



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MANIPULÁTOR PRO MANIPULACI S VELKONÁBALEM

MANIPULATOR FOR HANDLING OF CONE WITH PRODUCT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC.MIROSLAV VOKÁL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PŘEMYSL POKORNÝ, PH.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Miroslav Vokál

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Manipulátor pro manipulaci s velkonábalem

v anglickém jazyce:

manipulator for handling of cone with product

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pomocí manipulátoru minimalizovat namáhavou ruční práci při manipulaci s materiálem navinutým na papírové trubici (velkonábalem).

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

- konstrukční návrh jednoduchého, ručně vedeného manipulátoru
- proveďte kontrolní výpočty konstrukčních uzlů

Vypracujte základní výkresovou dokumentaci manipulátoru.

Seznam odborné literatury:

Hlavenka, B.: Manipulace s materiálem : systémy a prostředky manipulace s materiálem, vyd. 4.,

Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 164 s., ISBN: 978-80-214-3607-7

HAVLÍČEK, J. a kol.: Provozní spolehlivost strojů, SZN v Praze, 1983

GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí diplomové práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brne, dne 11.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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

ANOTACE

Tato práce se zabývá konstrukcí konkrétního zařízení na manipulaci s velkonábalem, například rolí papíru navinuté na papírové trubici. Je v ní obsažen konstrukční návrh zařízení, kontrolní výpočty konstrukčních uzlů, vypracována základní výkresová dokumentace manipulátoru.

Klíčová slova:

Manipulátor, paralelogram, návrh, kontrolní výpočet.

ANNOTATION

This work deals with the construction of a specific device for handling batching, such as paper rolls wound on a paper tube. It is included in the structural design of the device, control engineering calculations nodes developed basic drawing documentation manipulator.

Keywords

Manipulator, parallelogram, proposal, inspection computation.

Bibliografická citace práce:

VOKÁL, M. *Manipulátor pro manipulaci s velkonábalem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma manipulátor pro manipulaci s velkonábalem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. s použitím uvedených informačních zdrojů.

V Brně, dne 27.května 2014

.....
Podpis

Poděkování

Děkuji tímto všem, kteří mi při psaní této práce pomáhali, hlavní poděkování patří vedoucímu mé diplomové práce Ing. Přemyslu Pokornému Ph.D. za cenné připomínky a rady. Dále děkuji své rodině a blízkému okolí za podporu při studiu na vysoké škole.

Miroslav Vokál 2014

Tato práce byla vytvořena jako školní dílo na VUT v Brně, Fakultě strojního inženýrství a je chráněna autorským zákonem. Její užití bez oprávnění autorem je v rozporu s platným zákonem vyjma zákonem definovaných případů.

Obsah

1 Úvod do problematiky	11
2. Rešerše - manipulátory	12
2.1 Mobilní manipulátory	12
2.2 Nemobilní manipulátory	13
3. Uchopovací zařízení	15
4. Návrh řešení	17
4 NÁVRH MANIPULÁTORU	18
4.1 Požadavky:.....	18
4.2 Konstrukce manipulátoru	18
4.2.1 Navrhované základní rozměry manipulátoru	19
4.2.2 Kinematika manipulátoru.....	25
4.2.3 Optimalizovaný návrh výložníku	30
4.2.4 Předběžný návrh sloupu	43
4.2.5 Návrh hydraulické soustavy	48
5. Kontrolní výpočet manipulátoru	50
5.1. Kontrolní výpočty paralelogramu	53
5.1.1. Horního táhlo paralelogramu.....	53
5.1.2. Spodního táhlo paralelogramu	54
5.1.4. Otočné rameno výložníku	55
5.1.5. Krátké ramínko na ložisku	55
5.1.6. Čepy horního táhla paralelogramu	55
5.1.7. Závěsná oka horního táhla paralelogramu	56
5.1.8. Čep spodního táhla – sloup	58
5.1.9. Čep spojující spodní táhlo s krátkým svislým táhlem paralelogramu	58
5.1.10. Prostřední čep spodního táhla paralelogramu	59
5.1.11. Závěsná oko prostředního čepu spodního táhla paralelogramu	60
5.1.12. Závěsné oko spodní táhlo sloup.....	60
5.1.13. Závěsné oko spodní táhlo – krátké svislé táhlo	61
5.1.14. Závěsné oko prostředního čepu spodního táhla paralelogramu	62
5.1.15. Čep otočného ramene.....	63
5.1.16. Závěsné oko čepu otočného ramene	63
5.1.17. Uložení výložníku	64
5.1.18. Radiální ložisko	64
5.1.19. Radiálně axiální ložisko.....	65
5.1.20. Čep otoče	66
5.2.1. kontrolní výpočty sloupu.....	66
5.2.2. Radiální ložisko.....	66
5.2.3. Radiálně axiální ložisko.....	67
5.2.4. Ukotvení sloupu	68
5.3. Kontrolní výpočet svarů	68
5.3.1. Sloup – základní deska	68
5.3.2. Sloup – deska otoče	69
5.3.3. Čep otoče – deska otoče	69
5.3.4. Sloup – závěs paralelogramu.....	70
5.3.5. Závěs čepu otočného ramene.....	70
5.3.6. Otočné rameno – ložiskové těleso	71
5.3.7. Ložiskové těleso – krátké rameno	71
5.3.8. Spodní závěs hydraulického válce	72
6. Závěr	73
7. Použitá literatura a internetové zdroje	74

8. Seznam použitých značek	75
9. Seznam příloh.....	80
9.1 Výkresová dokumentace	80

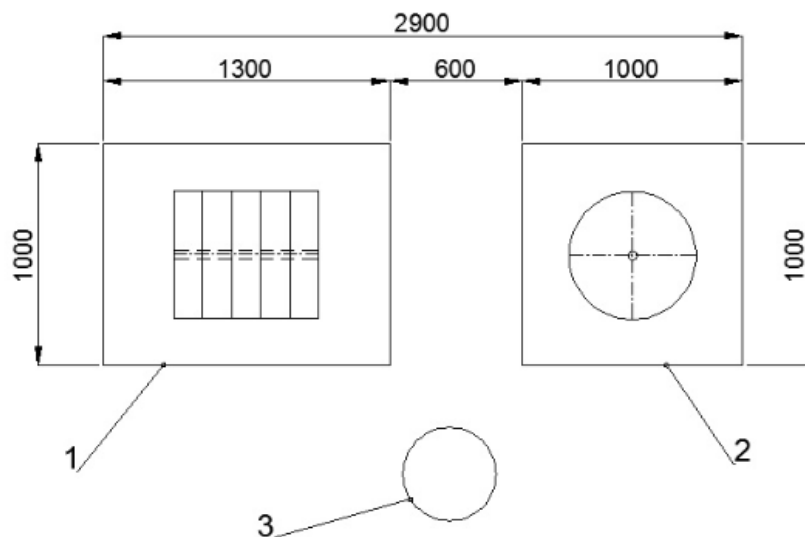
1 Úvod do problematiky

Moderní průmyslová výroba klade velký důraz na stálé zlepšování výrobních procesů, zvyšování efektivity výroby a bezpečnosti pracovníků. Z těchto důvodů jsou do výrobních procesů stále častěji zařazována zařízení, která zvyšují efektivitu práce i bezpečnost na pracovišti.

Cílem mé diplomové práce je navrhnout jednoduchý, ručně vedený manipulátor pro manipulaci s velkonábalem navinutým na papírové trubici, provést kontrolní výpočty uzlů a zpracovat základní výkresovou dokumentaci, dále na dané téma zpracovat rešerši.

Zadaný úkol řeší manipulaci s materiálem, který je navinut na papírové trubici a dosahuje maximální hmotnosti 90 kg. Je proto nutné, z důvodů bezpečnostních požadavků, provádět manipulaci dvěma pracovníky. Materiál je nejprve pomocí manipulačního vozíku vyjmut z navíjecího zařízení a umístěn s vozíkem do vymezeného prostoru. Následně je ručně manipulován a balen na dřevěné palety umístěné na válečkovém dopravníku ve výšce 400 mm od podlahy viz. schéma pracoviště obr.3.

Využití manipulátoru je plánováno na manipulaci s materiálem – velkonábalem o průměru 1000 – 1100 mm, jehož hmotnost přesahuje 40 kg, což je přibližně 10% výrobního sortimentu. Výrobky o nižší hmotnosti budou dále manipulovány ručně.



Obr.3 schéma pracoviště

- 1 – odběrné místo
- 2 – paleta s ukládaným materiálem
- 3 – pracovník manipulující ručně

2. Rešerše - manipulátory

Druhy manipulátorů dle funkce:

- Manipulátory mobilní – manipulátor je buď pojízdný, nebo je možné ho pomocí manipulační techniky převážet.
- Manipulátory nemobilní – manipulátor je ukotven do země nebo do konstrukce haly, popřípadě je součástí jeřábu.
- Manipulátory ovládané pneumaticky – k pohybu manipulátoru je používán tlakový vzduch.
- Manipulátory ovládané elektronicky – ovládání a pohyb jsou prováděny pomocí elektrosoučástí.
- Manipulátory ovládané hydraulicky – ovládání a pohyb jsou prováděny pomocí hydraulické soustavy.

2.1 Mobilní manipulátory

Manipulátor je součástí manipulačního vozíku nebo je konstruován tak, že je ho možné pomocí manipulačního vozíku dle potřeb přemísťovat. Tyto manipulátory jsou vhodné pro manipulaci s materiálem, se kterým je manipulováno na několika různých pracovištích.



Obr.4 Mobilní manipulátor - součást vozíku [1]



Obr.5 Mobilní manipulátor, konstruován na manipulaci pomocí manipulačního vozíku [2]

2.2 Nemobilní manipulátory

Manipulátor je konstruován tak, že je pevně ukotven k podlaze nebo ke konstrukci haly, dále také může být ukotven k jeřábu nebo umístěn na kolejnice, čím se jeho dosah výrazně zvětší.



Obr.6 Manipulátor ukotvený pohyblivě na kolejnicích [3]



Obr.7 Manipulátor ukotvený pevně k podlaze [4]



Obr.8 Manipulátor ukotvený pevně ke konstrukci haly [5]

3. Uchopovací zařízení

Podle tvaru a materiálu manipulovaného předmětu je volen uchopovací mechanismus. Materiál může být uchopen za dutinku pomocí pneumatického nebo mechanického trnu, pomocí uchopovacích čelistí popřípadě textilních popruhů, dále i pomocí podtlakových přísavek, nebo elektromagnetů.



Obr.9 Podtlakové uchopovací zařízení [6]



Obr.10 Uchopovací zařízení – svěrací kleště [7]



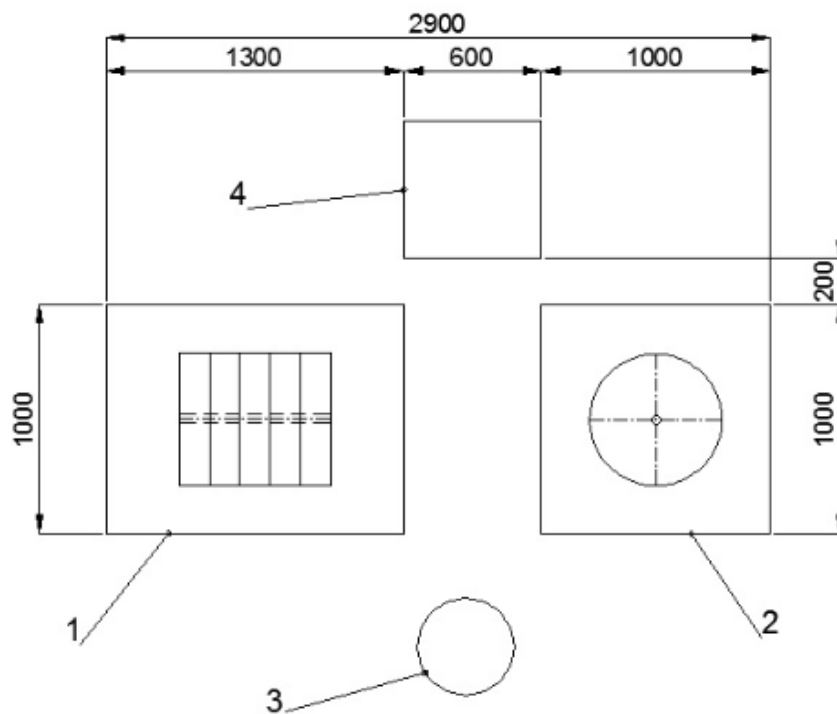
Obr.11 Uchopení pomocí elektromagnetu [8]



Obr.12 Rozpínací trn [9]

4. Návrh řešení

Materiál bude stabilně manipulován ve vymezeném prostoru, proto byl zvolen manipulátor stabilně ukotvený k podlaze budovy. Umístění manipulátoru je navrženo tak, aby nebránil ruční manipulaci při výrobě výrobků nižší hmotnosti. U lehkých výrobků je vyšší efektivita balení při ruční manipulaci. Ovládání zdvihu je navrženo pomocí hydraulické soustavy, pohyb okolo otočného sloupu a v kloubu je řešen silou pracovníka obsluhujícího zařízení. Jako uchopovací zařízení byl zvolen otočný mechanický trn dle průměru trubice a bude dle požadavků nakoupen od dodavatele, není součástí návrhu.



Obr.13 schéma pracoviště s manipulátorem

- 1 – odběrné místo
- 2 – paleta s ukládaným materiálem
- 3 – pracovník obsluhující manipulátor
- 4 – manipulátor

4 NÁVRH MANIPULÁTORU

Navrhnete manipulátor pro přemísťování velkonábalů na konci výrobní linky.

4.1 Požadavky:

Otočný výložník délky 1900 mm, s pracovní výškou od 500 mm do 2000 mm od podkladu. Na konci výložníku bude mechanický trn o požadovaném průměru, délky 350 mm pro zavěšení břemene.

Maximální průměr nábalu je 1100 mm, šířka 300 mm a maximální hmotnost 90 kg.

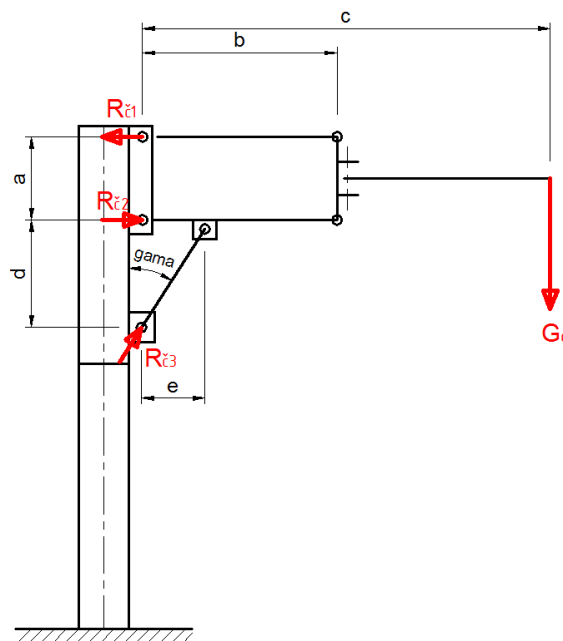
Celková výška manipulátoru maximálně 2100 mm.

Břemeno bude zvedáno za trubici, o průměru 45 mm, 76 mm anebo 152 mm. Nábal je soudržný homogenní svitek válcového tvaru navinutý na papírové trubce.

Obsluha manipulátoru bude ruční, rotační pohyb bude vykonán tahem obsluhy za madlo umístěné na konci výložníku a zdvih bude zajištěn hydraulickým válcem s ruční pumpou.

4.2 Konstrukce manipulátoru

Manipulátor bude navržen jako sloupový, s výložníkem skládající se z části paralelogramu a návazně vetknutého otočného nosníku. Celý výložník bude otočně uložen na sloupu a pro zachycení vertikální reakce s možností zdvihu bude podepřen hydraulickým válcem. Čerpadlo hydraulického válce bude ruční, umístění bude řešeno montážně při instalaci zařízení z důvodů co nejlepší ergonomie. Zjednodušené znázornění manipulátoru na obr. 13. Vyznačené jsou hlavní konstrukční rozměry, celkové zatížení od břemene a tíhy výložníku, spolu s reakčními silami v uložení výložníku na konstrukci sloupu.



Obr. 13 Zjednodušené vyobrazení manipulátoru

4.2.1 Navrhované základní rozměry manipulátoru

Výška paralelogramu: $a = 250 \text{ mm}$

Šířka paralelogramu: $b = 800 \text{ mm}$

Vzdálenost společného působíště tíhy břemene a výložníku c bude stanoveno dále výpočtem.

Vertikální vzdálenost spodního a horního čepu hyd. válce, ve vodorovné poloze výložníku: $d = 660 \text{ mm}$

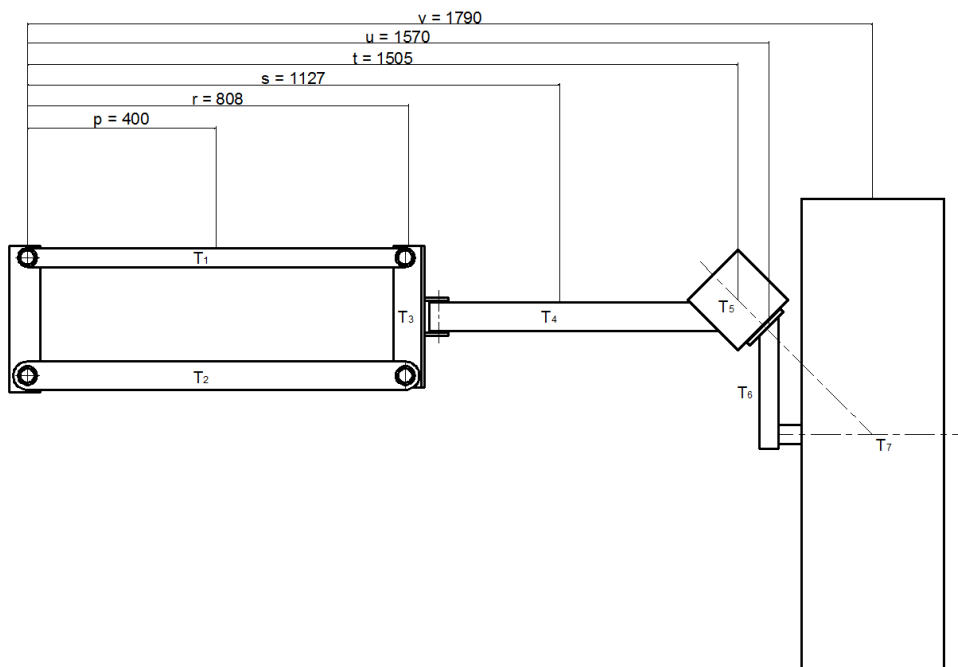
Největší horizontální vzdálenost spodního a horního čepu hyd. válce: $e = 165 \text{ mm}$

Výpočet úhlu γ sevřeného hydraulickým válcem a sloupem manipulátoru

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{e}{d}$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{e}{d} = \operatorname{arctg} \frac{165}{660} = 14^\circ \quad (4.1)$$

Výpočet společného působíště tíhy výložníku a břemene



Obr. 14 Horizontální vzdálenosti těžišť jednotlivých komponent výložníku od zavěšení paralelogramu

Stanovení přibližných hmotností jednotlivých komponent výložníku

Níže uváděné rozměry a profily jednotlivých částí výložníku, jsou navrženy předběžně na základě praxe. Jejich určení je nutné pro získání alespoň přibližných hmotností a tím i zatížení jednotlivých částí výložníku. Na základě vypočítaných reakčních sil R_{c1} , R_{c2} a R_{c3} bude konstrukce výložníku optimalizována.

Těleso s těžištěm T_1 z obrázku je navrženo z ocelového tenkostěnného čtvercového profilu jmenovitého rozměru $a = 40$ mm a $t = 3$ mm dle ČSN 426935 délky 800 mm doplněné o dvě ocelová pouzdra pro čepy. Celková hmotnost je předběžně stanovena na $m_1 = 3,2$ kg.

Těleso s těžištěm T_2 z obrázku je navrženo z ocelového tenkostěnného obdélníkového profilu jmenovitého rozměru $h = 60$ mm, $b = 40$ mm a $t = 3$ mm dle ČSN 426936 délky 800 mm doplněné o dvě ocelová pouzdra pro čepy. Celková hmotnost je předběžně stanovena na $m_2 = 4,6$ kg.

Těleso s těžištěm T_3 z obrázku je navrženo jako ocelový svarek pěti plechů tloušťky 6 mm a 8 mm. Celková hmotnost je předběžně stanovena na $m_3 = 3,3$ kg.

Těleso s těžištěm T_4 z obrázku je navrženo z ocelové trubky obdélníkového průřezu jmenovitého rozměru $a = 60$ mm, $b = 40$ mm a $t = 5$ mm dle ČSN 425720 délky 600 mm doplněné o ocelové pouzdro pro čep. Celková hmotnost je předběžně stanovena na $m_4 = 4,3$ kg.

Těleso s těžištěm T_5 z obrázku je ložiskové těleso s jedním radiálním a jedním radiálně axiálním ložiskem. Celková hmotnost je předběžně stanovena na $m_5 = 10,0$ kg.

Těleso s těžištěm T_6 z obrázku je navrženo z ocelové trubky obdélníkového průřezu jmenovitého rozměru $a = 60$ mm, $b = 40$ mm a $t = 5$ mm dle ČSN 425720 délky 260 mm. Celková hmotnost je předběžně stanovena na $m_6 = 1,8$ kg.

Těleso s těžištěm T_7 z obrázku je břemeno s upínacím trnem výložníku. Celková hmotnost je předběžně stanovena na $m_7 = 105$ kg.

Hmotnosti čepů nebyly zvlášť počítány, v rámci zaokrouhlování hmotností ostatních dílů na celé vyšší desetiny kilogramu, byly takto zahrnuty.

Celková hmotnost výložníku s břemenem: $m_{cv} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7$

$$m_{cv} = 3,2 + 4,6 + 3,3 + 4,3 + 10 + 1,8 + 105 = 132,2 \text{ kg} \quad (4.2)$$

Celkový moment jednotlivých částí výložníku ke společnému čepu paralelogramu a sloupu:

$$M_{cv1} = g \cdot (m_1 + m_2) \cdot p + g \cdot m_3 \cdot r + g \cdot m_4 \cdot s + g \cdot m_5 \cdot t + g \cdot m_6 \cdot u + g \cdot m_7 \cdot v$$

$$M_{cv1} = 9,81 \cdot (3,2 + 4,6) \cdot 400 + 9,81 \cdot 3,3 \cdot 808 + 9,81 \cdot 4,3 \cdot 1127 + 9,81 \cdot 10 \cdot 1505 + 9,81 \cdot 1,8 \cdot 1570 + 9,81 \cdot 105 \cdot 1790 = 2123457,9 \text{ N} \cdot \text{mm} \approx 2123,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.3)$$

kde g je gravitační zrychlení $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Celkový moment výložníku ke společnému čepu paralelogramu a sloupu:

$$M_{cv2} = g \cdot m_{cv} \cdot c \quad (4.4)$$

kde c [mm] je horizontální vzdálenost celkového těžiště výložníku od společného čepu paralelogramu a sloupu

Z rovnováhy momentů:

$$M_{cv1} = M_{cv2}$$

lze vyjádřit:

$$c = \frac{M_{cv1}}{g \cdot m_{cv}}$$

$$c = \frac{2123457,9}{9,81 \cdot 132,2} = 1637,4 \text{ mm} \quad (4.5)$$

Síly v uložení výložníku na sloup

a) Výložník v horizontální poloze (maximální vyložení břemene), viz. obr. 13
Suma sil působících horizontálně:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{\xi 2} - R_{\xi 1} + R_{\xi 3} \cdot \sin \gamma = 0 \quad (4.6)$$

Suma sil působících vertikálně:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{\xi 3} \cdot \cos \gamma - G_c = 0 \quad (4.7)$$

Suma momentů k bodu působivosti síly $R_{\xi 3}$:

$$\sum M_{R_{\xi 3}} = 0 \rightarrow R_{\xi 2} \cdot d + G_c \cdot c - R_{\xi 1} \cdot (a + d) = 0 \quad (4.8)$$

Z těchto rovnic vypočítáme velikosti jednotlivých sil $R_{\check{c}1}$ [N], $R_{\check{c}2}$ [N] a $R_{\check{c}3}$ [N].

$$R_{\check{c}3} = \frac{G_c}{\cos\gamma} = \frac{g \cdot m_{cv}}{\cos\gamma}$$

$$R_{\check{c}3} = \frac{9,81 \cdot 132,2}{\cos 14^\circ} = 1336,6 \text{ N} \quad (4.9)$$

z první rovnice:

$$R_{\check{c}2} = R_{\check{c}1} - R_{\check{c}3} \cdot \sin\gamma$$

po dosazení do třetí:

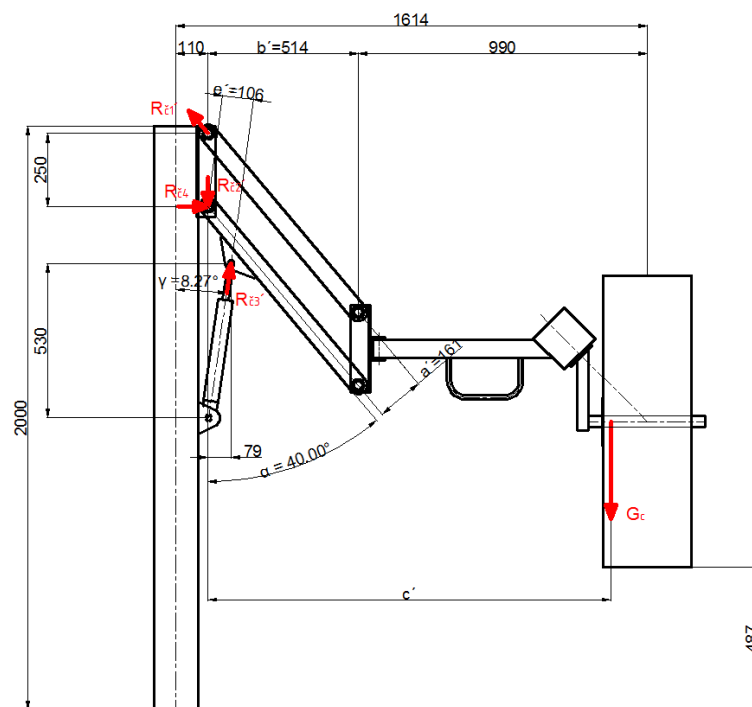
$$d \cdot R_{\check{c}1} - d \cdot R_{\check{c}3} \cdot \sin\gamma + G_c \cdot c - R_{\check{c}1} \cdot (a + d) = 0$$

$$R_{\check{c}1} = \frac{G_c \cdot c - d \cdot R_{\check{c}3} \cdot \sin\gamma}{a} = \frac{g \cdot m_{cv} \cdot c - d \cdot R_{\check{c}3} \cdot \sin\gamma}{a}$$

$$R_{\check{c}1} = \frac{9,81 \cdot 132,2 \cdot 1637,4 - 660 \cdot 1336,6 \cdot \sin 14^\circ}{250} = 7640,4 \text{ N} \quad (4.10)$$

$$R_{\check{c}2} = 7640,4 - 1336,6 \cdot \sin 14^\circ = 7317 \text{ N} \quad (4.11)$$

b) Výložník v dolní poloze (maximální síla v hydraulickém válci), viz. obr. 15



Obr. 15 Výložník v dolní poloze

Celkový moment jednotlivých částí výložníku ke společnému čepu paralelogramu a sloupu, viz. obr. 15:

$$M_{cv1}' = g \cdot (m_1 + m_2) \cdot p' + g \cdot m_3 \cdot r' + g \cdot m_4 \cdot s' + g \cdot m_5 \cdot t' + g \cdot m_6 \cdot u' + g \cdot m_7 \cdot v'$$

$$M_{cv1}' = 9,81 \cdot (3,2 + 4,6) \cdot 280 + 9,81 \cdot 3,3 \cdot 525 + 9,81 \cdot 4,3 \cdot 842 + 9,81 \cdot 10 \cdot 1219 + 9,81 \cdot 1,8 \cdot 1284 + 9,81 \cdot 105 \cdot 1504 = 1757497,2 \text{ N} \cdot \text{mm} \approx 1757,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde g je gravitační zrychlení $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (4.12)

Celkový moment výložníku ke společnému čepu paralelogramu a sloupu:

$$M_{cv2}' = g \cdot m_{cv} \cdot c'$$
 (4.13)

kde c' [mm] je horizontální vzdálenost celkového těžiště výložníku od společného čepu paralelogramu a sloupu.

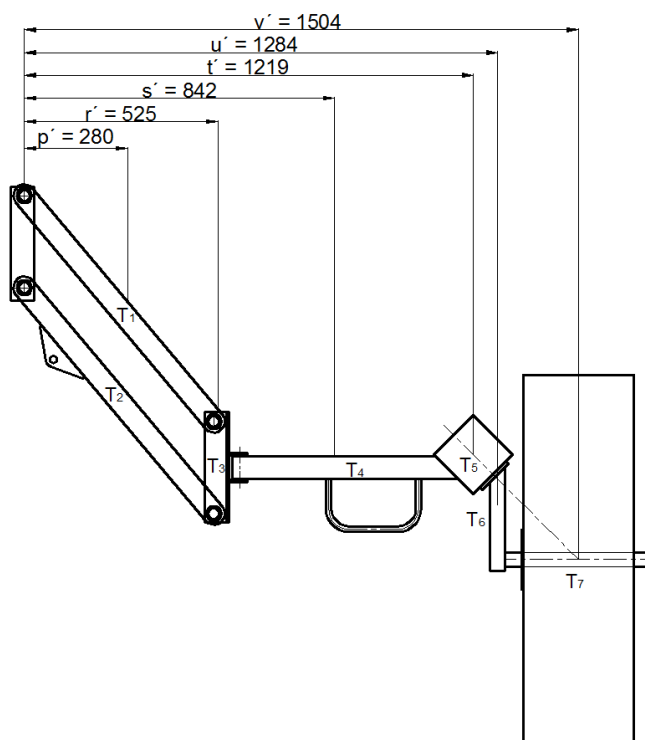
Z rovnováhy momentů:

$$M_{cv1}' = M_{cv2}'$$

lze vyjádřit:

$$c' = \frac{M_{cv1}'}{g \cdot m_{cv}}$$

$$c' = \frac{1757497,2}{9,81 \cdot 132,2} = 1355,2 \text{ mm}$$
 (4.14)



Obr. 16 Horizontální vzdálenosti těžišť jednotlivých komponent výložníku od zavěšení paralelogramu v dolní poloze

$$G_c \cdot (c' - b') = R_{\check{c}1} \cdot a'$$

$$R_{\check{c}1}' = \frac{G_c \cdot (c' - b')}{a'} = \frac{m_{cv} \cdot g \cdot (c' - b')}{a'}$$

$$R_{\check{c}1}' = \frac{132,2 \cdot 9,81 \cdot (1355,2 - 514)}{161} = 6776 \text{ N} \quad (4.15)$$

Suma sil působících horizontálně:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{\check{c}4} + R_{\check{c}3}' \cdot \sin\gamma - R_{\check{c}1}' \cdot \sin\alpha = 0 \quad (4.16)$$

Suma sil působících vertikálně:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{\check{c}3}' \cdot \cos\gamma - R_{\check{c}2}' - G_c + R_{\check{c}1}' \cdot \cos\alpha = 0 \quad (4.17)$$

Suma momentů k bodu působíště síly $R_{\check{c}3}$:

$$\sum M_{R_{\check{c}3}} = 0 \rightarrow G_c \cdot b' - R_{\check{c}3}' \cdot e' = 0 \quad (4.18)$$

Z těchto rovnic vypočítáme velikosti jednotlivých sil $R_{\check{c}1}'$ [N], $R_{\check{c}2}'$ [N], $R_{\check{c}3}'$ [N] $R_{\check{c}4}$ [N].

Z třetí rovnice:

$$R_{\check{c}3}' = \frac{G_c \cdot b'}{e'} = \frac{g \cdot m_{cv} \cdot b'}{e'}$$

$$R_{\check{c}3}' = \frac{9,81 \cdot 132,2 \cdot 514}{106} = 6288,6 \text{ N} \quad (4.19)$$

Z druhé rovnice:

$$R_{\check{c}2}' = R_{\check{c}3}' \cdot \cos\gamma - G_c + R_{\check{c}1}' \cdot \cos\alpha$$

$$R_{\check{c}2}' = 6288,6 \cdot \cos 8,27 - 132,2 \cdot 9,81 + 6776 \cdot \cos 40 = 10117 \text{ N} \quad (4.20)$$

Z první rovnice:

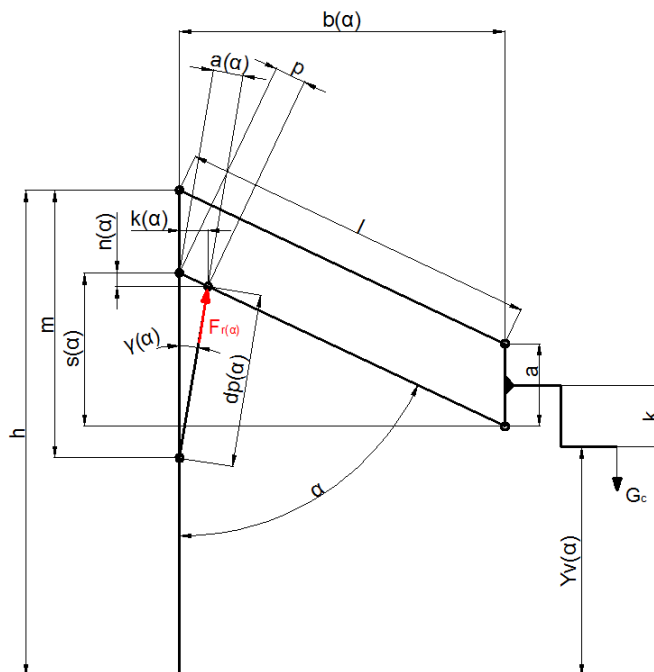
$$R_{\check{c}4} = R_{\check{c}1}' \cdot \sin\alpha - R_{\check{c}3}' \cdot \sin\gamma$$

$$R_{\check{c}4} = 6776 \cdot \sin 40 - 6288,6 \cdot \sin 8,27 = 3451 \text{ N} \quad (4.21)$$

Návrh výložníku a souvisejících komponent bude proveden vždy pro větší sílu z dvojice výše vypočítaných.

4.2.2 Kinematika manipulátoru

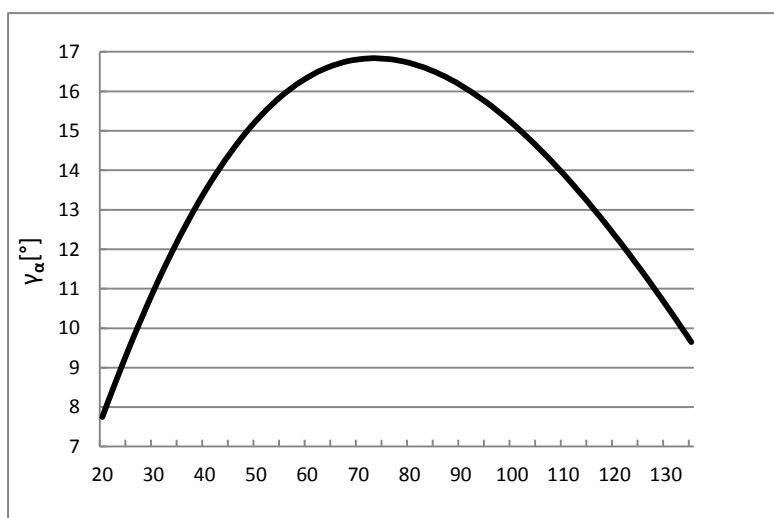
V této kapitole bude vyšetřena kinematika manipulátoru, tj. zjištěny průběhy a extrémy hlavních kinematických veličin navrhovaného manipulátoru. Následující funkce a jejich grafické znázornění byly vytvořeny pomocí software Microsoft Excel a jednotlivé konstanty a proměnné jsou znázorněny na obr.17.



Obr.17 Kinematika manipulátoru

Úhel natočení hydraulického válce γ_α [°] v závislosti na natočení výložníku α [°]

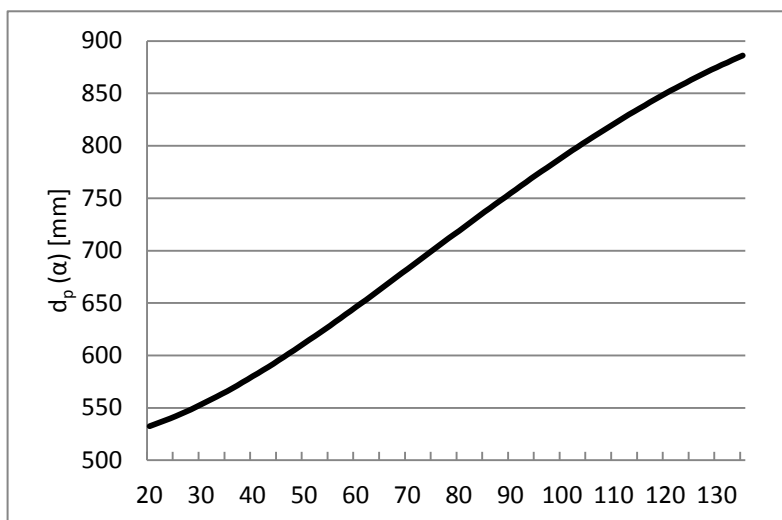
$$\gamma_\alpha = \arctg \frac{p \cdot \sin \alpha}{m - p \cdot \cos \alpha} \quad [^\circ] \quad (4.22)$$



Obr.18 Úhel natočení hydraulického válce γ_α [°] v závislosti na natočení výložníku α

Délka hydraulického válce d_{pa} [mm] v závislosti na natočení výložníku α [°]

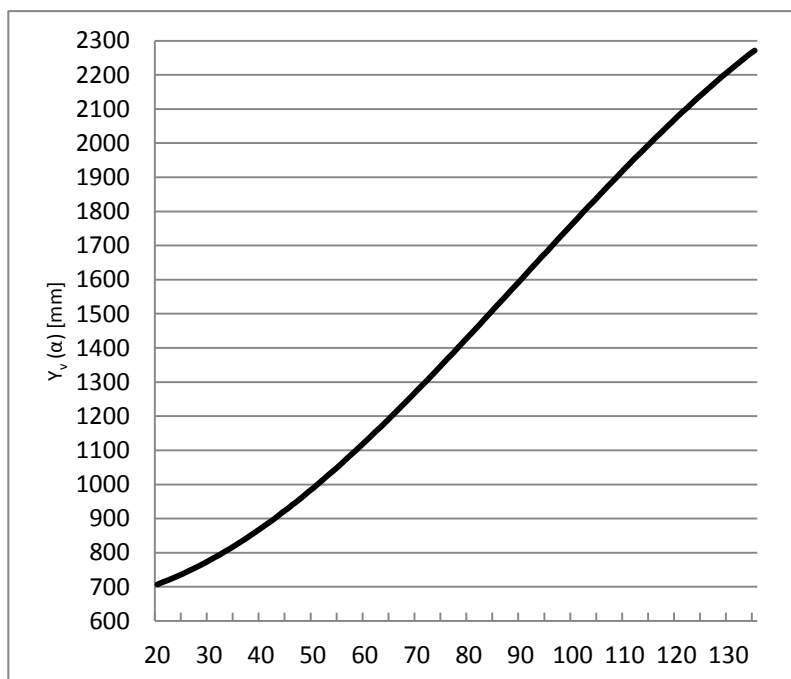
$$d_p = \sqrt{(p \cdot \sin\alpha)^2 + (m - p \cdot \cos\alpha)^2} \text{ [mm]} \quad (4.23)$$



Obr.19 Délka hydraulického válce d_p [mm] v závislosti na natočení výložníku α [°]

Vzdálenost upínací tyče manipulátoru od základny y_v [mm] v závislosti na natočení výložníku α [°]

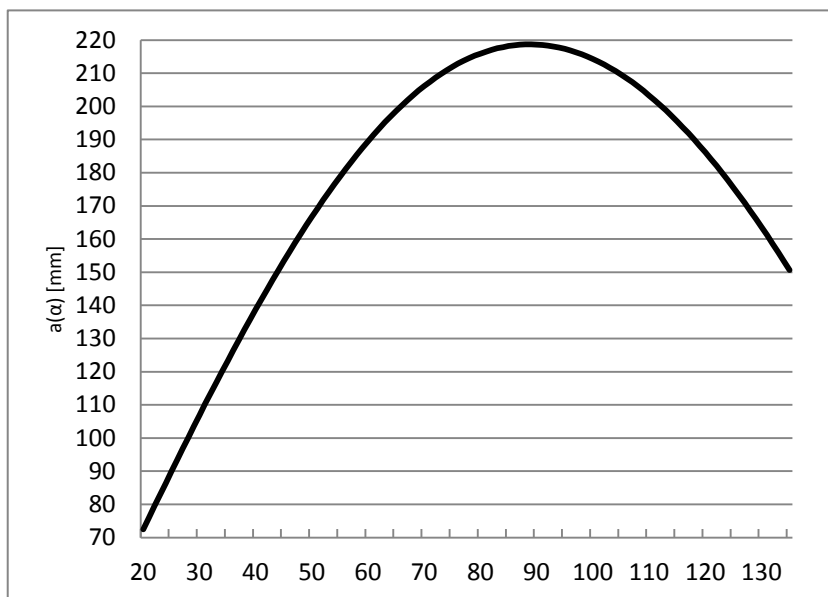
$$y_{v(\alpha)} = h - 0,5 \cdot a - k - l \cdot \cos\alpha \text{ [mm]} \quad (4.24)$$



Obr.20 Vzdálenost upínací tyče manipulátoru od základny y_v v závislosti na natočení výložníku α

Velikost ramene síly hydraulického válce $a_{(\alpha)}$ [mm] v závislosti na natočení výložníku α [°]

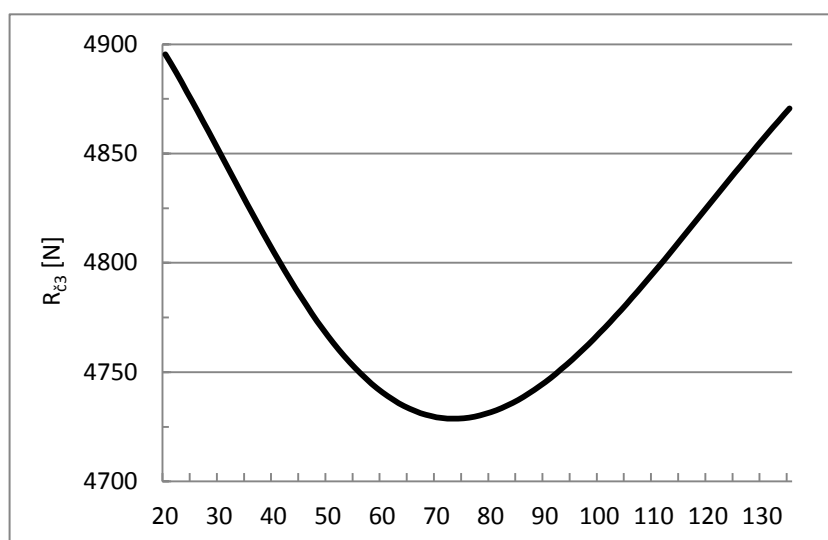
$$a_{(\alpha)} = \operatorname{tg}\gamma(\alpha) \cdot d_{p(\alpha)} = \frac{k}{m-p \cdot \cos\alpha} \cdot \sqrt{(p \cdot \sin\alpha)^2 + (m - p \cdot \cos\alpha)^2} \text{ [mm]} \quad (4.25)$$



Obr.21 Velikost ramene síly hydraulického válce $a_{(\alpha)}$ [mm] v závislosti na natočení výložníku α

Velikost síly hydraulického válce $R_{\check{c}3}$ [N] v závislosti na natočení výložníku α [°]

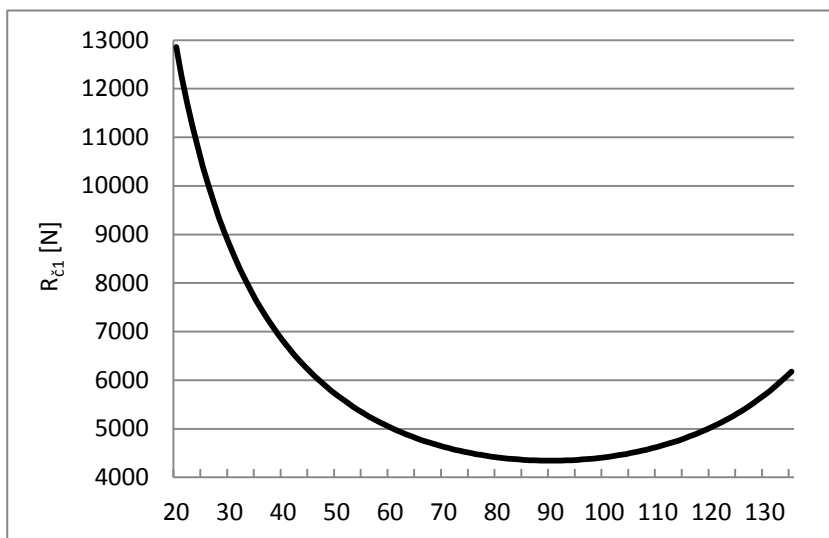
$$R_{\check{c}3} = \frac{G_c \cdot b(\alpha)}{a_{(\alpha)}} = \frac{m_{cv} \cdot 9,81 \cdot l \cdot \cos(90-\alpha)}{a_{(\alpha)}} \text{ [N]} \quad (4.26)$$



Obr.22 Velikost síly hydraulického válce $R_{\check{c}3}$ [N] v závislosti na natočení výložníku α [°]

Velikost síly $R_{\check{c}1}$ [N] v závislosti na natočení výložníku α [°]

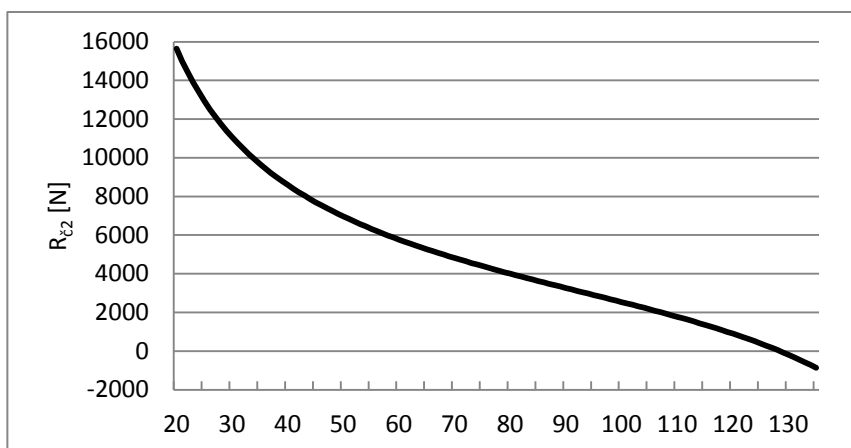
$$R_{\check{c}1} = \frac{G_c \cdot c - d \cdot R_{\check{c}3} \cdot \sin\alpha}{a} = \frac{g \cdot m_{cv} \cdot c - d \cdot R_{\check{c}3} \cdot \sin\alpha}{a} \quad [N] \quad (4.27)$$



Obr.23 Velikost síly $R_{\check{c}1}$ [N] v závislosti na natočení výložníku α [°]

Velikost síly $R_{\check{c}2}$ [N] v závislosti na natočení výložníku α [°]

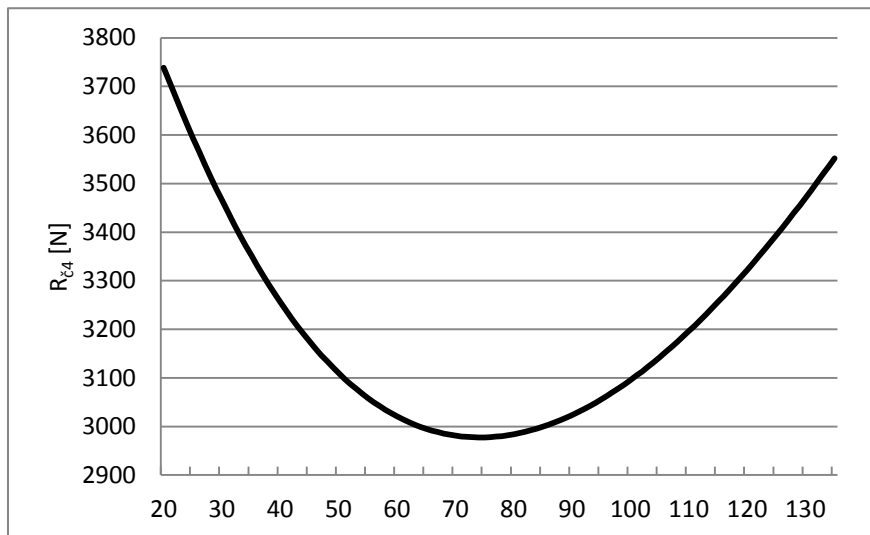
$$R_{\check{c}2}' = R_{\check{c}3}' \cdot \cos\gamma - G_c + R_{\check{c}1}' \cdot \cos\alpha \quad [N] \quad (4.28)$$



Obr.24 Velikost síly $R_{\check{c}2}$ [N] v závislosti na natočení výložníku α [°]

Velikost síly $R_{\check{c}4}$ [N] v závislosti na natočení výložníku α [°]

$$R_{\check{c}4} = R_{\check{c}1}' \cdot \sin\alpha - R_{\check{c}3}' \cdot \sin\gamma \text{ [N]} \quad (4.29)$$



Obr.25 Velikost síly $R_{\check{c}4}$ [N] v závislosti na natočení výložníku α [°]

4.2.3 Optimalizovaný návrh výložníku

Výložník bude navržen z materiálu S235JR (11373).

Průřez horního táhla paralelogramu

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

Horní táhlo paralelogramu je namáháno na tah.

Dovolené napětí v tahu $\sigma_{dt} = 65$ MPa pro míjivé namáhání [11].

$$\sigma_{dt} = \frac{R_{\check{c}1}}{S_{1min}} \rightarrow S_{1min} = \frac{R_{\check{c}1}}{\sigma_{dt}}$$

$$S_{1min} = \frac{7640,4}{65} = 117,5 \text{ mm}^2 \quad (4.30)$$

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

Horní táhlo paralelogramu je namáháno zejména ohybem zapříčiněným otočením otočného ramene o 90° , proto v této fázi návrhu bude namáhání na tah zanedbáno.

$$F_{o1} = G_c \cdot \frac{c-b}{a} = g \cdot m_c \cdot \frac{c-b}{a}$$

$$F_{o1} = 9,81 \cdot 132,2 \cdot \frac{1637,4-800}{250} = 4344 \text{ N} \quad (4.31)$$

$$\sigma_{o1y} = \frac{M_{o1y}}{W_{o1y}} \rightarrow W_{o1y} = \frac{M_{o1y}}{\sigma_{do}}$$

$$W_{o1min} = \frac{F_{o1} \cdot b}{\sigma_{do}} = \frac{4344 \cdot 800}{70} = 49646 \text{ mm}^3 \quad (4.32)$$

Předběžně navržený tenkostěnný čtvercový profil o velikosti 40 mm a tloušťce stěny 3 mm s plochou průřezu 399 mm^2 bude nahrazen stejným typem velikosti 100 mm s tloušťkou stěny 5 mm o ploše průřezu 1835 mm^2 a $W_o = 54220 \text{ mm}^3$.

Průřez spodního táhla paralelogramu

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

Spodní táhlo paralelogramu je namáháno tlakem silou $R_{\zeta 1}$ a ohybem kolmou složkou síly $R_{\zeta 3}'$ vůči táhlu.

Dovolené napětí v tlaku $\sigma_{dt} = 65$ MPa pro míjivé namáhání [11].

$$\sigma_{dt} = \frac{R_{\zeta 1}}{S_{2min}} \rightarrow S_{2min} = \frac{R_{\zeta 1}}{\sigma_{dt}}$$
$$S_{2min} = \frac{7640,4}{65} = 117,5 \text{ mm}^2 \quad (4.33)$$

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_o = 70$ MPa pro míjivé namáhání [11].

$$\sigma_{do} = \frac{M_{o2}}{W_{o2min}} \rightarrow W_{o2min} = \frac{M_{o2}}{\sigma_{do}} = \frac{R_{\zeta 3}' \cdot \cos(90 - \alpha - \gamma) \cdot e'}{\sigma_{do}}$$
$$W_{o2min} = \frac{6288,6 \cdot \cos(90 - 40 - 8,27) \cdot 106}{70} = 7106,7 \text{ mm}^3 \quad (4.34)$$

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

Dolní táhlo paralelogramu je namáháno zejména ohybem zapříčiněným otočením otočného ramene o 90° , proto v této fázi návrhu bude namáhání na tah a ohyb od silového účinku hydraulického válce zanedbáno.

$$F_{o1} = G_c \cdot \frac{c-b}{a} = g \cdot m_c \cdot \frac{c-b}{a}$$
$$F_{o1} = 9,81 \cdot 132,2 \cdot \frac{1637,4 - 800}{250} = 4344 \text{ N} \quad (4.35)$$

$$\sigma_{o1y} = \frac{M_{o1y}}{W_{o1y}} \rightarrow W_{o1y} = \frac{M_{o1y}}{\sigma_{do}}$$
$$W_{o1min} = \frac{F_{o1} \cdot b}{\sigma_{do}} = \frac{4344 \cdot 800}{70} = 49646 \text{ mm}^3 \quad (4.36)$$

Navrhovaný tenkostěnný profil obdélníkového průřezu 60 x 40 mm s tloušťkou stěny 3 mm, plochou průřezu 529,5 mm² a W_o 8185 mm³ bude nahrazen čtvercovým profilem o velikosti 100 mm s tloušťkou stěny 5 mm, plochou průřezu 1835 mm² a $W_o = 54220 \text{ mm}^3$.

Průřez otočného ramene výložníku

Otočné rameno výložníku je namáháno na ohyb.

$$\sigma_{do} = \frac{M_{o4}}{W_{o4min}} \rightarrow W_{o4min} = \frac{M_{o4}}{\sigma_{do}} = \frac{G_c \cdot (c-b)}{\sigma_{do}} = \frac{g \cdot m_{cv} \cdot (c-b)}{\sigma_{do}}$$
$$W_{o4min} = \frac{9,81 \cdot 132,2 \cdot (1637,4 - 800)}{70} = 15514 \text{ mm}^3 \quad (4.37)$$

Navrhovaný tenkostěnný profil 60 x 40 s tloušťkou stěny 5 mm a W_o 12274 mm³ bude nahrazen tenkostěnným profilem 80 x 40 s tloušťkou stěny 4 mm a W_o 16198 mm³.

Průřez krátkého ramínka na ložisku

Krátké rameno na ložisku je namáháno tahem a ohybem.

$$\sigma_{dt} = \frac{G_c}{S_{6min}} \rightarrow S_{6min} = \frac{G_c}{\sigma_{dt}} = \frac{g \cdot m_{cv}}{\sigma_{dt}}$$
$$S_{6min} = \frac{9,81 \cdot 132,2}{65} = 20 \text{ mm}^2 \quad (4.38)$$

$$\sigma_{do} = \frac{M_{o6}}{W_{o6min}} \rightarrow W_{o6min} = \frac{M_{o6}}{\sigma_{do}} = \frac{G_c \cdot (v-u)}{\sigma_{do}} = \frac{g \cdot m_{cv} \cdot (v-u)}{\sigma_{do}}$$
$$W_{o6min} = \frac{9,81 \cdot 132,2 \cdot (1790 - 1570)}{70} = 4076 \text{ mm}^3 \quad (4.39)$$

Navrhovaný tenkostěnný profil obdélníkového průřezu o rozměrech 60 x 40 mm s tloušťkou stěny 5 mm plochou průřezu 853 mm² a W_o 12274 mm³ bude nahrazen tenkostěnným profilem čtvercového průřezu velikosti 45 mm s tloušťkou stěny 3 mm s plochou průřezu 469 mm² a W_o 5934 mm³.

Průřez čepů horního táhla paralelogramu

Čepy horního táhla paralelogramu jsou namáhány na smyk a ohyb. Smykové napětí je však u tohoto způsobu namáhání dominantní, proto bude ohybové napětí v této návrhové části zanedbáno.

Táhlo bude čepem připevněno mezi dvě závěsná oka sloupu. Nosné průřezy jsou tedy dva.

Dovolené napětí ve smyku $\tau_d = 40$ MPa pro míjivé namáhání dle [11].

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

$$\tau_d = \frac{R_{\check{c}1}}{2 \cdot S_{\check{c}1min}} \rightarrow S_{\check{c}1min} = \frac{R_{\check{c}1}}{2 \cdot \tau_d}$$
$$S_{\check{c}1min} = \frac{7640,4}{2 \cdot 40} = 95,5 \text{ mm}^2 \quad (4.40)$$

Průměr čepu

$$S_{\check{c}1min} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}1min}^2}{4} \rightarrow d_{\check{c}1min} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\check{c}1min}}{\pi}}$$
$$d_{\check{c}1min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 95,5}{\pi}} = 11 \text{ mm} \quad (4.41)$$

kde

$S_{\check{c}1min}$ [mm²] je minimální průřez čepů

$d_{\check{c}1min}$ [mm] je minimální průměr čepů

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

$$F_{s1} = F_{o1} \cdot \frac{b}{\xi_1} = 4344 \cdot \frac{800}{100} = 34752 \text{ N} \quad (4.42)$$

$$S_{\check{c}1min} = \frac{F_{s1}}{\tau_d} = \frac{34752}{40} = 868,8 \text{ mm}^2 \quad (4.43)$$

$$d_{\check{c}1min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 868,8}{\pi}} = 33,3 \text{ mm} \quad (4.44)$$

kde

$S_{\check{c}1min}$ [mm²] je minimální průřez čepu 1

$d_{\check{c}1min}$ [mm] je minimální průměr čepu 1

ξ_1 [mm] je šířka profilu horního táhla

Volím průměr čepu 35 mm.

Návrh pouzder čepů horního táhla paralelogramu

Profil táhla bude v místě průchodu čepu zesílen trubkou o vnitřním průměru 35 mm a s tloušťkou stěny 3 mm vevařenou mezi dvě stěny profilu. Ta bude také sloužit jako ložisko táhla.

Vzhledem ke kývavému pohybu nejsou zapotřebí ložiska z kluzného materiálu. Nízký součinitel tření bude zajištěn namazáním tohoto pouzdra a čepu plastickým mazivem při montáži.

Nyní bude navržena tloušťka závěsných ok na sloupu manipulátoru pro horní táhlo a také ok krátkého ramene paralelogramu, ke kterým bude horní táhlo paralelogramu připevněno.

Tyto oka budou zejména namáhána na otláčení, proto bude jejich šířka stanovena z tlaku dovoleného na otláčení.

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

Dovolené napětí na otláčení volím pro nepohyblivé uložení $p_d = 45 \text{ MPa}$.

$$p_d = \frac{R_{\check{c}1}}{2 \cdot d_{\check{c}1} \cdot \check{s}_{3min}} \rightarrow s_{1min} = \frac{R_{\check{c}1}}{2 \cdot d_{\check{c}1} \cdot p_d}$$

$$\check{s}_{3min} = \frac{7640,4}{2 \cdot 35 \cdot 45} = 2,4 \text{ mm} \quad (4.45)$$

Kde

\check{s}_{3min} [mm] je minimální šířka závěsného oka horního táhla paralelogramu

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu

$$p_d = \frac{F_{s1}}{d_{\check{c}1} \cdot \check{s}_{3min}} \rightarrow s_{1min} = \frac{F_{s1}}{d_{\check{c}1} \cdot p_d}$$

$$\check{s}_{3min} = \frac{34752}{35 \cdot 45} = 22 \text{ mm} \quad (4.46)$$

Volím šířku 22 mm

Průřez čepu spodního táhla paralelogramu

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem

Čep spojující spodní táhlo se sloupem je nejvíce namáhán ve spodní poloze výložníku výslednou silou sil $R_{\check{c}2}$ a $R_{\check{c}4}$, viz. obr. 3. Tato výsledná síla bude označena $R_{\check{c}24}$ [N]. Navrhovaný čep namáhá zejména smykem, proto bude jeho průměr navržen z dovoleného napětí ve smyku.

$$R_{\check{c}24} = \sqrt{R_{\check{c}2}^2 + R_{\check{c}4}^2}$$

$$R_{\check{c}24} = \sqrt{10117^2 + 3451^2} = 10689,4 \text{ N} \quad (4.47)$$

$$\tau_d = \frac{R_{\check{c}24}}{2 \cdot S_{\check{c}21min}} \rightarrow S_{\check{c}21min} = \frac{R_{\check{c}24}}{2 \cdot \tau_d}$$

$$S_{\check{c}21min} = \frac{10689,4}{2 \cdot 40} = 133,6 \text{ mm}^2 \quad (4.48)$$

Průměr čepu

$$S_{\check{c}21min} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}21min}^2}{4} \rightarrow d_{\check{c}21min} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\check{c}21min}}{\pi}}$$
$$d_{\check{c}21min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 133,6}{\pi}} = 13 \text{ mm} \quad (4.49)$$

kde

$S_{\check{c}21min}$ [mm²] je minimální průřez čepu spojující spodní táhlo se sloupem

$d_{\check{c}21min}$ [mm] je minimální průměr čepu spojující spodní táhlo se sloupem

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu

$$F_{s1} = F_{o1} \cdot \frac{b}{\check{s}_2} = 4344 \cdot \frac{800}{100} = 34752 \text{ N} \quad (4.50)$$

$$d_{\check{c}21min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 868,8}{\pi}} = 33,3 \text{ mm} \quad (4.51)$$

kde

$S_{\check{c}21min}$ [mm²] je minimální průřez čepu 1

$d_{\check{c}21min}$ [mm] je minimální průměr čepu 1

\check{s}_2 [mm] je šířka profilu spodního táhla

Volím průměr čepu 35 mm

Čep spojující spodní táhlo s krátkým svislým táhlem paralelogramu

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

Čep spojující spodní táhlo s krátkým svislým táhlem paralelogramu je nejvíce namáhán ve spodní poloze výložníku výslednou silou sil $R_{\check{c}1}$ a G_c , viz. obr. 3. Tato výsledná síla bude označena $R_{\check{c}1gc}$ [N]. Navrhovaný čep je namáhán zejména smykem, proto bude jeho průměr navržen z dovoleného napětí ve smyku.

$$R_{\check{c}1gc} = \sqrt{R_{\check{c}1}^2 + (G_c \cdot \cos(90 - \alpha))^2}$$
$$R_{\check{c}1gc} = \sqrt{R_{\check{c}1}^2 + (m_{cv} \cdot 9,81 \cdot \cos(90 - \alpha))^2} = \sqrt{R_{\check{c}1}^2 + (m_{cv} \cdot 9,81 \cdot \cos(90 - \alpha))^2}$$
$$R_{\check{c}1gc} = \sqrt{6776^2 + (132,2 \cdot 9,81 \cdot \cos(90 - 40))^2} = 6827 \text{ N} \quad (4.52)$$

$$\tau_d = \frac{R_{\check{c}1gc}}{2 \cdot S_{\check{c}22min}} \rightarrow S_{\check{c}22min} = \frac{R_{\check{c}1gc}}{2 \cdot \tau_d}$$

$$S_{\check{c}22min} = \frac{6827}{2 \cdot 40} = 85,3 \text{ mm}^2 \quad (4.53)$$

Průměr čepu

$$S_{\check{c}22min} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}22min}^2}{4} \rightarrow d_{\check{c}22min} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\check{c}22min}}{\pi}}$$

$$d_{\check{c}22min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 85,3}{\pi}} = 10,4 \text{ mm} \quad (4.54)$$

kde

$S_{\check{c}22min}$ [mm²] je minimální průřez čepu spojující spodní táhlo se svislým táhlem paralelogramu

$d_{\check{c}22min}$ [mm] je minimální průměr čepu spojující spodní táhlo se svislým táhlem paralelogramu

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

$$F_{s1} = F_{o1} \cdot \frac{b}{\check{s}_2} = 4344 \cdot \frac{800}{100} = 34752 \text{ N} \quad (4.55)$$

$$S_{\check{c}22min} = \frac{F_{s1}}{\tau_d} = \frac{34752}{40} = 868,8 \text{ mm}^2 \quad (4.56)$$

$$d_{\check{c}22min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 868,8}{\pi}} = 33,3 \text{ mm} \quad (4.57)$$

Kde:

$S_{\check{c}22min}$ [mm²] je minimální průřez čepu 1

$d_{\check{c}22min}$ [mm] je minimální průměr čepu 1

\check{s}_2 [mm] šířka profilu dolního táhla

Volím průměr čepu 35 mm

Prostřední čep spodního táhla

Prostřední čep spodního táhla je nejvíce namáhán silou $R_{\xi 3}'$, viz. obr. 3. A to v dolní poloze výložníku a jeho průměr bude navržen obdobně jako u čepů horního táhla paralelogramu z podmínky na smyk. Výpočtem bude navržen minimální průměr čepu, který bude upřesněn až při výběru hydraulického válce.

$$\tau_d = \frac{R_{\xi 3}'}{2 \cdot S_{\xi 23min}} \rightarrow S_{\xi 23min} = \frac{R_{\xi 3}'}{2 \cdot \tau_d} \quad (4.58)$$

$$S_{\xi 23min} = \frac{6288,6}{2 \cdot 40} = 78,6 \text{ mm}^2 \quad (4.59)$$

Průměr čepu

$$S_{\xi 23min} = \frac{\pi \cdot d_{\xi 23min}^2}{4} \rightarrow d_{\xi 23min} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\xi 23min}}{\pi}} \quad (4.60)$$

$$d_{\xi 23min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 78,6}{\pi}} = 10 \text{ mm} \quad (4.61)$$

kde

$S_{\xi 23min}$ [mm²] je minimální průřez čepu spojující spodní táhlo s pístnicí hydraulického válce

$d_{\xi 23min}$ [mm] je minimální průměr čepu spojující spodní táhlo s pístnicí hydraulického válce

Návrh pouzder čepů spodního táhla paralelogramu

Profil táhla bude v místě průchodu čepu zesílen trubkou o vnitřním průměru 35 mm a s tloušťkou stěny 3 mm vevařenou mezi dvě stěny profilu. Ta bude také sloužit jako ložisko táhla.

Vzhledem ke kývavému pohybu nejsou zapotřebí ložiska z kluzného materiálu. Nízký součinitel tření bude zajištěn namazáním tohoto pouzdra a čepu plastickým mazivem při montáži.

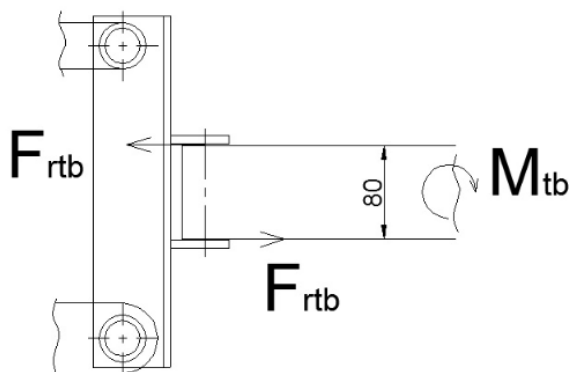
Vzhledem k téměř shodnému namáhání spodního a horního táhla paralelogramu při 2. zatěžovacím stavu, budou závěsná oka spodního táhla paralelogramu navržena shodně jako pro horní táhlo paralelogramu.

Průřez čepu otočného ramene

Čep otočného ramene je zejména namáhán ohybovým momentem od tíhy břemene na rameni vzdálenosti působíště tíhy břemene od osy otáčení otočného ramene. Vlastní tíhu otočného ramene, ložiskového tělesa a krátkého ramene na ložisku vzhledem k tíze břemene zanedbám.

Rameno momentu tíhy břemene od osy otáčení otočného ramene

$$l_{or} = 837 \text{ mm}$$



Obr.26 Schématické znázornění zatížení čepu otočného ramene

Smyková síla působící na čep

$$F_{rtb} = \frac{M_{tb}}{V_{or}} = \frac{m \cdot g \cdot l_{or}}{V_{or}} = \frac{9,81 \cdot 105 \cdot 837}{80} = 10776,9 \text{ N} \quad (4.62)$$

Kde

M_{tb} [N.mm] je moment od tíhy břemene na ramenu vzdálenosti působíště tíhy břemene od osy otáčení otočného ramene.

V_{or} [mm] výška profilu otočného ramene

Průměr čepu bude stanoven z dovoleného smykového napětí.

$$S_{\check{c}ermin} = \frac{F_{rtb}}{\tau_d} = \frac{10776,9}{40} = 269,4 \text{ mm}^2 \quad (4.63)$$

Průměr čepu

$$d_{\check{c}ermin} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\check{c}er}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 269,4}{\pi}} = 18,5 \text{ mm}$$

(4.64)

Volím průměr 20 mm.

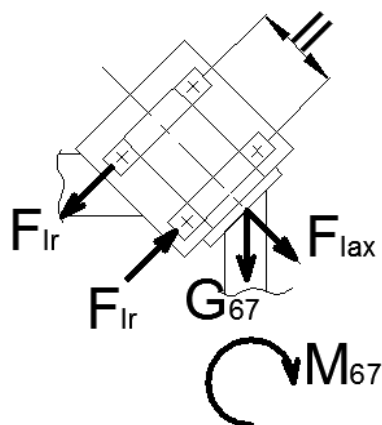
Návrh pouzder čepu otočného ramene

Profil táhla je tenkostěnný, proto bude v místě průchodu čepu zesílen trubkou o vnitřním průměru 20 mm a s tloušťkou stěny 3 mm vevařenou mezi dvě stěny profilu. Ta bude také sloužit jako ložisko táhla.

Vzhledem ke kývavému pohybu nejsou zapotřebí ložiska z kluzného materiálu. Nízký součinitel tření bude zajištěn namazáním tohoto pouzdra a čepu plastickým mazivem při montáži.

Návrh radiálně axiálního ložiska výložníku

Uložení ramene bude provedeno jedním radiálním a jedním radiálně axiálním ložiskem. Slouží pro zachycení silové dvojice F_{lr} od momentu tíh M_{67} krátkého ramene na ložisku s těžištěm T_6 z obr. 14 a břemene s upínacím čepem výložníku se společným těžištěm T_7 z obr. 14. Axiální složku zatížení ložisek F_{lax} způsobenou tíhou G_{67} zachytí právě radiálně axiální ložisko.



Obr.27 Schématické znázornění zatížení radiálně axiálního ložiska ramene

$$M_{67} = g \cdot m_6 \cdot r_{M6} + g \cdot m_7 \cdot r_{M7}$$

$$M_{67} = 9,81 \cdot 1,8 \cdot 65 + 9,81 \cdot 105 \cdot 285 = 294712 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.65)$$

r_{M6} [mm] je rameno tíhy krátkého ramene s těžištěm T_6 z obr.14

$$r_{M6} = u - t = 1570 - 1505 = 65 \text{ mm} \quad (4.66)$$

r_{M7} [mm] je rameno tíhy břemene s upínacím čepem výložníku se společným těžištěm T7 z obr.14

$$r_{M7} = v - t = 1790 - 1505 = 285 \text{ mm} \quad (4.67)$$

$$M_{67} = F_{lr} \cdot l_l$$

$$F_{lr} = \frac{M_{67}}{l_l} = \frac{294712}{88} = 3349 \text{ N} \quad (4.68)$$

$$F_{lax} = G_{67} \cdot \sqrt{2} = g \cdot (m_6 + m_7) \cdot \sqrt{2} = 1481,7 \text{ N} \quad (4.69)$$

Radiální ložisko

Návrh ložisek dle [11]

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$F_{er} = V \cdot X \cdot F_{lr} + Y \cdot F_{lax}$$

Kde $F_a = 0 \text{ N}$

$$F_{er} = 1 \cdot 1 \cdot 3349 + 0 = 3349 \text{ N} \quad (4.70)$$

kde

V [] je rotační součinitel

X [] koeficient radiálního zatížení pro radiální ložiska

Y [] koeficient axiálního zatížení pro radiální ložiska

Určení základní dynamické únosnosti C .

Pro základní trvanlivost $L = 20 \cdot 10^6$ otáček.

Vzhledem ke kývavému otáčení se tato trvanlivost dá považovat za dostatečnou.

$$L = \left(\frac{C}{F_{er}} \right)^m$$

$$\text{Pro } m = 3 \text{ je } \left(\frac{C}{F_{er}} \right) = 2,71$$

$$C = F_{er} \cdot 2,71 = 3349 \cdot 2,71 = 9076 \text{ N} \quad (4.71)$$

Statické zatížení ložiska

$$F_{eor} = X_0 \cdot F_{lr} + Y_0 \cdot F_{lax}$$

Protože : $F_{lax} = 0 \text{ N}$

$$F_{eor} = X_0 \cdot F_{lr} = 3349 \text{ N} \quad (4.72)$$

Pro dané provozní podmínky a způsob zatížení byla zvolena bezpečnost ložiska S_0 .

$$S_0 = 1,5$$

Minimální statická únosnost ložiska

$$C_{or} \geq S_0 \cdot F_{eor}$$

$$C_{or} \geq 1,5 \cdot 3349 = 5024 \text{ N} \quad (4.73)$$

Radiálně axiální ložisko

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_{er} = V \cdot X \cdot F_{lr} + Y \cdot F_{lax}$$

$$\frac{F_{lax}}{V \cdot F_{lr}} = \frac{1481,7}{1 \cdot 3349} = 0,44$$

$$\frac{F_{lax}}{V \cdot F_{lr}} = 0,44 < e = 0,68 \Rightarrow Y = 0$$

$$F_{er} = 1 \cdot 1 \cdot 3349 + 0 \cdot 1481,7 = 3349 \text{ N} \quad (4.74)$$

Určení základní dynamické únosnosti C.

Pro základní trvanlivost $L = 20 \cdot 10^6$ otáček.

Vzhledem ke kývavému otáčení se tato trvanlivost dá považovat za dostatečnou.

$$L = \left(\frac{C}{F_{er}} \right)^m$$

$$\text{Pro } m = 3 \text{ je } \left(\frac{C}{F_{er}} \right) = 2,71$$

$$C = F_{er} \cdot 2,71 = 3349 \cdot 2,71 = 9076 \text{ N} \quad (4.75)$$

Statické zatížení ložiska

$$F_{eor} = X_0 \cdot F_{lr} + Y_0 \cdot F_{lax}$$

Radiální součinitel ložiska $X_0 = 0,5$

Axiální součinitel ložiska $Y_0 = 0,37$

$$F_{eor} = 0,5 \cdot 3349 + 0,37 \cdot 1481,7 = 2223 \text{ N} \quad (4.76)$$

Pro $S_0 = 1,5$

$$C_{ora} \geq S_0 \cdot F_{eor}$$

$$C_{ora} \geq 1,5 \cdot 2223 = 3335 \text{ N} \quad (4.77)$$

Z vypočtených C a C_0 vychází jako vhodné radiální ložisko jednořadé kuličkové 6304 dle ČSN 024630 a radiálně axiální ložisko kuličkové jednořadé s kosoúhlým stykem 7204 dle ČSN 024645.

Obě navržená ložiska jsou s vnitřním průměrem 20 mm.

Ověření čepu \varnothing 20 mm pro ložiska s ohledem na ohybový moment M_{67} .

$$\sigma_o = \frac{M_{67}}{W_{o\check{c}l}} \leq \sigma_{dov}$$

Kde $W_{o\check{c}l}$ [mm^3] je průřezový modul čepu ložisek v ohybu.

$$W_{o\check{c}l} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}l}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 20^3}{32} = 785,4 \text{ mm}^3 \quad (4.78)$$

$\sigma_{dov} = 70 \text{ MPa}$ je dovolené napětí pro ocel 11373 a míjivé namáhání [11].

$$\sigma_o = \frac{294712}{785,4} = 375 \text{ MPa} \geq 70 \text{ MPa} \quad (4.79)$$

Pro navržený průměr čepu ložisek je dané namáhání příliš velké, proto nyní zvolím vhodný \varnothing čepu.

$$W_{o\check{c}lmin} \geq \frac{M_{67}}{\sigma_{dov}} = \frac{294712}{70} = 4210,1 \text{ mm}^3 \quad (4.80)$$

Minimální průměr čepu ložisek

$$d_{\check{c}lmin} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{o\check{c}lmin}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4210,1}{\pi}}$$

$$d_{\check{c}lmin} = 35 \text{ mm} \quad (4.81)$$

Volím průměr čepu 40 mm a z tohoto důvodu následující ložiska:

Radiální 6308 dle ČSN 024630.

Radiálně axiální 7208 dle ČSN 024645.

4.2.4 Předběžný návrh sloupu

Návrh průřezu sloupu

Průřez sloupu bude odvozen od ohybového momentu působícího na sloup při maximálním vyložení břemene. To je když je výložník ve vodorovné poloze.

Velikost tohoto momentu byla stanovena v kapitole 4.2.1. jako celkový moment jednotlivých částí výložníku ke společnému čepu paralelogramu a sloupu.

$$M_{cv1} = 2123457,9 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{osl} = \frac{M_{cv1}}{W_{osl}} \leq \sigma_{dov}$$

$$W_{oslmin} \geq \frac{M_{cv1}}{\sigma_{dov}} = \frac{2123457,9}{70} = 30335 \text{ mm}^3 \quad (4.82)$$

Sloup bude navržen z trubky podélně svařované o vnějším průměru 152,4 mm a tloušťkou stěny 6 mm dle ČSN EN 10219-2

Průřezový moment v ohybu této trubky je:

$$W_{otr} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{tr}^4 - d_{tr}^4}{D_{tr}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{152,4^4 - 140,4^4}{152,4} = 97187 \text{ mm}^3 \quad (4.83)$$

Předimenzování tuhosti trubky je v souladu s požadavkem na její tuhost.

Návrh radiálně axiálního uložení výložníku na sloupu

Tíha výložníku s břemenem

$$G_{cv} = g \cdot m_{cv} = 9,81 \cdot 132,2 = 1297 \text{ N} \quad (4.84)$$

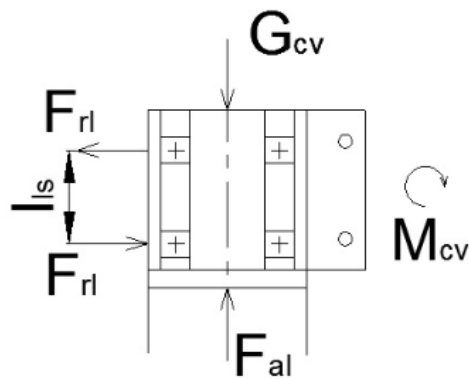
Rozteč ložisek sloupu $L_{ls} = 995 \text{ mm}$

Radiální síla působící na každé ložisko

$$F_{rl} = \frac{M_{cv1}}{L_{ls}} = \frac{2123457,9}{995} = 2134,1 \text{ N} \quad (4.85)$$

Axiální síla působící na radiálně axiální ložisko

$$F_{al} = G_{cv} = 1297 \text{ N} \quad (4.86)$$



Obr.28 Schématické znázornění otoče sloupu

Návrh radiálního ložiska

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_{er} = V \cdot X \cdot F_{rl} + Y \cdot F_{al}$$

Pro rotační součinitel $V = 1$

Součinitel radiální síly $X = 1$

Součinitel axiální síly $Y = 0$

$$F_{er} = 1 \cdot 1 \cdot 2134,1 + 0 = 2134,1 \text{ N} \quad (4.87)$$

Pro základní trvanlivost $L = 20 \cdot 10^6$ otáček a exponent $m = 3$ je odpovídající jednořadému kuličkovému ložisku je poměr:

$$\frac{C}{F_{er}} = 2,71 \quad (4.88)$$

potom

$$C = F_{er} \cdot 2,71$$

$$C = 2134,1 \cdot 2,71 = 5783,4 \text{ N} \quad (4.89)$$

Statické zatížení ložiska

$$F_{eor} = X_0 \cdot F_{rl} + Y_0 \cdot F_{al}$$

Protože : $F_{al} = 0 \text{ N}$

$$F_{eor} = X_0 \cdot F_{rl} = 2134,1 \text{ N} \quad (4.90)$$

Pro dané provozní podmínky a způsob zatížení byla zvolena bezpečnost ložiska S_0 .

$$S_0 = 1,5$$

Minimální statická únosnost ložiska

$$C_{or} \geq S_0 \cdot F_{rl}$$

$$C_{or} \geq 1,5 \cdot 2134,1 = 3201,2 \text{ N} \quad (4.91)$$

Návrh radiálně axiálního ložiska

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_{er} = V \cdot X \cdot F_{rl} + Y \cdot F_{al}$$

Pro jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem je $e = 68$

$$\frac{F_{al}}{V \cdot F_{rl}} = \frac{1297}{1 \cdot 2134,1} = 0,61$$

$$\frac{F_{al}}{V \cdot F_{rl}} = 0,61 < e = 0,68 \Rightarrow X = 1, Y = 0$$

$$F_{er} = 1 \cdot 1 \cdot 2134,1 + 0 \cdot 1297 = 2134,1 \text{ N} \quad (4.92)$$

Určení základní dynamické únosnosti C

Pro základní trvanlivost $L = 20 \cdot 10^6$ otáček a exponent $m = 3$ je odpovídající jednořadému kuličkovému ložisku je poměr:

$$\frac{C}{F_{rl}} = 2,71$$

potom

$$C = F_{rl} \cdot 2,71$$

$$C = 2134,1 \cdot 2,71 = 5783,4 \text{ N} \quad (4.93)$$

Statické zatížení ložiska

$$F_{er} = X_0 \cdot F_{rl} + Y_0 \cdot F_{al}$$

Pro jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem je $X_0 = 0,5$ a $Y_0 = 0,37$

$$F_{er} = 0,5 \cdot 2134,1 + 0,37 \cdot 1297 = 1546,9 \text{ N} \quad (4.94)$$

Pro dané provozní podmínky a způsob zatížení byla zvolena bezpečnost ložiska S_0 .

$$S_0 = 1,5$$

Minimální statická únosnost ložiska

$$C_{or} \geq S_0 \cdot F_{er}$$

$$C_{or} \geq 1,5 \cdot 1546,9 = 2320,4 \text{ N} \quad (4.95)$$

Při návrhu ložisek zohledním průměr čepu na který mají být montovány.

Tento čep je namáhán ohybovým momentem M_{cv1} od tíhy výložníku.

Proto je zapotřebí stanovit jeho průměr a ložiska budou navržena na minimálně tuto hodnotu.

$$\sigma_o = \frac{M_{67}}{W_{o\check{c}l}} \leq \sigma_{dov}$$

Kde $W_{o\check{c}l}$ [mm^3] je průřezový modul čepu ložisek v ohybu.

$$W_{o\check{c}lmin} \geq \frac{M_{cv1}}{\sigma_{dov}} = \frac{2123457,9}{70} = 30335 \text{ mm}^3 \quad (4.96)$$

Minimální průměr čepu ložisek

$$d_{\check{c}lmin} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{o\check{c}lmin}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 30335}{\pi}} \quad (4.97)$$

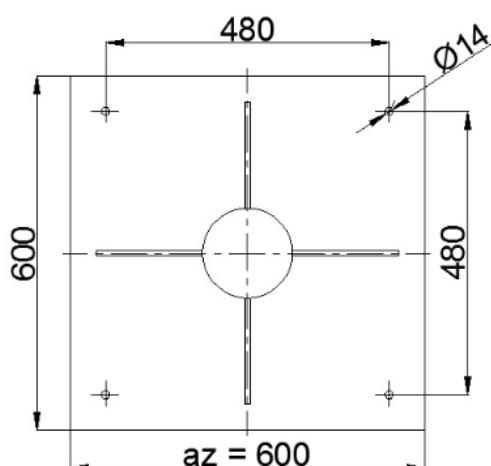
$$d_{\check{c}lmin} = 67,6 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu 84 mm a z tohoto důvodu následující ložiska:

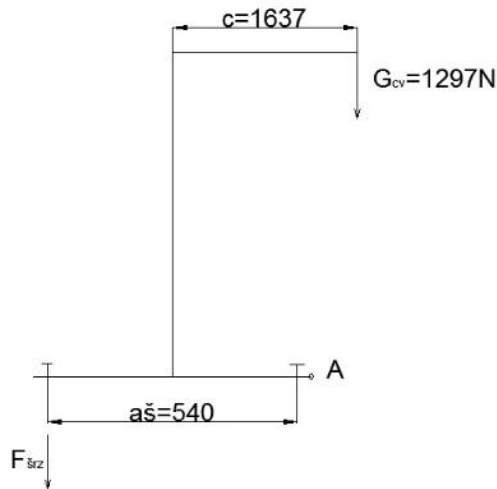
Radiální 6412 dle ČSN 024630.

Radiálně axiální 7217 dle ČSN 024645.

Návrh ukotvení sloupu



Obr.29 Základní deska sloupu



Obr.30 Schématické znázornění namáhání kotvících šroubů

Síla na dva kotvící šrouby

Z rovnováhy ke klopné hraně - značeno „A“

$$G_{cv} \cdot \left(C - \frac{a_z}{2} \right) = F_{\text{šrz}2} \cdot a_{\text{š}}$$

$$1297 \cdot (1637 - 300) = F_{\text{šrz}2} \cdot 540$$

$$F_{\text{šrz}2} = \frac{1297 \cdot 1337}{540} = 3211,3 \text{ N} \quad (4.97)$$

Síla na jeden kotvící šroub

$$F_{\text{šrz}} = 1605,65 \text{ N}$$

Výpočet minimálního průměru šroubu d_3

$$\sigma_{\text{šr}} = \frac{F_{\text{šrz}}}{S_{\text{šrz}}} \leq \sigma_{\text{dov}}$$

Stanovení σ_{dov} šroubu pro spoj s předpětím zatížený mjjivě platí

$$\sigma_{\text{dovt}} = 0,2 Re, \text{ kde pro šrouby třídy 2.8 je } Re = 640 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{dovt}} = 0,2 \cdot 640 = 128 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{dovt}} = \frac{F_{\text{šrz}}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{šrz}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{dovt}}}}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1605,65}{\pi \cdot 128}} = 3,99 \text{ mm} \quad (4.98)$$

Z montážních důvodů volím $d_3 = 9,853 \text{ mm}$, což odpovídá šroubu se závitem M12.

4.2.5 Návrh hydraulické soustavy

Maximální síla ve válci je $R_{\xi 3'} = 6288,6 \text{ N}$

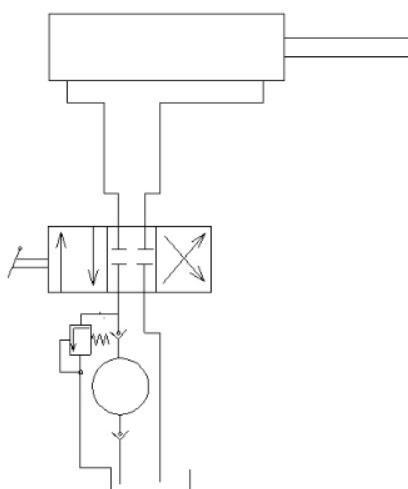
Požadovaný rozsah hydraulického válce 550 – 880 mm

Požadovaný zdvih hydraulického válce 330 mm

Ruční pumpa PMI 12 RV + nádrž TNA 5, objem 5 L - Oleoweb

Objem kapaliny na 1 cyklus pumpy $V_o = 0,12 \text{ L}$

Maximální tlak pumpy 350 bar = 35 MPa



Obr.31 Schématické znázornění hydraulického obvodu

Minimální průměr pístu

Jmenovitý tlak $p_n = 16 \text{ MPa}$

$$p = \frac{F}{S} \quad [\text{MPa}]$$

$$S_{pmin} = \frac{R_{\xi 3'}}{p_n}$$

$$S_{pmin} = \frac{6288,6}{16} = 393 \text{ mm}^2 \quad (4.99)$$

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{pmin}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 393}{\pi}} = 22,4 \text{ mm} \quad (4.100)$$

Navržený přímočarý hydromotor – dvojčinný od firmy Hydraulics – EH 40/25 x 363 – R, o rozsahu 540 – 903 mm a skutečném zdvihu 363 mm.

Výpočet tlaku který bude nastaven na redukčním ventilu z důvodu ochrany zařízení před přetížením.

$$p_r = \frac{R_{c3'}}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}}$$

$$p_r = \frac{6288,6}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}} = 5 \text{ MPa} = 50 \text{ bar} \quad (4.101)$$

Tento vypočtený tlak vyhovuje maximálnímu statickému zatížení.

Přípevnění ruční pumpy a nádrže bude řešeno montážně z důvodů optimální ergonomie obsluhy. Potřebná délka hadic bude upřesněna také při montáži.

5. Kontrolní výpočet manipulátoru

V kontrolním výpočtu budou ověřeny navržené rozměry manipulátoru a jeho jednotlivých komponent stanovených v kapitole 4.2 Konstrukce manipulátoru a při tvorbě návrhového výkresu.

Hmotnosti jednotlivých částí výložníku

Níže jsou uvedeny skutečné hmotnosti jednotlivých částí výložníku dle rozměrů v návrhovém výkresu které odpovídají skutečnosti .

Horní rameno paralelogramu – ocelový čtvercový tenkostěnný profil o jmenovitém rozměru 100 mm a tloušťkou stěny 5 mm délky 864 mm dle ČSN 425720. Hmotnost včetně víček, pouzder a čepů $m_1 = 13,5$ kg.

Dolní rameno paralelogramu – ocelový čtvercový tenkostěnný profil o jmenovitém rozměru 100 mm a tloušťkou stěny 5 mm délky 864 mm dle ČSN 425720. Hmotnost včetně víček, pouzder a čepů $m_2 = 13,7$ kg.

Krátké rameno paralelogramu – hmotnost $m_3 = 4,5$ kg.

Otočné rameno výložníku – ocelový tenkostěnný obdélníkový profil 80 x 40 mm s tloušťkou stěny 4 mm dle ČSN 425720 délky 619 mm. Hmotnost včetně víčka, pouzdra a čepu $m_4 = 4,4$ kg.

Ložiskové těleso $m_5 = 12,4$ kg.

Krátké ramínko na ložisku – ocelový tenkostěnný čtvercový profil o jmenovitém rozměru 45 mm s tloušťkou stěny 3 mm dle ČSN 425720 délky 280 mm. Hmotnost včetně víčka a madla $m_6 = 1,2$ kg.

Břemeno s upínacím čepem výložníku. Celková hmotnost $m_7 = 105$ kg.

Celková hmotnost výložníku s břemenem

$$m_{cvskut} = m_{1skut} + m_{2skut} + m_{3skut} + m_{4skut} + m_{5skut} + m_{6skut} + m_{7skut}$$

$$m_{cvskut} = 13,5 + 13,7 + 4,5 + 4,4 + 12,4 + 1,2 + 105 = 154,7 \text{ kg} \quad (5.1)$$

Celkový moment jednotlivých částí výložníku ke společnému čepu paralelogramu a sloupu

$$M_{cv1skut} = g \cdot (m_{1skut} + m_{2skut}) \cdot p + g \cdot m_{3skut} \cdot r + g \cdot m_{4skut} \cdot s + g \cdot m_{5skut} \cdot t + g \cdot m_{6skut} \cdot u + g \cdot m_{7skut} \cdot v$$

$$M_{cv1skut} = 9,81 \cdot (13,5 + 13,7) \cdot 400 + 9,81 \cdot 4,5 \cdot 808 + 9,81 \cdot 4,4 \cdot 1127 + 9,81 \cdot 12,4 \cdot 1505 + 9,81 \cdot 1,2 \cdot 1570 + 9,81 \cdot 105 \cdot 1790 = 2236393,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \approx 2236,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.2)$$

kde g je gravitační zrychlení $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Celkový moment výložníku ke společnému čepu paralelogramu a sloupu

$$M_{cv2skut} = g \cdot m_{cvskut} \cdot c$$

kde c [mm] je horizontální vzdálenost celkového těžiště výložníku od společného čepu paralelogramu a sloupu

Z rovnováhy momentů:

$$M_{cv1skut} = M_{cv2skut}$$

Ize vyjádřit:

$$c_{skut} = \frac{M_{cv1skut}}{m_{cvskut}}$$

$$c_{skut} = \frac{2236393,5}{9,81 \cdot 154,7} = 1473,6 \text{ mm} \quad (5.3)$$

Síly v uložení výložníku na sloup

a) Výložník v horizontální poloze (maximální vyložení břemene), viz. obr. 1
Suma sil působících horizontálně:

$$\sum F_{xskut} = 0 \rightarrow R_{\check{c}2skut} - R_{\check{c}1skut} + R_{\check{c}3skut} \cdot \sin\gamma = 0 \quad (5.4)$$

Suma sil působících vertikálně:

$$\sum F_{yskut} = 0 \rightarrow R_{\check{c}3skut} \cdot \cos\gamma - G_c = 0 \quad (5.5)$$

Suma momentů k bodu působíště síly $R_{\check{c}3}$:

$$\sum M_{R_{\check{c}3skut}} = 0 \rightarrow R_{\check{c}2skut} \cdot d + G_c \cdot c - R_{\check{c}1skut} \cdot (a + d) = 0 \quad (5.6)$$

Z těchto rovnic vypočítáme velikosti jednotlivých sil $R_{\check{c}1skut}$ [N], $R_{\check{c}2skut}$ [N] a $R_{\check{c}3skut}$ [N].

$$R_{\check{c}3skut} = \frac{G_{cskut}}{\cos\gamma} = \frac{g \cdot m_{cvskut}}{\cos\gamma}$$

$$R_{\check{c}3skut} = \frac{9,81 \cdot 154,7}{\cos 14^\circ} = 1564,1 \text{ N} \quad (5.7)$$

z první rovnice

$$R_{\check{c}2skut} = R_{\check{c}1skut} - R_{\check{c}3skut} \cdot \sin\gamma$$

po dosazení do třetí

$$d \cdot R_{\check{c}1skut} - d \cdot R_{\check{c}3skut} \cdot \sin\gamma + G_{cskut} \cdot c - R_{\check{c}1skut} \cdot (a + d) = 0$$

$$R_{\check{c}1skut} = \frac{G_c \cdot c - d \cdot R_{\check{c}3skut} \cdot \sin\gamma}{a} = \frac{g \cdot m_{cvskut} \cdot c - d \cdot R_{\check{c}3skut} \cdot \sin\gamma}{a}$$

$$R_{\check{c}1skut} = \frac{9,81 \cdot 154,7 \cdot 1473,6 - 660 \cdot 1564,1 \cdot \sin 14^\circ}{250} = 7946,4 \text{ N} \quad (5.8)$$

$$R_{\check{c}2skut} = 7946,5 - 1564,1 \cdot \sin 14^\circ = 7568,1 \text{ N} \quad (5.9)$$

Celkový moment jednotlivých částí výložníku ke společnému čepu paralelogramu a sloupu, viz. obr. 4.

$$M_{cv1skut}' = g \cdot (m_{1skut} + m_{2skut}) \cdot p' + g \cdot m_{3skut} \cdot r' + g \cdot m_{4skut} \cdot s' + g \cdot m_{5skut} \cdot t' + g \cdot m_{6skut} \cdot u' + g \cdot m_{7skut} \cdot v'$$

$$M_{cv1skut}' = 9,81 \cdot (13,5 + 13,7) \cdot 280 + 9,81 \cdot 4,5 \cdot 525 + 9,81 \cdot 4,4 \cdot 842 + 9,81 \cdot 12 \cdot 1219 + 9,81 \cdot 1,2 \cdot 1284 + 9,81 \cdot 105 \cdot 1504 = 1842044,3 \text{ N} \cdot \text{mm} \approx 1842 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.10)$$

kde g je gravitační zrychlení $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Celkový moment výložníku ke společnému čepu paralelogramu a sloupu

$$M_{cv2skut}' = g \cdot m_{cvskut} \cdot c'$$

kde c' [mm] je horizontální vzdálenost celkového těžiště výložníku od společného čepu paralelogramu a sloupu

Z rovnováhy momentů:

$$M_{cv1skut}' = M_{cv2skut}'$$

lze vyjádřit:

$$c_{skut}' = \frac{M_{cv1skut}'}{g \cdot m_{cvskut}}$$

$$c_{skut}' = \frac{1842044,3}{9,81 \cdot 154,7} = 1213,8 \text{ mm} \quad (5.11)$$

$$G_c \cdot (c' - b') = R_{\check{c}1skut}' \cdot a'$$

$$R_{\check{c}1skut}' = \frac{G_{cskut} \cdot (c' - b')}{a'} = \frac{m_{cvskut} \cdot g \cdot (c' - b')}{a'}$$

$$R_{\check{c}1skut}' = \frac{154,7 \cdot 9,81 \cdot (1355,2 - 514)}{161} = 7929,3 \text{ N} \quad (5.12)$$

Suma sil působících horizontálně:

$$\sum F_{xskut} = 0 \rightarrow R_{\check{c}4skut} + R_{\check{c}3skut} \cdot \sin\alpha - R_{\check{c}1skut} \cdot \sin\beta = 0 \quad (5.13)$$

Suma sil působících vertikálně:

$$\sum F_{yskut} = 0 \rightarrow R_{\check{c}3skut} \cdot \cos\alpha - R_{\check{c}2skut} - G_c + R_{\check{c}1skut} \cdot \cos\beta = 0 \quad (5.14)$$

Suma momentů k bodu působíště síly $R_{\check{c}3skut}$:

$$\sum M_{R_{\check{c}3skut}} = 0 \rightarrow G_{cskut} \cdot b' - R_{\check{c}3skut} \cdot e' = 0 \quad (5.15)$$

Z těchto rovnic vypočítáme velikosti jednotlivých sil $R_{\check{c}1skut}$ [N], $R_{\check{c}2skut}$ [N], $R_{\check{c}3skut}$ [N] $R_{\check{c}4skut}$ [N].

Z třetí rovnice

$$R_{\check{c}3skut} = \frac{G_{cskut} \cdot b'}{e'} = \frac{g \cdot m_{cvskut} \cdot b'}{e'} \quad (5.16)$$

$$R_{\check{c}3skut} = \frac{9,81 \cdot 154,7 \cdot 514}{106} = 7359 \text{ N} \quad (5.17)$$

Z druhé rovnice

$$R_{\check{c}2skut} = R_{\check{c}3skut} \cdot \cos\gamma - G_{cskut} + R_{\check{c}1skut} \cdot \cos\alpha$$

$$R_{\check{c}2skut} = 7359 \cdot \cos 8,27 - 154,7 \cdot 9,81 + 7929,3 \cdot \cos 40 = 11839,1 \text{ N} \quad (5.18)$$

Z první rovnice

$$R_{\check{c}4skut} = R_{\check{c}1skut} \cdot \sin\alpha - R_{\check{c}3skut} \cdot \sin\gamma$$

$$R_{\check{c}4skut} = 7929,3 \cdot \sin 40 - 7359 \cdot \sin 8,27 = 4038,4 \text{ N} \quad (5.19)$$

5.1. Kontrolní výpočty paralelogramu

5.1.1. Horního táhlo paralelogramu

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

Horní táhlo paralelogramu je namáháno na tah.

Dovolené napětí v tahu $\sigma_{dt} = 65 \text{ MPa}$ pro míjivé namáhání [1].

$$\sigma_{dt} = \frac{R_{\check{c}1skut}}{S_{1skut}}$$

$$\sigma_{thtskut} = \frac{7946,4}{1835} = 4,3 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

Horní táhlo paralelogramu je namáháno tahem a ohybem zapříčiněným otočením otočného ramene o 90°.

$$F_{o1skut} = G_{cskut} \cdot \frac{c-b}{a} = g \cdot m_{cskut} \cdot \frac{c-b}{a}$$

$$F_{o1skut} = 9,81 \cdot 154,7 \cdot \frac{1473,6-800}{250} = 4089 \text{ N} \quad (5.21)$$

$$\sigma_{ohtskut} = \frac{M_{o1yskut}}{W_{o1y}} = \frac{F_{o1} \cdot b}{W_{o1y}} = \frac{4089 \cdot 800}{54220} = 60,03 \text{ MPa} \quad (5.22)$$

$$\sigma_{chtskut} = \sigma_{ohtskut} + \sigma_{thtskut} = 60,03 + 4,3 = 64,33 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.1.2. Spodního táhlo paralelogramu

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem

Spodní táhlo paralelogramu je namáháno tlakem silou $R_{\check{c}1skut}$ a ohybem kolmou složkou síly $R_{\check{c}3skut}$ vůči táhlu.

$$\sigma_{t1st1skut} = \frac{R_{\check{c}1skut}}{S_{2skut}}$$

$$\sigma_{t1st1skut} = \frac{7946,4}{1835} = 4,3 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

Napětí v ohybu

$\sigma_{do} = 70 \text{ MPa}$ pro míjivé namáhání [11]

$$\sigma_{ost1skut} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{R_{\check{c}3skut} \cdot \cos(90-\alpha-\gamma) \cdot e'}{W_{o2}}$$

$$\sigma_{ost1skut} = \frac{7359 \cdot \cos(90-40-8,27) \cdot 106}{54220} = 10,7 \text{ MPa} \quad (5.24)$$

Výsledné normálové napětí

$$\sigma_{cst1skut} = \sigma_{ost1skut} + \sigma_{t1st1skut}$$

$$\sigma_{cst1skut} = 10,7 + 4,3 = 15 \text{ MPa} \quad (5.25)$$

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

Spodní táhlo je namáháno tlakem a ohybem viz první zatěžující stav, a ohybem z důvodů vytočení otočného ramene viz. Horní táhlo paralelogramu.

$$\sigma_{cstskut} = \sigma_{ohtskut} + \sigma_{cst1skut} = 60,03 + 15 = 75,03 \text{ MPa} > 70 \text{ MPa} \quad (5.26)$$

Vzhledem k nízkému překročení zvoleného dovoleného napětí je bezpečnost dostatečná a navržený profil tedy vyhovuje. Pro materiál S235 je pro míjivé zatížení rozsah dovoleného napětí v ohybu 70 – 105 MPa. [11].

5.1.4. Otočné rameno výložníku

Otočné rameno výložníku je namáháno na ohyb.

$$\sigma_{oorvskut} = \frac{M_{o4}}{W_{o4}} = \frac{G_c \cdot (c-b)}{W_{o4}} = \frac{g \cdot m_{cvskut} \cdot (c-b)}{W_{o4}}$$

$$\sigma_{oorvskut} = \frac{9,81 \cdot 154,7 \cdot (1473,6-800)}{16198} = 63,1 \text{ MPa} \quad (5.27)$$

$$\sigma_{oorvskut} = 63,1 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.1.5. Krátké ramínko na ložisku

Krátké rameno na ložisku je namáháno tahem a ohybem.

Napětí v tahu

$$\sigma_{trnlskut} = \frac{G_{cskut}}{S_6} = \frac{g \cdot m_{cvskut}}{S_6}$$

$$\sigma_{trnlskut} = \frac{9,81 \cdot 154,7}{469} = 3,2 \text{ MPa} \quad (5.28)$$

$$\sigma_{ornlskut} = \frac{M_{o6}}{W_{o6}} = \frac{G_{cskut} \cdot (v-u)}{W_{o6}} = \frac{g \cdot m_{cvskut} \cdot (v-u)}{W_{o6}}$$

$$\sigma_{ornlskut} = \frac{9,81 \cdot 154,7 \cdot (1790-1570)}{5934} = 56,3 \text{ MPa} \quad (5.29)$$

Výsledné normálové napětí

$$\sigma_{crnlskut} = \sigma_{ornlskut} + \sigma_{trnlskut}$$

$$\sigma_{crnlskut} = 56,3 + 3,2 = 59,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{crnlskut} = 59,5 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (5.30)$$

5.1.6. Čepy horního táhla paralelogramu

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

Čepy horního táhla paralelogramu jsou namáhány na smyk a ohyb. Smykové napětí je však u tohoto způsobu namáhání dominantní, proto je ohybové napětí zanedbáno.

Dovolené napětí ve smyku $\tau_d = 40$ MPa pro míjivé namáhání dle [11].

$$\tau_{\check{c}ht1skut} = \frac{R_{\check{c}1skut}}{2 \cdot S_{\check{c}1skut}} = \frac{4 \cdot R_{\check{c}1skut}}{2 \cdot \pi \cdot d_{\check{c}1skut}^2}$$

$$\tau_{\check{c}ht1skut} = \frac{4 \cdot 7946,4}{2 \cdot \pi \cdot 35^2} = 4,1 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

$$\tau_{\check{c}ht1skut} = 4,1 \text{ Mpa} < 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

$$\tau_{\check{c}ht2skut} = \frac{F_{s1skut}}{2 \cdot S_{\check{c}1skut}} = \frac{4 \cdot F_{s1skut}}{2 \cdot \pi \cdot d_{\check{c}1skut}^2} = \frac{4 \cdot 34752}{\pi \cdot 35^2} = 36,1 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

$$\tau_{\check{c}ht2skut} = 36,1 \text{ Mpa} < 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.1.7. Závěsná oka horního táhla paralelogramu

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

Provedení závěsných ok je shodné na sloupu i na krátkém rameni paralelogramu, proto bude výpočet jednotný pro obě.

Kontrola na roztržení v minimálním průřezu

$$\sigma_{toht1skut} = \frac{R_{\check{c}1skut}}{2 \cdot t_{1skut} \cdot \check{s}_3}$$

$$\sigma_{toht1skut} = \frac{7946,4}{2 \cdot 30 \cdot 22} = 6 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

$$\sigma_{toht1skut} = 6 \text{ Mpa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

t_{1skut} [mm] je minimální vzdálenost otvoru od okraje závěsu

\check{s}_3 [mm] je tloušťka závěsného oka

Kontrola na otláčení

Dovolené napětí na otláčení pro nepohyblivé uložení $p_d = 45$ MPa

$$p_{ooht1skut} = \frac{R_{\xi_1}}{2 \cdot d_{\xi_1} \cdot \xi_3}$$

$$p_{ooht1skut} = \frac{7946,4}{2 \cdot 35 \cdot 22} = 5,2 \text{ MPa} \quad (5.34)$$

$p_{ooht1skut} = 5,2 \text{ MPa} < 45 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$

Kde:

ξ_3 [mm] je tloušťka závěsného oka

d_{ξ_1skut} [mm] je průměr čepu spojující horní táhlo se závěsnými oky

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

Kontrola na roztržení v minimálním průřezu

$$\sigma_{toht2skut} = \frac{F_{s1skut}}{t_1 \cdot \xi_3}$$

$$\sigma_{toht2skut} = \frac{34752}{30 \cdot 22} = 52,7 \text{ MPa} \quad (5.35)$$

$\sigma_{toht2skut} = 52,7 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$

Kde:

t_1 [mm] je minimální vzdálenost otvoru od okraje závěsu.

ξ_3 [mm] je tloušťka závěsného oka

Kontrola na otláčení

Dovolené napětí na otláčení pro nepohyblivé uložení $p_d = 45 \text{ MPa}$

$$p_{ooht2skut} = \frac{F_{s1}}{d_{\xi_1} \cdot \xi_3}$$

$$p_{ooht2skut} = \frac{34752}{35 \cdot 22} = 5,2 \text{ MPa} \quad (5.36)$$

$$p_{ooht2skut} = 45,1 \text{ MPa} > 45 \text{ MPa}$$

Vypočtená hodnota sice překračuje povolenou mez ale velmi málo, toto závěsné oko vyhovuje.

5.1.8. Čep spodního táhla – sloup

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

Napětí ve smyku

$$R_{\check{c}24skut} = \sqrt{R_{\check{c}2skut}^2 + R_{\check{c}4skut}^2}$$

$$R_{\check{c}24skut} = \sqrt{11839,1^2 + 4038,4^2} = 12508,9 \text{ N} \quad (5.37)$$

$$\tau_{\check{c}sts1skut} = \frac{R_{\check{c}24skut}}{2 \cdot S_{\check{c}21skut}} = \frac{R_{\check{c}24skut}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot d_{\check{c}21skut}^2}{4}} = \frac{4 \cdot 12508,9}{2 \cdot \pi \cdot 35^2} = 6,5 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

kde

$S_{\check{c}21skut}$ [mm²] je průřez čepu spojující spodní táhlo se sloupem

$d_{\check{c}21skut}$ [mm] je průměr čepu spojující spodní táhlo se sloupem

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

Smykové napětí

$$\tau_{\check{c}sts2skut} = \frac{F_{s1skut}}{S_{\check{c}21skut}} = \frac{F_{s1skut}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}21skut}^2}{4}} = \frac{4 \cdot 34752}{\pi \cdot 35^2} = 36 \text{ MPa} \quad (5.39)$$

Skutečná hodnota smykového napětí bude vyšší o zatížení od síly od hydraulického válce. Tato složka bude ale malá, proto lze konstatovat, že čep vyhovuje.

5.1.9. Čep spojující spodní táhlo s krátkým svislým táhlem paralelogramu.

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

$$R_{\check{c}1gcskut} = \sqrt{R_{\check{c}1skut}^2 + (G_{cskut} \cdot \cos(90 - \alpha))^2}$$

$$R_{\check{c}1gcskut} = \sqrt{R_{\check{c}1skut}^2 + (m_{cvskut} \cdot 9,81 \cdot \cos(90 - \alpha))^2}$$

$$= \sqrt{R_{\check{c}1}^2 + (m_{cvskut} \cdot 9,81 \cdot \cos(90 - \alpha))^2}$$

$$R_{\check{c}1gcskut} = \sqrt{7929,3^2 + (154,7 \cdot 9,81 \cdot \cos(90 - 40))^2} = 7989,1 \text{ N} \quad (5.40)$$

$$\tau_{\check{c}stt1skut} = \frac{R_{\check{c}1gcskut}}{S_{\check{c}22skut}} = \frac{4 \cdot R_{\check{c}1gc}}{\pi \cdot d_{\check{c}22skut}^2} = \frac{4 \cdot 7989,1}{\pi \cdot 35^2} = 8,3 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

$$\tau_{\check{c}stt1skut} = 8,3 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde

$S_{\check{c}22skut}$ [mm²] je průřez čepu spojující spodní táhlo se svislým táhlem paralelogramu

$d_{\check{c}22skut}$ [mm] je průměr čepu spojující spodní táhlo se svislým táhlem paralelogramu

2 Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

Smykové napětí

$$\tau_{\check{c}stt2skut} = \frac{F_{s1skut}}{S_{\check{c}22skut}} = \frac{F_{s1skut}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}22skut}^2}{4}} = \frac{4 \cdot 34752}{\pi \cdot 35^2} = 36,1 \text{ MPa} \quad (5.42)$$

$$\tau_{\check{c}stt2skut} = 36,1 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Skutečné napětí bude vyšší o napětí od tlakové síly v táhle a tíhy výložníku.

5.1.10. Prostřední čep spodního táhla paralelogramu

Napětí ve smyku

Průměr čepu je dán použitým hydraulickým válcem.

$$d_{23} = 20 \text{ mm}$$

$$\tau_{\check{c}sthvskut} = \frac{R_{\check{c}3skut'}}{2 \cdot S_{\check{c}23skut}} = \frac{4 \cdot R_{\check{c}3skut'}}{2 \cdot \pi \cdot d_{\check{c}23skut}^2} = \frac{4 \cdot 7359}{2 \cdot \pi \cdot 20^2} = 11,7 \text{ MPa} \quad (5.43)$$

kde

$S_{\check{c}23skut}$ [mm²] je průřez čepu spojující spodní táhlo s pístnicí hydraulického válce

$d_{\check{c}23skut}$ [mm] je průměr čepu spojující spodní táhlo s pístnicí hydraulického válce

5.1.11. Závěsná oko prostředního čepu spodního táhla paralelogramu

Kontrola na roztržení v minimálním průřezu

$$\sigma_{top\check{c}stskut} = \frac{R_{\check{c}3skut'}}{2 \cdot t_2 \cdot \check{s}_4}$$
$$\sigma_{top\check{c}stskut} = \frac{7359}{2 \cdot 15,8} = 30,7 \text{ MPa} \quad (5.44)$$

$$\sigma_{top\check{c}stskut} = 30,7 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

t_2 [mm] je vzdálenost otvoru od okraje závěsu

\check{s}_4 [mm] je tloušťka závěsného oka

Kontrola na otláčení

$$p_{oop\check{c}stskut} = \frac{R_{\check{c}3skut'}}{2 \cdot d_{\check{c}23} \cdot \check{s}_4}$$
$$p_{oop\check{c}stskut} = \frac{7359}{2 \cdot 20 \cdot 8} = 23 \text{ MPa} \quad (5.45)$$

$$p_{oop\check{c}stskut} = 23 \text{ MPa} < 45 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.1.12. Závěsné oko spodní táhlo sloup

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem.

Kontrola na roztržení v minimálním průřezu

$$\sigma_{tosts1skut} = \frac{R_{\check{c}24skut}}{2 \cdot t_1 \cdot \check{s}_3}$$
$$\sigma_{tosts1skut} = \frac{12508,9}{2 \cdot 30 \cdot 22} = 9,5 \text{ MPa} \quad (5.46)$$

$$\sigma_{tosts1skut} = 9,5 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

t_1 [mm] je vzdálenost otvoru od okraje závěsu

\check{s}_3 [mm] je tloušťka závěsného oka

Kontrola na otláčení

$$p_{oosts1skut} = \frac{R_{\check{c}24skut}}{2 \cdot d_{\check{c}21} \cdot \check{s}_3}$$

$$p_{oosts1skut} = \frac{12508,9}{2 \cdot 35 \cdot 22} = 8,1 \text{ MPa} \quad (5.47)$$

$$p_{oosts1skut} = 8,1 \text{ MPa} < 45 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

Kontrola na roztržení v minimálním průřezu

$$\sigma_{tosts2skut} = \frac{F_{s1}}{t_1 \cdot \check{s}_3}$$

$$\sigma_{tosts2skut} = \frac{34752}{30 \cdot 22} = 52,6 \text{ MPa} \quad (5.48)$$

$$\sigma_{tosts2skut} = 52,6 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

t_1 [mm] je vzdálenost otvoru od okraje závěsu

\check{s}_3 [mm] je tloušťka závěsného oka

Kontrola na otláčení

$$p_{oosts2skut} = \frac{F_{s1}}{d_{\check{c}21} \cdot \check{s}_3}$$

$$p_{oosts2skut} = \frac{34752}{35 \cdot 22} = 45 \text{ MPa} \quad (5.49)$$

$$p_{oosts2skut} = 45 \text{ MPa} = 45 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.1.13. Závěsné oko spodní táhlo – krátké svislé táhlo

1. Zatěžující stav: otočné rameno v ose s paralelogramem

Kontrola na roztržení v minimálním průřezu

$$\sigma_{tostt1skut} = \frac{R_{\check{c}1gcskut}}{2 \cdot t_1 \cdot \check{s}_3}$$

$$\sigma_{tostt1skut} = \frac{7989}{2 \cdot 30 \cdot 22} = 6 \text{ MPa} \quad (5.50)$$

$$\sigma_{tostt1skut} = 6 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

t_1 [mm] je vzdálenost otvoru od okraje závěsu

\check{s}_3 [mm] je tloušťka závěsného oka

Kontrola na otláčení

$$p_{oostt1skut} = \frac{R_{\check{c}1gcskut}}{2 \cdot d_{\check{c}22} \cdot \check{s}_3}$$
$$p_{oostt1skut} = \frac{7989}{2 \cdot 35 \cdot 22} = 5,2 \text{ MPa} \quad (5.51)$$

$$p_{oostt1skut} = 5,2 \text{ MPa} < 45 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

2. Zatěžující stav: otočné rameno kolmo k ose paralelogramu.

Kontrola na roztržení v minimálním průřezu

$$\sigma_{tostt2skut} = \frac{F_{s1}}{t_1 \cdot \check{s}_3}$$
$$\sigma_{tostt2skut} = \frac{34752}{30 \cdot 22} = 52,6 \text{ MPa} \quad (5.52)$$

$$\sigma_{tostt2skut} = 52,6 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

t_1 [mm] je vzdálenost otvoru od okraje závěsu

\check{s}_3 [mm] je tloušťka závěsného oka

Kontrola na otláčení

$$p_{oostt2skut} = \frac{F_{s1}}{d_{\check{c}22} \cdot \check{s}_3}$$
$$p_{oostt2skut} = \frac{34752}{35 \cdot 22} = 45 \text{ MPa} \quad (5.53)$$

$$p_{osvII} = 45 \text{ MPa} = 45 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.1.14. Závěsné oko prostředního čepu spodního táhla paralelogramu

Kontrola na roztržení v minimálním průřezu

$$\sigma_{top\check{c}skut} = \frac{R_{\check{c}3skut'}}{2 \cdot t_2 \cdot \check{s}_4}$$
$$\sigma_{top\check{c}skut} = \frac{7359}{2 \cdot 20 \cdot 16} = 11,5 \text{ MPa} \quad (5.54)$$

$$\sigma_{top\check{c}} = 11,5 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

t_2 [mm] je vzdálenost otvoru od okraje závěsu

\check{s}_4 [mm] je tloušťka závěsného oka

Kontrola na otláčení

$$p_{op\check{c}skut} = \frac{R_{\check{c}3skut'}}{d_{\check{c}23} \cdot \check{s}_4}$$

$$p_{op\check{c}skut} = \frac{7359}{20 \cdot 16} = 23 \text{ MPa} \quad (5.55)$$

$$p_{op\check{c}skut} = 23 \text{ MPa} < 45 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde

t_2 [mm] je vzdálenost otvoru od okraje závěsu

\check{s}_4 [mm] je tloušťka závěsného oka

5.1.15. Čep otočného ramene

Napětí ve smyku.

$$\tau_{\check{c}orskut} = \frac{F_{rtb}}{S_{\check{c}orskut}} = \frac{4 \cdot F_{rtb}}{\pi \cdot d_{\check{c}orskut}^2} = \frac{4 \cdot 10776,9}{\pi \cdot 20^2} = 34,3 \text{ MPa} \quad (5.56)$$

$$\tau_{\check{c}orskut} = 34,3 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.1.16. Závěsné oko čepu otočného ramene

Kontrola na roztržení v minimálním průřezu

$$\sigma_{to\check{c}orskut} = \frac{F_{rtb}}{t_3 \cdot \check{s}_5}$$

$$\sigma_{to\check{c}orskut} = \frac{10776,9}{15 \cdot 12} = 59,9 \text{ MPa} \quad (5.57)$$

$$\sigma_{to\check{c}orskut} = 59,9 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

t_3 [mm] je vzdálenost otvoru od okraje závěsu

\check{s}_5 [mm] je tloušťka závěsného oka

Kontrola na otláčení

$$p_{oočorskut} = \frac{F_{rtb}}{d_{ž23} \cdot š_5}$$
$$p_{oočorskut} = \frac{10776,9}{20 \cdot 12} = 44,9 \text{ MPa} \quad (5.58)$$

$$p_{oočorskut} = 44,9 \text{ MPa} = 45 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.1.17. Uložení výložníku

$$M_{67skut} = g \cdot m_{6skut} \cdot r_{M6} + g \cdot m_{7skut} \cdot r_{M7}$$

$$M_{67skut} = 9,81 \cdot 1,2 \cdot 65 + 9,81 \cdot 105 \cdot 285 = 294329 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.59)$$

r_{M6} [mm] je rameno tíhy krátkého ramene s těžištěm T6 z obr.14

$$r_{M6} = u - t = 1570 - 1505 = 65 \text{ mm} \quad (5.60)$$

r_{M7} [mm] je rameno tíhy břemene s upínacím čepem výložníku se společným těžištěm T7 z obr.14

$$r_{M7} = v - t = 1790 - 1505 = 285 \text{ mm} \quad (5.61)$$

$$M_{67skut} = F_{lrskut} \cdot l_l$$

$$F_{lrskut} = \frac{M_{67}}{l_l} = \frac{294329}{88} = 3344,6 \text{ N} \quad (5.62)$$

$$F_{laxskut} = G_{67} \cdot \sqrt{2} = g \cdot (m_{6skut} + m_{7skut}) \cdot \sqrt{2} = 1473,3 \text{ N} \quad (5.63)$$

5.1.18. Radiální ložisko

6308 dle ČSN 024630

$$C = 31000$$

$$C_o = 22400$$

Ekvivalentní dynamické zatížení: $F_{er} = V \cdot X \cdot F_{lr} + Y \cdot F_{lax}$

kde $F_{lax} = 0 \text{ N}$

$$F_{erskut} = 1 \cdot 1 \cdot 3344,6 + 0 = 3344,6 \text{ N} \quad (5.64)$$

V [] je rotační součinitel

X [] koeficient radiálního zatížení pro radiální ložiska

Y [] Koeficient axiálního zatížení pro radiální ložiska

Základní trvanlivost

$$L_{skut} = \left(\frac{C}{F_{erskut}} \right)^m = \left(\frac{31000}{3344,6} \right)^3 = 796,2 \cdot 10^6 \text{ot} \quad (5.65)$$

Statické zatížení ložiska

$$F_{eor} = X_0 \cdot F_{lr} + Y_0 \cdot F_{lax}$$

Protože : $F_{alx} = 0 \text{ N}$

$$F_{eorskut} = X_0 \cdot F_{lrskut} = 3344,6 \text{ N} \quad (5.66)$$

$$S_{0skut} = \frac{C_{or}}{F_{eorskut}} = \frac{22400}{3344,6} = 6,7 \quad (5.67)$$

5.1.19. Radiálně axiální ložisko

7208 dle ČSN 024645

$$C = 30000$$

$$C_o = 23200$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_{era} = V \cdot X \cdot F_{lr} + Y \cdot F_{lax}$$

$$\frac{F_{laxskut}}{V \cdot F_{lrskut}} = \frac{1473,3}{1 \cdot 3344,6} = 0,44 \quad (5.68)$$

$$\frac{F_{laxskut}}{V \cdot F_{lrskut}} = 0,44 < e = 0,68 \Rightarrow Y = 0$$

$$F_{eraskut} = 1 \cdot 1 \cdot 3344,6 + 0 \cdot 1473,3 = 3344,6 \text{ N} \quad (5.69)$$

Základní trvanlivost

$$L_{skut} = \left(\frac{C}{F_{er}} \right)^m = \left(\frac{30000}{3344,6} \right)^3 = 721,6 \cdot 10^6 \text{ot} \quad (5.70)$$

Statické zatížení ložiska

$$F_{eora} = X_0 \cdot F_{lr} + Y_0 \cdot F_{lax}$$

Radiální součinitel ložiska $X_0 = 0,5$

Axiální součinitel ložiska $Y_0 = 0,37$

$$F_{eraskut} = 0,5 \cdot 3344,6 + 0,37 \cdot 1473,3 = 2217,4 \text{ N} \quad (5.71)$$

$$S_0 = \frac{C_{or}}{F_{eor}} = \frac{23200}{2217,4} = 10,5 \quad (5.72)$$

5.1.20. Čep otoče

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o\check{c}oskut} = \frac{M_{67}}{W_{o\check{c}oskut}} = \frac{294329}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}l}^3}{32}} = \frac{294329}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 46,8 \text{ MPa}$$

(5.73)

$$\sigma_{o\check{c}oskut} = 46,8 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.2.1. kontrolní výpočty sloupu

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oslskut} = \frac{M_{cv1skut}}{W_{oslskut}} = \frac{M_{cv1skut}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{tr}^4 - d_{tr}^4}{D_{tr}}} = \frac{2236393,5}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{152,4^4 - 140,4^4}{152,4}} = 23 \text{ MPa}$$

(5.74)

$$\sigma_{oslskut} = 23 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Uložení výložníku na sloupu

Tíha výložníku s břemenem

$$G_{cvskut} = g \cdot m_{cvskut} = 9,81 \cdot 154,7 = 1517,6 \text{ N}$$

(5.75)

Rozteč ložisek sloupu $L_{ls} = 995 \text{ mm}$

Radiální síla působící na každé ložisko

$$F_{rlskut} = \frac{M_{cv1skut}}{L_{ls}} = \frac{2236393,5}{995} = 2247,6 \text{ N}$$

(5.76)

Axiální síla působící na radiálně axiální ložisko

$$F_{alskut} = G_{cv} = 1517,6 \text{ N}$$

(5.77)

5.2.2. Radiální ložisko

6412 dle ČSN 024630

$$C = 110000 \text{ N}$$

$$C_o = 69400 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$F_{erskut} = V \cdot X \cdot F_{rlskut} + Y \cdot F_{alskut}$$

$$\text{kde } F_{alskut} = 0 \text{ N}$$

$$F_{erskut} = 1 \cdot 1 \cdot 2247,6 + 0 = 2247,6 \text{ N}$$

(5.78)

V [] je rotační součinitel

X [] koeficient radiálního zatížení pro radiální ložiska

Y [] Koeficient axiálního zatížení pro radiální ložiska

Základní trvanlivost

$$L_{skut} = \left(\frac{C}{F_{erskut}} \right)^m = \left(\frac{110000}{2247,6} \right)^3 = 117225 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (5.79)$$

Statické zatížení ložiska

$$F_{erskut} = X_0 \cdot F_{rlskut} + Y_0 \cdot F_{alskut}$$

Protože : $F_{alskut} = 0 \text{ N}$

$$F_{erskut} = X_0 \cdot F_{rlskut} = 2247,6 \text{ N} \quad (5.80)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{erskut}} = \frac{90000}{2247,6} = 30,9 \quad (5.81)$$

5.2.3. Radiálně axiální ložisko

7217 dle ČSN 024645

$$C = 102000 \text{ N}$$

$$C_0 = 90000 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_{erskut} = V \cdot X \cdot F_{rlskut} + Y \cdot F_{alskut} = 2247,6 \text{ N} \quad (5.82)$$

$$L_{skut} = \left(\frac{C}{F_{erskut}} \right)^m = \left(\frac{102000}{2247,6} \right)^3 = 93464 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (5.83)$$

Statické zatížení ložiska

$$F_{erskut} = X_0 \cdot F_{rlskut} + Y_0 \cdot F_{alskut}$$

Radiální součinitel ložiska $X_0 = 0,5$

Axiální součinitel ložiska $Y_0 = 0,37$

$$F_{erskut} = 0,5 \cdot 2247,6 + 0,37 \cdot 1517,6 = 1685,3 \text{ N} \quad (5.84)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{erskut}} = \frac{90000}{1685,3} = 53,4 \quad (5.85)$$

5.2.4. Ukotvení sloupu

Síla na dva kotvící šrouby

$$G_{cv} \cdot \left(C - \frac{a_z}{2} \right) = F_{\dot{s}r2skut} \cdot a_{\dot{s}}$$

$$1517,6 \cdot (1637 - 300) = F_{\dot{s}r2} \cdot 540$$

$$F_{\dot{s}r2skut} = \frac{1517,6 \cdot 1337}{540} = 3757,5 \text{ N}$$

(5.86)

Síla na jeden kotvící šroub

$$F_{\dot{s}r1skut} = 1878,7 \text{ N}$$

Napětí v tahu

$$\sigma_{\dot{s}rskut} = \frac{F_{\dot{s}r1skut}}{S_{\dot{s}r1skut}} = \frac{F_{\dot{s}r1skut}}{\frac{\pi \cdot d_{\dot{s}skut}^2}{4}} = \frac{1878,7}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 24,6 \text{ MPa} \quad (5.87)$$

$$\sigma_{\dot{s}rskut} = 24,6 \text{ MPa} < 128 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Namáhání závitu šroubu na otláčení

$$p_{\dot{s}r} = \frac{F_{\dot{s}r1skut}}{i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_3^2)} = \frac{1878,7}{3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (12^2 - 9,853^2)} = 17 \text{ MPa} \quad (5.88)$$

5.3. Kontrolní výpočet svarů

5.3.1. Sloup – základní deska

Svar obvodový a5 plus výztužná žebra.

Kontrolní výpočet bude proveden na obvodový svar sloupu bez výztužných žebere.

Ohyb

Dovolené napětí koutového svaru při namáhání v ohybu $\tau_{dov} = 42 \text{ MPa}$ [10].

$$\tau_{sl} = \frac{32 \cdot G_{cv} \cdot (c_{skut} + z) \cdot 32 \cdot d_{sl}}{\pi \cdot (d_{sl}^4 - D_{tr}^4)} = \frac{32 \cdot 1517,6 \cdot (1473,6 + 64,5) \cdot 162,4}{\pi \cdot (162,4^4 - 152,4^4)} = 24,7 \text{ MPa} \quad (5.89)$$

$$\tau_{sl} = 24,7 \text{ MPa} < 42 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

z [mm] je vzdálenost osy čepu paralelogramu ke kraji trubky sloupu

d_{sl} [mm] je vnější průměr vnějšího průřezu svaru

D_{tr} [mm] je vnější průměr sloupu

5.3.2. Sloup – deska otoče

Obvodový svar $\frac{1}{2} \vee 6$.

Dovolené napětí svaru při namáhání v ohybu $\tau_d = 55 \text{ MPa}$ [10].

Ohyb

$$\tau_{sldo} = \frac{32 \cdot G_{cv} \cdot (c_{skut} + z) \cdot d_{slv}}{\pi \cdot (D_{tr}^4 - d_{tr}^4)} = \frac{32 \cdot 1517,6 \cdot (1473,6 + 64,5) \cdot 152,4}{\pi \cdot (152,4^4 - 140,4^4)} = 24 \text{ MPa} \quad (5.90)$$

$$\tau_{sldo} = 24 \text{ MPa} < 55 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

d_{tr} [mm] je vnitřní průměr trubky sloupu

5.3.3. Čep otoče – deska otoče

Dvakrát obvodový svar a4.

Dovolené napětí svaru při namáhání v ohybu $\tau_d = 55 \text{ MPa}$ [10].

Ohyb

$$\tau_{svč} = \frac{32 \cdot G_{cv} \cdot (c_{skut} + z) \cdot d_{čv}}{2 \cdot \pi \cdot (d_{čv}^4 - d_{č}^4)} = \frac{32 \cdot 1517,6 \cdot (1473,6 + 64,5) \cdot 116}{2 \cdot \pi \cdot (116^4 - 108^4)} = 30,6 \text{ MPa} \quad (5.91)$$

$$\tau_{svč} = 30,6 \text{ MPa} < 55 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

$d_{č}$ [mm] je průměr čepu v místě přivaření k desce otoče

$d_{čv}$ [mm] je vnější průměr průřezu sváru

5.3.4. Sloup – závěs paralelogramu

Závěsy přenášejí tahovou sílu $R_{\zeta 1}$ jsou dva, proto bude výpočtová délka svaru dvojnásobná.

Dovolené napětí svaru při namáhání v ohybu $\tau_d = 55 \text{ MPa}$ [10].

Ohyb:

$$\tau_{svzo} = \frac{6 \cdot G_{cv} \cdot (c_{skut} + z)}{2 \cdot s_{svz} \cdot (l_z - 2 \cdot s_3)^2} = \frac{6 \cdot 1517,6 \cdot (1473,6 + 64,5)}{2 \cdot 12 \cdot (355 - 2 \cdot 10)^2} = 5,2 \text{ MPa} \quad (5.92)$$

$$\tau_{svzo} = 5,2 \text{ MPa} < 55 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

l_z [mm] je délka závěsu paralelogramu

s_{svz} [mm] je velikost svaru závěsu paralelogramu

Smyk

Dovolené napětí svaru při namáhání na smyk $\tau_d = 24 \text{ MPa}$ [10].

$$\tau_{svzs} = \frac{G_{cv}}{2 \cdot s_{svz} \cdot (l_z - 2 \cdot s_1)} = \frac{1517,6}{2 \cdot 12 \cdot (355 - 2 \cdot 10)} = 0,2 \text{ MPa} \quad (5.93)$$

$$\tau_{svzs} = 0,2 \text{ MPa} < 24 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Celkové napětí

$$\tau_{svzc} = \sqrt{\tau_{svzo}^2 + \tau_{svzs}^2} = \sqrt{5,2^2 + 0,2^2} = 5,2 \text{ MPa} \quad (5.94)$$

$$\tau_{svzc} = 5,2 \text{ MPa} < 24 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.3.5. Závěs čepu otočného ramene

Závěs je namáhán tahem zejména silou F_{rtb} .

Velikost sváru $s = 6, + a3$, délka 70 mm.

Dovolené napětí svaru při namáhání v tahu $\sigma_{dt} = 42 \text{ MPa}$ [10].

$$\sigma_{svza} = \frac{F_{rtb}}{(s+a3) \cdot (l_{sza} - 2 \cdot s_1)} = \frac{10776,9}{(6+3) \cdot (70-2 \cdot 10)} = 23,9 \text{ MPa} \quad (5.95)$$

$$\sigma_{svza} = 23,9 \text{ MPa} < 42 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.3.6. Otočné rameno – ložiskové těleso

Ohyb

Dovolené napětí svaru při namáhání v ohybu $\tau_d = 45,5 \text{ MPa}$ [10]

$$M_{orl} = m_7 \cdot g \cdot r_{ar} = 105 \cdot 9,81 \cdot 295 = 303864,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{orl} = \frac{M_o}{W_{orl}} = \frac{6 \cdot H_{rl} \cdot M_{orl}}{B_{rl} \cdot H_{rl}^3 - b_{rl} \cdot h_{rl}^3} = \frac{6 \cdot 119 \cdot 303864,8}{46 \cdot 119^3 - 40 \cdot 113^3} = 11 \text{ MPa} \quad (5.96)$$

$$\tau_{orl} = 11 \text{ MPa} < 45,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

r_{ar} [mm] je vzdálenost těžiště břemene od konce otočného ramene

B_{rl} [mm] je šířka vnějšího obdélníka nosného průřezu svaru

H_{rl} [mm] je výška vnějšího obdélníka nosného průřezu svaru

b_{rl} [mm] je šířka vnitřního obdélníka nosného průřezu svaru

h_{rl} [mm] je výška vnitřního obdélníka nosného průřezu svaru

5.3.7. Ložiskové těleso – krátké rameno

Napětí od tíhy břemene.

Smykové napětí.

Dovolené napětí svaru při namáhání na smyk $\tau_d = 24 \text{ MPa}$ [10].

$$\tau_{srl} = \frac{0,707 \cdot m_{7skut} \cdot g}{a_3 \cdot l_{sr}} = \frac{0,707 \cdot 105 \cdot 9,81}{3 \cdot 193} = 1,3 \text{ MPa} \quad (5.97)$$

$$\tau_{srl} = 1,3 \text{ MPa} < 24 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

l_{sr} [mm] je délka svaru

Tahové napětí má stejnou velikost jako smykové $\sigma_{trl} = 1,3 \text{ MPa}$

Napětí od ohybového momentu

Dovolené napětí svaru při namáhání v ohybu $\tau_d = 45,5 \text{ MPa}$ [10]

$$\tau_{orl} = \frac{M_o}{W_{orl}} = \frac{6 \cdot H_{rl} \cdot g \cdot m_7 \cdot r_{br}}{B_{rl} \cdot H_{rl}^3 - b_{rl} \cdot h_{rl}^3} = \frac{6 \cdot 63 \cdot 9,81 \cdot 105 \cdot 251}{46 \cdot 63^3 - 40 \cdot 57^3} = 23,4 \text{ MPa} \quad (5.98)$$

$$\tau_{orl} = 23,4 \text{ MPa} < 45,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

r_{br} [mm] je vzdálenost těžiště břemene od osy krátkého ramene

B_{rl} [mm] je šířka vnějšího obdélníka nosného průřezu svaru

H_{rl} [mm] je výška vnějšího obdélníka nosného průřezu svaru

b_{rl} [mm] je šířka vnitřního obdélníka nosného průřezu svaru

h_{rl} [mm] je výška vnitřního obdélníka nosného průřezu svaru

Celkové napětí

$$\tau_{crl} = \sqrt{\tau_{srl}^2 + \tau_{orl}^2 + \sigma_{trl}^2} = \sqrt{1,3^2 + 23,4^2 + 1,3^2} = 23,5 \text{ MPa} \quad (5.99)$$

$$\tau_{crl} = 23,5 \text{ MPa} < 24 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.3.8. Spodní závěs hydraulického válce

Smyk

Dovolené napětí svaru při namáhání na smyk $\tau_d = 24 \text{ MPa}$ [10].

$$F_{hvskut} = R_{\check{c}3skut} \cdot \cos \gamma = 7359 \cdot \cos 8,27^\circ = 7282 \text{ N} \quad (5.100)$$

Kde:

γ [°] je úhel mezi sloupem a hydraulickým válcem v dolní poloze výložníku

Sílu hydraulického válce budou do sloupu přenášet dva závěsy, proto bude průřez sváru dvakrát zvětšen.

$$\tau_{szhv} = \frac{F_{hv}}{2 \cdot s_{svz} \cdot (l_z - 2 \cdot s_2)} = \frac{7282}{2 \cdot 6 \cdot (75 - 2 \cdot 12)} = 11,9 \text{ MPa} \quad (5.101)$$

$$\tau_{szhv} = 11,9 \text{ MPa} < 24 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

l_z [mm] je výška závěsu válce

6. Závěr

Cílem mé práce bylo na základě existujících možností manipulace zpracovat návrh jednoduchého manipulátoru na manipulaci s homogenním materiálem navinutým na papírové trubici o maximální hmotnosti 75 kg.

Nejprve byla provedena rešerše na téma manipulátory používané v průmyslu, včetně možností uchopení materiálu.

Následně byl zpracován konstrukční návrh jednoduchého otočného ručně vedeného manipulátoru s paralelogramem.

Byly provedeny kontrolní výpočty jednotlivých uzlů se zatížením, kde bylo ověřeno, že zařízení na požadované zatížení vyhovuje. Nejvíce je namáháno spodní rameno paralelogramu, kde byla vypočtena celková hodnota napětí 75,03 MPa, čímž bylo mírně překročeno stanovené dovolené napětí $\sigma_{do} = 70$ MPa. Vzhledem k nízkému překročení zvoleného dovoleného napětí, pro materiál S235 je pro míjivé zatížení rozsah dovoleného napětí v ohybu 70 – 105 MPa, je bezpečnost dostatečná a navržený profil tedy vyhovuje. Navržená konstrukce je z pevnostního hlediska pro zadané provozní zatížení vyhovující.

Pro ovládání zdvihu byla navržena soustava složená z ručního hydraulického čerpadla, olejové nádrže a dvojčinného přímočarého hydromotoru, která je pro požadovanou funkci manipulace plně dostačující. Pro ochranu zařízení proti přetížení bude pojišťovací ventil seřízen na tlak 5 MPa.

Dle návrhu a jednotlivých kontrolních výpočtů byla vytvořena základní výkresová dokumentace.

7. Použitá literatura a internetové zdroje

- [1] <http://www.indevagroup.cz/cs-CZ/truck-mounted-load-balancer-cz.html>
- [2] http://www.dalmec.com/cz/manipulators/industrial_manipulators_Micropartner.html
- [3] Jaromír Adamec, Technologie automatizovaných výrob, 2006, ISBN 80-248-0871-4
- [4] http://www.dalmec.com/cz/manipulators/Industrial_manipulators_Partner_PS.html
- [5] http://www.dalmec.com/cz/manipulators/industrial_manipulators_Maxipartner.html
- [6] <http://www.dalmec.com/cz/>
- [7] <http://www.tedox.cz/sveraci-kleste>
- [8] <http://www.indevagroup.cz/cs-CZ/elektronicke-manipulatory-liftronic.html>
- [9] <http://www.auring.cz/cs/reference/linky/>
- [10] Strojnické tabulky Bedřich Vrzal a kolektiv, vydání SNTL Praha 1972
- [11] LEINVEBER J., ŘASA J., VÁVRA P., Strojnické tabulky, 3. Vydání Scientia Praha 1999, ISBN 80-7183-164-6

8. Seznam použitých značek

$W_{o\check{e}l}$	průřezový modul čepu ložisek v ohybu	[mm ³]
$W_{o\check{e}lmin}$	je minimální průřezový modul čepu ložisek v ohybu	[mm ³]
ΣF_x	suma sil působících horizontálně v horní poloze výložníku	[N]
ΣF_y	suma sil působících vertikálně v horní poloze výložníku	[N]
$\Sigma M_{R_{\check{e}3}}$	suma momentů k bodu působíště síly $R_{\check{e}3}$ v horní poloze výložníku	[N.m]
a	výška paralelogramu	[mm]
a'	výška paralelogramu v dolní poloze	[mm]
b	šířka paralelogramu	[mm]
b'	šířka paralelogramu v dolní poloze	[mm]
B_{rl}	šířka vnějšího obdélníka nosného průřezu svaru	[mm]
b_{rl}	šířka vnitřního obdélníka nosného průřezu svaru	[mm]
c	vzdálenost společného působíště tíhy břemene a výložníku	[mm]
C	dynamická únosnost	[N]
c'	vzdálenost společného působíště tíhy břemene a výložníku v dolní poloze	[mm]
C_{or}	minimální statická únosnost ložiska	[N]
C_{skut}	vzdálenost společného působíště tíhy břemene a výložníku v dolní poloze	[mm]
d	vertikální vzdálenost spodního a horního čepu hydraulického válce	[mm]
d	vnější průměr závitu	[mm]
d_3	vnitřní průměr závitu	[mm]
d_{3skut}	vnitřní průměr závitu	[mm]
$d_{\check{e}}$	průměr čepu v místě přivaření k desce otoče	[mm]
$d_{\check{e}1}$	průměr čepů horního táhla paralelogramu	[mm]
$d_{\check{e}1min}$	minimální průměr čepů horního táhla paralelogramu	[mm]
$d_{\check{e}1skut}$	průměr čepu spojující horní táhlo se závěsnými oky	[mm]
$d_{\check{e}21min}$	minimální průměr čepu spojující spodní táhlo se sloupem	[mm]
$d_{\check{e}21skut}$	průměr čepu spojující spodní táhlo se sloupem	[mm]
$d_{\check{e}22min}$	průměr čepu spojující spodní táhlo se svislým táhlem par.	[mm]
$d_{\check{e}22skut}$	průměr čepu spojující spodní táhlo se svislým táhlem paralelogramu	[mm]
$d_{\check{e}23min}$	minimální průměr čepu spojující spodní táhlo s hydraulickým válcem	[mm]
$d_{\check{e}23skut}$	průměr čepu spojující spodní táhlo s pístnicí hydraulického válce	[mm]
$d_{\check{e}rmin}$	minimální průměr čepu otočného ramene	[mm]
$d_{\check{e}lmin}$	minimální průměr čepu ložisek	[mm]
$d_{\check{e}orskut}$	průměr čepu otočného ramene	[mm]
$d_{\check{e}v}$	vnější průměr průřezu svaru	[mm]
D_{pmin}	minimální průměr pístu	[mm]
d_{sl}	vnější průměr vnějšího průřezu svaru sloupu	[mm]
D_{tr}	vnější průměr sloupu	[mm]
e	největší horizontální vzdálenost spodního a horního čepu hyd. válce	[mm]
e'	největší horizontální vzdálenost spodního a horního čepu hyd. Válce v dolní poloze	[mm]
F_{al}	axiální síla působící na každé ložisko sloupu	[N]
F_{eor}	statické zatížení ložiska	[N]
F_{er}	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
F_{erskut}	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
F_{hvskut}	síla od hydraulického válce	[N]
F_{lax}	axiální složka zatížení ložisek způsobená tíhou G_{67}	[N]
$F_{laxskut}$	axiální síla působící na ložisko	[N]
F_{lr}	silová dvojice od momentu tíh M_{67}	[N]
F_{lrskut}	radiální síla působící na ložisko	[N]

F_{o1}	síla působící na rameno horního táhla paralelogramu - 1. zatěžující stav	[N]
F_{o1skut}	síla působící na rameno horního táhla paralelogramu - 1. zatěžující stav	[N]
F_{r1}	radiální síla působící na každé ložisko sloupu	[N]
F_{rtb}	smýková síla působící na čep otočného ramene	[N]
F_{s1}	síla působící na rameno horního táhla paralelogramu - 2. zatěžující stav	[N]
$F_{šr1skut}$	síla na 1 šroub	[N]
$F_{šr2skut}$	síla na dva šrouby	[N]
$F_{šrz2}$	síla působící na dva kotvící šrouby	[N]
g	gravitační zrychlení 9,81	[m . s ⁻²]
G_c	tíhová síla od hmotnosti břemene a výložníku	[N]
H_{r1}	výška vnějšího obdélníka nosného průřezu svar	[mm]
h_{r1}	výška vnitřního obdélníka nosného průřezu svaru	[mm]
L	základní trvanlivost ložiska	[otáčky]
L_{ls}	rozteč ložisek sloupu	[mm]
l_{or}	rameno momentu tíhy břemene od osy otáčení otočného ramene	[mm]
L_{skut}	základní trvanlivost ložiska sloupu	[otáčky]
l_{sr}	je délka svaru	[mm]
l_z	délka závěsu paralelogramu	[mm]
l_z	výška závěsu válce	[mm]
m_1	hmotnost horního ramena paralelogramu	[kg]
m_{1skut}	hmotnost horního ramena paralelogramu	[kg]
m_2	hmotnost dolního ramena paralelogramu	[kg]
m_{2skut}	hmotnost dolního ramena paralelogramu	[kg]
m_3	hmotnost krátkého spojovacího ramena paralelogramu	[kg]
m_{3skut}	hmotnost krátkého spojovacího ramena paralelogramu	[kg]
m_4	hmotnost otočného ramene manipulátoru	[kg]
m_{4skut}	hmotnost otočného ramene manipulátoru	[kg]
m_5	hmotnost ložiskového tělesa	[kg]
m_{5skut}	hmotnost ložiskového tělesa	[kg]
m_6	hmotnost otočného ramínka manipulátoru	[kg]
M_{67}	moment od tíhy břemene a otočného ramene	[N.mm]
M_{67skut}	moment od tíhy břemene a otočného ramene	[N.mm]
m_{6skut}	hmotnost otočného ramínka manipulátoru	[kg]
m_7	hmotnost břemene s upínacím trnem	[kg]
m_{7skut}	hmotnost břemene s upínacím trnem	[kg]
m_{cv}	celková hmotnost výložníku s břemenem	[kg]
M_{cv1}	celkový moment jednotlivých částí výložníku v horní poloze ke společnému čepu paralelogramu a sloupu	[N.mm]
$M_{cv1'}$	celkový moment jednotlivých částí výložníku v dolní poloze Celkový moment jednotlivých částí výložníku v dolní poloze	[N.mm]
$M_{cv1skut}$	celkový moment jednotlivých částí výložníku v horní poloze ke společnému čepu paralelogramu a sloupu	[N.mm]
$M_{cv1skut'}$	celkový moment jednotlivých částí výložníku v dolní poloze ke společnému čepu paralelogramu a sloupu	[N.mm]
M_{cv2}	celkový moment výložníku v horní poloze ke společnému čepu paralelogramu a sloupu	[N.mm]
$M_{cv2'}$	celkový moment výložníku v dolní poloze ke společnému čepu paralelogramu a sloupu	[N.mm]
$M_{cv2skut}$	celkový moment výložníku v horní poloze ke společnému čepu paralelogramu a sloupu	[N.mm]
$M_{cv2skut'}$	celkový moment výložníku v dolní poloze ke společnému čepu paralelogramu a sloupu	[N.mm]

m_{cvskut}	celková hmotnost výložníku s břemenem	[kg]
M_{o2}	ohybový moment spodního táhla	[N.mm]
M_{o4}	ohybový moment otočného ramene	[N.mm]
M_{o6}	ohybový moment krátkého ramínka na ložisku	[N.mm]
M_{ori}	ohybový moment od břemene působící na ložiskové těleso	[N.mm]
M_{tb}	moment od tíhy břemene na ramenu vzdálenosti působíště tíhy břemene od osy otáčení otočného ramene	[N.mm]
p	vzdálenost těžiště T_1, T_2 od osy čepu paralelogramu	[mm]
p'	vzdálenost těžiště T_1, T_2 od osy čepu paralelogramu	[mm]
p_d	Dovolené napětí na otláčení	[MPa]
p_n	Jmenovitý tlak	[MPa]
$p_{oočorskut}$	napětí na otláčení oka čepu otočného ramene	[MPa]
$p_{ooht1skut}$	napětí na otláčení oka horního táhla 1. zatěžující stav	[MPa]
$p_{ooht2skut}$	napětí na otláčení oka horního táhla 2. zatěžující stav	[MPa]
$p_{oopčstskut}$	napětí na otláčení oka prostředního čepu spodního táhla paralelogramu	[MPa]
$p_{oosts1skut}$	napětí na otláčení oka spodního táhla – sloup 1. Zatěžující stav	[MPa]
$p_{oosts2skut}$	napětí na otláčení oka spodního táhla – sloup 2. Zatěžující stav	[MPa]
$p_{oostt1skut}$	napětí na otláčení oka spodního táhla – táhlo 1. Zatěžující stav	[MPa]
$p_{oostt2skut}$	napětí na otláčení oka spodního táhla – táhlo 2. Zatěžující stav	[MPa]
$p_{opčskut}$	napětí na otláčení prostředního oka spodního táhla	[MPa]
P_r	tlak na redukčním ventilu	[MPa]
$p_{šr}$	tlak na závit šroubu	[MPa]
r	vzdálenost těžiště T_3 od osy čepu paralelogramu – horní poloha výložníku	[mm]
r'	vzdálenost těžiště T_3 od osy čepu paralelogramu – dolní poloha výložníku	[mm]
r_{ar}	vzdálenost těžiště břemene od konce otočného ramene	[mm]
r_{br}	vzdálenost těžiště břemene od osy krátkého ramene	[mm]
$R_{č1}$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15	[N]
$R_{č1}'$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15, v dolní poloze výložníku	[N]
$R_{č1gc}$	výsledná síla sil $R_{č1}'$ a G_c	[N]
$R_{č1qcskut}$	výsledná síla sil $R_{č1}'$ a G_c	[N]
$R_{č1kut}'$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15, v dolní poloze výložníku	[N]
$R_{č1skut}$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15	[N]
$R_{č2}$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15	[N]
$R_{č2}'$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15, v dolní poloze výložníku	[N]
$R_{č24}$	výslednice sil $R_{č2}'$ a $R_{č4}$	[N]
$R_{č24skut}$	výslednice sil $R_{č2}'$ a $R_{č4}$	[N]
$R_{č2skut}$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15	[N]
$R_{č2skut}'$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15, v dolní poloze výložníku	[N]
$R_{č3}$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15	[N]
$R_{č3}'$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15, v dolní poloze výložníku	[N]
$R_{č3skut}$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15	[N]
$R_{č3skut}'$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15, v dolní poloze výložníku	[N]
$R_{č4}$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15	[N]
$R_{č4skut}$	síla v uložení výložníku viz. obr. 15	[N]
r_{M6}	rameno tíhy krátkého ramene s těžištěm T_6	[mm]
r_{M7}	rameno tíhy břemene s upínacím čepem výložníku se společným těžištěm T_7	[mm]
s	vzdálenost těžiště T_4 od osy čepu paralelogramu – horní poloha výložníku	[mm]
s'	vzdálenost těžiště T_4 od osy čepu paralelogramu – dolní poloha výložníku	[mm]
S_0	bezpečnost ložiska	[]

S_{1min}	minimální plocha průřezu horního táhla paralelogramu	[mm ²]
S_{1skut}	plocha průřezu horního táhla	[mm ²]
S_{2min}	minimální plocha průřezu spodního táhla paralelogramu	[mm ²]
S_{6min}	minimální plocha průřezu krátkého ramínka na ložisku	[mm ²]
$S_{\check{c}21}$	minimální průřez čepu spojovací spodní táhlo se sloupem	[mm ²]
$S_{\check{c}21skut}$	průřez čepu spojovací spodní táhlo se sloupem	[mm ²]
$S_{\check{c}22min}$	minimální průřez čepu spojovací spodní táhlo se svislým táhlem par.	[mm ²]
$S_{\check{c}22skut}$	průřez čepu spojovací spodní táhlo se svislým táhlem paralelogramu	[mm ²]
$S_{\check{c}23min}$	minimální průřez čepu spojovací spodní táhlo s pístnicí hydraulického válce	[mm ²]
$S_{\check{c}23skut}$	průřez čepu spojovací spodní táhlo s pístnicí hydraulického válce	[mm ²]
$S_{\check{c}ermin}$	minimální průřez čepu otočného ramene	[mm ²]
$S_{\check{c}orskut}$	průřez čepu otočného ramene	[mm ²]
S_{oskut}	bezpečnost ložiska	[]
S_{pmin}	minimální průřez pístu	[mm]
S_{svz}	velikost svaru závěsu paralelogramu	[mm]
$S_{\check{s}r1skut}$	nosný průřez šroubu	[mm ²]
\check{S}_1	šířka profilu horního táhla	[mm]
\check{S}_2	šířka profilu spodního táhla	[mm]
\check{S}_3	tloušťka závěsného oka	[mm]
\check{S}_4	tloušťka závěsného oka	[mm]
\check{S}_5	tloušťka závěsného oka	[mm]
t	vzdálenost těžiště T_5 od osy čepu paralelogramu – horní poloha výložníku	[mm]
t'	vzdálenost těžiště T_5 od osy čepu paralelogramu – dolní poloha výložníku	[mm]
T_1	těžiště horního ramena paralelogramu	[]
t_1	vzdálenost otvoru od okraje závěsu	[mm]
T_2	těžiště dolního ramena paralelogramu	[]
t_2	vzdálenost otvoru od okraje závěsu	[mm]
T_3	těžiště krátkého spojovacího ramena paralelogramu	[]
t_3	vzdálenost otvoru od okraje závěsu	[mm]
T_4	těžiště otočného ramene manipulátoru	[]
T_5	těžiště ložiskového tělesa	[]
T_6	těžiště otočného ramínka manipulátoru	[]
T_7	těžiště břemene s upínacím trnem	[]
$T_{\check{c}ht1skut}$	napětí ve smyku na čepu horního táhla par. 1. zatěžující stav	[MPa]
$T_{\check{c}ht2skut}$	napětí ve smyku na čepu horního táhla par. 2. zatěžující stav	[MPa]
$T_{\check{c}orskut}$	napětí ve smyku čepu otočného ramene	[MPa]
$T_{\check{c}sthvskut}$	napětí ve smyku na prostředním čepu spodního táhla	[MPa]
$T_{\check{c}sts1skut}$	napětí ve smyku na čepu spodního táhla - sloup 1. zatěžující stav	[MPa]
$T_{\check{c}sts2skut}$	napětí ve smyku na čepu spodního táhla - sloup 2. zatěžující stav	[MPa]
$T_{\check{c}stt1skut}$	napětí ve smyku na čepu spodního táhla - táhlo 1. zatěžující stav	[MPa]
$T_{\check{c}stt2skut}$	napětí ve smyku na čepu spodního táhla - táhlo 2. zatěžující stav	[MPa]
T_d	dovolené napětí ve smyku	[MPa]
T_{orl}	napětí svaru ložiskového tělesa v ohybu	[MPa]
T_{orl}	ohybové napětí svaru krátkého ramene	[MPa]
T_{sldo}	napětí koutového svaru sloupu při namáhání na ohyb	[MPa]
T_{srl}	napětí svaru krátkého ramene	[MPa]
$T_{sv\check{c}}$	napětí svaru čepu otoče	[MPa]
T_{svzc}	celkové napětí svaru závěsu paralelogramu	[MPa]
T_{svzo}	napětí svaru závěsu paralelogramu v ohybu	[MPa]
T_{svzs}	napětí svaru závěsu paralelogramu na smyk	[MPa]
T_{szhv}	napětí ve svaru spodního závěsu hydraulického válce	[MPa]
u	vzdálenost těžiště T_6 od osy čepu paralelogramu – horní poloha	[mm]

	výložníku	
u'	vzdálenost těžiště T_6 od osy čepu paralelogramu – dolní poloha výložníku	[mm]
v	vzdálenost těžiště T_7 od osy čepu paralelogramu – horní poloha výložníku	[mm]
V	je rotační součinitel	[]
v'	vzdálenost těžiště T_7 od osy čepu paralelogramu – dolní poloha výložníku	[mm]
V_{or}	výška otočného ramene	[mm]
W_o	průřezový modul	[mm ³]
W_{o1min}	minimální průřezový modul profilu horního táhla	[mm ³]
W_{o2min}	minimální průřezový modul profilu spodního táhla	[mm ³]
W_{o4min}	minimální průřezový modul profilu otočného ramene výložníku	[mm ³]
W_{o6min}	minimální průřezový modul profilu krátkého ramínka na ložisku	[mm ³]
$W_{o\check{c}oskut}$	průřezový modul čepu otoče	[mm ³]
W_{oslmin}	minimální průřezový modul v ohybu sloupu	[mm ³]
W_{otr}	průřezový modul v ohybu trubky sloupu	[mm ³]
X	koeficient radiálního zatížení pro radiální ložiska	[]
Y	koeficient axiálního zatížení pro radiální ložiska	[]
z	vzdálenost osy čepu paralelogramu ke kraji trubky sloupu	[mm]
α	úhel svírající rameno paralelogramu se sloupem	[N]
γ	úhel sevřený hydraulickým válcem a sloupem manipulátoru	[°]
$\sigma_{crnlskut}$	celkové napětí na rameně na ložisku	[MPa]
$\sigma_{cst1skut}$	celkové napětí na spodním táhle paralelogramu 1. zatěžující stav	[MPa]
$\sigma_{cstskut}$	celkové napětí na spodním táhle paralelogramu	[MPa]
σ_{do}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{dovt}	dovolené napětí v tahu na kotvící šroub	[MPa]
σ_{dt}	dovolené napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_{chtskut}$	celkové napětí na horním táhle paralelogramu	[MPa]
$\sigma_{o\check{c}oskut}$	napětí v ohybu čepu otoče	[MPa]
$\sigma_{ohtskut}$	napětí v ohybu na horním táhle paralelogramu	[MPa]
$\sigma_{oorvskut}$	ohybové napětí otočného ramene	[MPa]
$\sigma_{ornlskut}$	napětí v ohybu na rameně na ložisku	[MPa]
σ_{osl}	napětí na sloupu způsobené od ohybového momentu	[MPa]
$\sigma_{oslskut}$	napětí v ohybu sloupu	[MPa]
$\sigma_{ost1skut}$	napětí v ohybu na spodním táhle paralelogramu 1. zatěžující stav	[MPa]
σ_{svza}	napětí v tahu na svar závěsu čepu otočného ramene	[MPa]
$\sigma_{\check{s}rskut}$	napětí šroubu v tahu	[MPa]
$\sigma_{thtskut}$	napětí v tahu na horním táhle paralelogramu	[MPa]
$\sigma_{to\check{c}orskut}$	napětí v tahu na oko čepu otočného ramene	[MPa]
$\sigma_{toht1skut}$	napětí v tahu na oko horního táhla par. 1. zatěžující stav	[MPa]
$\sigma_{toht2skut}$	napětí v tahu na oko horního táhla par. 2. zatěžující stav	[MPa]
$\sigma_{top\check{c}skut}$	napětí v tahu na oko prostředního čepu spodního táhla	[MPa]
$\sigma_{top\check{c}stskut}$	napětí v tahu na oko prostředního čepu spodního táhla paralelogramu	[MPa]
$\sigma_{tosts1skut}$	napětí v tahu na oko spodního táhla – sloup 1. zatěžující stav	[MPa]
$\sigma_{tosts2skut}$	napětí v tahu na oko spodního táhla – sloup 2. zatěžující stav	[MPa]
$\sigma_{tostt1skut}$	napětí v tahu na oko spodního táhla – táhlo 1. zatěžující stav	[MPa]
$\sigma_{tostt2skut}$	napětí v tahu na oko spodního táhla – táhlo 2. zatěžující stav	[MPa]
σ_{trl}	napětí v tahu na svar krátkého ramene	[MPa]
$\sigma_{trnlskut}$	napětí v tahu na rameně na ložisku	[MPa]

9. Seznam příloh

9.1 Výkresová dokumentace

Název: Manipulátor
Číslo výkresu: 2-VOK-00