečnosti v ohybu |
| b | mm | Šířka svaru |
| a | mm | Tloušťka svaru |
| h | mm | Výška profilu |

| | | |
|---|---|---|
| $J_x$ | $mm^4$ | Moment setrvačnosti k ose x |
| $\tau_o$ | MPa | Ohybové napětí koutového svaru |
| $J_y$ | $mm^4$ | Moment setrvačnosti k ose y |
| $J_p$ | $mm^4$ | Polární moment setrvačnosti |
| $\tau_s$ | MPa | Výsledné napětí koutového svaru |
| $\alpha_{T\perp}$ | - | Převodní součinitel koutového svaru čelně namáhaného |
| $\alpha_{T\parallel}$ | - | Převodní součinitel koutového svaru bočně namáhaného |
| $\sigma_D$ | MPa | Dovolené napětí základního materiálu |
| $\beta_s$ | - | Součinitel svarového spoje |

# Seznam obrázků

Obr. 1.: Šroubový mechanismus [3] ..... 3
Obr. 2.: Hydraulické schéma dvou-sloupového zvedáku [4] ..... 4
Obr. 3.: Parkovací jednosloupový zvedák [6] ..... 5
Obr. 4.: Mobilní jednosloupový zvedák [7] ..... 5
Obr. 5.: Dvousloupový zvedák s horním propojením [8] ..... 6
Obr. 6.: Dvousloupový zvedák s přejezdem [9] ..... 6
Obr. 7.: Dvousloupový zvedák synchronizační [10] ..... 7
Obr. 8.: Čtyřsloupový parkovací zvedák [12] ..... 8
Obr. 9.: Čtyřsloupový zvedák [13] ..... 8
Obr. 10 .: Čtyřsloupový zvedák s přízdvihem [14] ..... 8
Obr. 11.: Ukázka typového řešení jednosloupového zvedáku [15] ..... 9
Obr. 12.: Profil lichoběžníkového rovnoramenného šroubu s maticí [16] . 11
Obr. 13.: Popis úhlů na lichoběžníkovém závitu [16] ..... 12
Obr. 14.: Schéma pohonu zvedáku ..... 15
Obr. 15.: Graf řemenu HTD [20] ..... 18
Obr. 16.: Silové schéma vedení ..... 20
Obr. 17.: Uložení těsného pera ..... 22
Obr. 18.: Schéma nosníku ramene ..... 23
Obr. 19.: Svařovaná matice ..... 24
Obr. 20.: Namáhání koutového svaru smykem ..... 24
Obr. 21.: Namáhání koutového svaru ohybem ..... 25
Obr. 22.: Namáhání koutového svaru krutem ..... 26
Obr. 23.: Jedno-sloupový zvedák ..... 27
Obr. 24.: Rám jedno-sloupového zvedáku ..... 28
Obr. 25.: Detail šroubového pole ..... 29
Obr. 26.: Svařenec hlavního ramene ..... 29
Obr. 27.: Detail výsuvné rameno ..... 30

Obr. 28.: Detail otočných ramen ..... 31
Obr. 29.: Zvedací rám ..... 31
Obr. 30.: Napínání elektromotoru ..... 32
Obr. 31.: Pohybový šroub ..... 33
Obr. 32.: Uložení radiálního ložiska ..... 34
Obr. 33.: Uložení axiálního ložiska ..... 34
Obr. 34.: Detail uložení matice ..... 35
Obr. 35.: Svařovaná matice ..... 35
Obr. 36.: Rozložená sestava matice ..... 35

## Seznam tabulek

Tab. 1.: Parametry jedno-sloupového zvedáku ..... 9
Tab. 2.: Hodnoty rovnoramenného lichoběžníkového závitu Tr 75 x 10 (ČSN 01 4050) [16] ..... 11
Tab. 3.: Rozpis účinností jednotlivých částí pohonu ..... 16
Tab. 4.: Parametry asynchronního třífázového 6 pólového elektromotoru [18] ..... 17
Tab. 5.: Tabulka hodnot vedení ..... 21

## Seznam příloh

Příloha č. 1: Výkres sestavy (BP-2018-00)

Příloha č. 1: Kusovník (BP-2018-00-K)