



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

## POJEZDOVÉ A ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ

TRAVELLING AND LIFTING MECHANISM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL ROSENDORF

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Pavel Rosendorf

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

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

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

### **Pojezdové a zvedací zařízení**

v anglickém jazyce:

### **Travelling and lifting mechanism**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout a zkonstruovat manipulační zařízení - označeno "typ A" - pro přemísťování vrtulníku BELL s lyžinami mezi letištní plochou a hangárem. Obhajovat tento návrh vůči alternativnímu "typu B".

Nosnost 2000kg

Zvedací výška min. 80mm

Ostatní podklady a parametry k zadání dle vedoucího diplomové práce.

Cíle diplomové práce:

Provést přehled a zhodnocení výrobců podobných zařízení, provést rozbor možných mechanismů zařízení, navrhnout konstrukční řešení včetně výkresu setavy, důležitých skupin a potřebných výpočtů.

Seznam odborné literatury:

1. Gere J.M. and Timoshenko: Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, 1989, ISBN 55-503-79.
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno, 2003.
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
5. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 16.11.2011

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

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

**Abstrakt**

Diplomová práce se zabývá návrhem pojezdového a zvedacího zařízení pro vrtulník Bell s minimální hmotností 2000kg a zdvihem 80mm. V jednotlivých částech práce najdeme přehled vyráběných zařízení, rozbor možných mechanismů, samotnou koncepci s pevnostními výpočty podpořené MKP výpočty jednotlivých rámu.

**Klíčová slova**

Pojezdové a zvedací zařízení, Bell, zdvih 80mm, nosnost 2000kg,

**Abstract**

Master thesis describes the design of travelling and lifting mechanism for the Bell helicopter with a minimum weight of 2,000 kg and travel of 80mm. In some parts of this work will find an overview of the manufactured equipment, analysis of possible mechanisms, the concept with strength calculations with FEM supported calculations of each frame.

**Key words**

Travelling and lifting mechanism, Bell, lift 80mm, capacity 2000kg

### **Bibliografická citace**

ROSENDORF, P. *Pojzdové a zvedací zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 80 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

### **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 16. května 2012

.....  
Pavel Rosendorf

**Poděkování**

Za cenné rady a připomínky děkuji doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D.

## Obsah

ÚVOD .....	12
1. Přehled vyráběných pojezdových a zvedacích zařízení .....	13
1.1 Chopper Spotter .....	13
1.2 Tiger Tugs.....	14
1.3 Kimmsed helicopter ground handling trolley .....	15
1.4 Paravion Technology.....	15
1.5 Helitowcart .....	16
1.6 Mototok .....	18
1.7 Wackerbauer .....	18
1.8 TLC Helilift .....	19
1.9 Aviground System Corp.....	20
1.10 Heliwagon.....	20
1.11 RobbyTow .....	20
1.12 Belet.....	21
1.13 Zhodnocení výrobců.....	21
2. Rozbor možných mechanismů zařízení .....	22
2.1 Pákové provedení s dvěma rámy .....	22
2.2 Nůžkový mechanismus.....	22
2.3 Jednoduchý rám se zdvihem pojezdových kol .....	22
2.4 Mechanismus s jedním ramenem.....	23
2.5 Tří-rámový mechanismus – vlastní řešení.....	23
3 Vlastní řešení .....	24
3.1 Vrtulníky Bell .....	24
3.2 Hlavní části .....	25
4 Výpočty .....	29
4.1 Kinematický rozbor výkyvného ramene .....	29
4.2 Výpočet průměru čepu spojujícího rámy .....	30
4.2.1 Maximální ohybový moment působící na čep .....	30
4.2.2 Průměr čepu .....	31
4.2.3 Kontrola čepu - smyk .....	31
4.2.4 Kontrola čepu - otláčení.....	31
4.3 Výpočet průměru čepu mezi rámem a hydraulickým válcem .....	32
4.4 Návrh profilu výsuvných ramen .....	32
4.4.1 Výpočet Reakce.....	32
4.4.2 Řez I.....	32
4.4.3 Řez II. ....	33
4.4.4 Kontrola profilu - ohyb.....	33
4.5 Pevnostní kontrola profilu s úchytem hydraulického válce.....	34
4.5.1 Výpočet reakce.....	34
4.5.2 Řez I.....	34
4.5.3 Kontrola profilu - ohyb.....	35
4.6 Pevnostní kontrola bočnice.....	35
4.6.1 Výpočet reakce.....	35

4.6.2	Řez I.....	36
4.6.3	Řez II. ....	36
4.6.4	Řez III. ....	36
4.6.5	Kontrola profilu - ohyb.....	37
4.7	Výpočet potřebného kroutícího momentu k pohonu pojezdového zařízení.....	37
4.7.1	Rovnice kinetické energie.....	37
4.7.2	Ekvivalentní moment setrvačnosti .....	38
4.7.3	Rovnice pro výkon .....	38
4.7.4	Výkon hydromotoru .....	39
4.8	Schéma hydraulického obvodu.....	39
4.9	Náhradní schéma hydraulického obvodu – stav zvedání .....	40
4.9.1	Průměr pístu hydraulického válce .....	40
4.9.2	Objem hydraulických válců .....	40
4.9.3	Průtok hydraulickými válci.....	40
4.9.4	Otáčky hydrogenerátor .....	41
4.9.5	Odpor proti zrychlení v potrubí k hydraulickému válci .....	41
4.9.6	Odpor proti zrychlení v potrubí od hydraulického válce.....	41
4.9.7	Odpor proti zrychlení posuvných částí hydraulického válce.....	41
4.9.8	Odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce.....	42
4.9.9	Ekvivalentní odpor proti zrychlení.....	42
4.9.10	Rychlost v potrubí .....	42
4.9.11	Reynoldsovo číslo .....	42
4.9.12	Odpor proti pohybu v potrubí k hydraulickému válci .....	42
4.9.13	Odpor proti pohybu v potrubí od hydraulického válce.....	42
4.9.14	Odpor proti pohybu v potrubí hydraulického válce .....	43
4.9.15	Ekvivalentní odpor proti pohybu.....	43
4.9.16	Tlakový spád ideálního spotřebiče – hydraulický válec.....	43
4.9.17	Tlakový spád odporu proti pohybu $R_1$ .....	43
4.9.18	Časová konstanta (definiční vztah) .....	43
4.9.19	Doba rozběhu .....	44
4.9.20	Tlakový spád na odporu proti zrychlení $H_1$ .....	44
4.9.21	Tlakový spád na hydrogenerátoru.....	44
4.10	Náhradní schéma hydraulického obvodu – stav řízení.....	44
4.10.1	Třecí síla.....	45
4.10.2	Síla působící v táhle řízení.....	45
4.10.3	Průměr pístu hydraulického válce .....	45
4.10.4	Objem hydraulického válce .....	45

4.10.5 Průtok hydraulickým válcem .....	45
4.10.6 Průtok pomaloběžným hydromotorem .....	46
4.10.7 Průtok hydraulickým obvodem – řízení.....	46
4.10.8 Otáčky hydrogenerátoru .....	46
4.10.9 Odpor proti zrychlení v potrubí od hydraulického válce .....	46
4.10.10 Odpor proti zrychlení posuvných částí hydraulického válce .....	46
4.10.11 Odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce .....	47
4.10.12 Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotoru.....	47
4.10.13 Moment setrvačnosti hydromotoru.....	47
4.10.14 Odpor proti zrychlení posuvných částí hydraulického válce .....	47
4.10.15 Odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce .....	47
4.10.16 Ekvivalentní odpor proti zrychlení .....	48
4.10.17 Rychlost v potrubí .....	48
4.10.18 Reynoldsovo číslo.....	48
4.10.19 Odpor proti pohybu v potrubí k hydraulickému válci .....	48
4.10.20 Odpor proti pohybu v potrubí hydraulického válce.....	48
4.10.21 Odpor proti pohybu v potrubí k hydraulickému válci .....	48
4.10.22 Odpor proti pohybu v potrubí hydromotoru.....	49
4.10.23 Ekvivalentní odpor proti pohybu.....	49
4.10.24 Tlakový spád ideálního spotřebiče – hydraulický válec .....	49
4.10.25 Tlakový spád ideálního spotřebiče – hydromotor .....	49
4.10.26 Tlakový spád odporu proti pohybu $R_3$ .....	49
4.10.27 Tlakový spád odporu proti pohybu $R_4$ .....	49
4.10.28 Časová konstanta (definiční vztah).....	50
4.10.29 Doba rozběhu .....	50
4.10.30 Tlakový spád na odporu proti zrychlení $H_3$ .....	50
4.10.31 Tlakový spád na odporu proti zrychlení $H_4$ .....	50
4.10.32 Tlak na hydrogenerátoru.....	50
4.10.33 Výpočet objemu olejové nádrže .....	50
4.11 Volba elektromotoru.....	51
4.12 Návrh hřídele .....	51
4.12.1 Volba průměru hřídele .....	51
4.12.2 Průměr hřídele navýšen o drážku pro pero .....	51
4.12.3 Výpočet reakce .....	52
4.12.4 Kontrola hřídele - ohyb v bodě 1.....	52
4.12.5 Kontrola hřídele - ohyb v bodě 2.....	53
4.12.6 Kontrola hřídele - smyk .....	53

4.12.7 Redukované napětí .....	53
4.12.8 Dovolené kombinované napětí.....	53
4.12.9 Kontrola pera - otláčení .....	54
4.12.10 Kontrola pera - smyk .....	54
4.13 Přírubová spojka.....	54
4.13.1 Výpočtový točivý moment.....	54
4.13.2 Průměr vrtání náboje .....	54
4.13.3 Obvodová síla na roztečné kružnici.....	54
4.13.4 Síla připadající na jeden šroub .....	55
4.13.5 Tlak mezi šroubem a kotoučem .....	55
4.13.6 Průřez šroubu .....	55
4.13.7 Skutečné smykové napětí.....	55
4.13 Ložisko .....	56
5 MKP výpočty v programu I-deas.....	57
5.1 Řešení v programu I-deas .....	57
5.2 Přední rám.....	58
5.3 Hlavní rám .....	59
5.4 Zadní rám.....	60
6 Závěr .....	63
Seznam použitých zdrojů .....	64
Seznam použitých symbolů.....	66
Seznam obrázků.....	71
Seznam příloh.....	73

## ÚVOD

V současné době jsou helikoptéry využívány nejen v armádě a u záchranných složek, ale také v soukromém sektoru, což klade větší důraz nejen na koncepci vrtulníku, ale také na jejich příslušenství, včetně zařízení pro jejich manipulaci.

V první kapitole diplomové práce najdeme přehled výrobců a samotných pojezdových a manipulačních zařízení, převážně s vlastním pohonem. V další kapitole je uveden rozbor možných mechanismů, které se nejčastěji používají a zpracována nová (vlastní) koncepce, která se odlišuje od již vyráběných. Dále zde najdeme podrobný rozbor a popis zvolené varianty řešení a typy helikoptér, které manipulátor bude schopen transportovat. Na základě hodnot v kapitole Výpočty jsou vybrány správné komponenty z dostupných katalogů výrobců od hydraulických prvků přes profily rámu až po elektromotor. Poslední kapitola je věnována MKP analýze rámu, kde jsou znázorněny jednotlivé výpočtové modely s výsledky výpočtu. Součástí diplomové práce jsou i přílohy s detailnějšími pohledy zařízení a také technické výkresy, včetně celkové sestavy a dalších důležitých skupin.

Zařízení musí být schopno dle zadání zvednout vrtulník s minimální hmotností 2000kg do výšky 80mm. Z těchto parametrů dimenzují konstrukci na typ Bell 206, varianty L, L1, L2, L3, L4, B3 (rozpětí hmotností 1451kg-2018kg) a Bell 407 (2268kg) se zvýšenými lyžinami, které jsou používány u záchranné služby ale i v soukromém sektoru. Návrh je koncipován na co nejjednodušší a nejlevnější výrobu, snadnou ovladatelnost zařízení a manipulaci s vrtulníkem mezi letištní plochou a hangárem na zpevněném povrchu. Při návrhu tohoto manipulátoru je důležitá jeho cena ale i schopnost se přizpůsobit co největšímu počtu helikoptér firmy Bell s hmotností přibližnou 2000kg.

## 1. Přehled vyráběných pojezdových a zvedacích zařízení

Na trhu je spousta zařízení pro manipulaci s vrtulníky, v této kapitole shrnu většinu firem na trhu, které vyrábí zařízení převážně s vlastním pohonem.

### 1.1 Chopper Spotter [11]

Chopper Spotter je americká firma zabývající se výrobou prostředků pro pozemní manipulaci vrtulníku. Firma vyrábí 3 základní typy poháněné elektromotorem, samotný zdvih je řešen hydraulickým válcem. Ovládání jednotlivých modelů zajišťuje ovladač připojen k zařízení pomocí dostatečně dlouhého kabelu (8,5m). Zdvih u všech modelů je 40,6 cm. Zařízení od této firmy vyžadují provoz pouze na zpevněném povrchu nebo asfaltu. Vrtulník může díky tomuto prostředku být také vlečen, ale nesmí být překročena maximální rychlost pro dopravu  $1 \text{ m s}^{-1}$ .

MS model - vybaven stejnosměrným elektromotorem o výkonu 1hp, 4 bateriemi (24V). Hmotnost zařízení je 409kg a nosnost 4150kg. Zdvih je řešen jedním ramenem a proto je potřeba zabezpečit správný náklon vrtulníku pro přepravu buď přidavnými koly, nebo obsluhou dle obr. 1.



Obr. 1 Chopper Spotter - MS model [11]

E model - liší se od modelu MS vlastní hmotností 318kg, nosností 2075kg a má pouze 2 baterie.



*Obr. 2 Chopper Spotter - E model [11]*

Model 4 - konstruován se dvěma zdvihacími rameny, nejsou potřeba přídavná kola, ani obsluha nemusí kontrolovat náklon vrtulníku. Vlastní hmotnost zařízení je 500kg, nosnost 5000kg, ostatní parametry jsou stejné jako u modelu MS.



*Obr. 3 Chopper Spotter – model 4 [11]*

## **1.2 Tiger Tugs [12]**

Další zástupce firem vyrábějících zařízení pro transport vrtulníků s lyžinami z USA. Prostředek Tiger Tugs pracuje na principu nůžkového zvedáku. Každé zadní kolo je poháněno vlastním elektromotorem, což nám umožňuje i zatáčení celého zařízení. Přední kola jsou volně otočná o 180°. Zařízení je vyráběno ve dvou provedeních pro nosnost vrtulníku 3630kg a 2500kg. Pojezd i zdvih se ovládá pomocí dálkového ovladače.



*Obr. 4 Tiger Tugs [12]*

### **1.3 Kimmsed helicopter ground handling trolley [13]**

Australská firma vyrábějící vlečné zařízení pro vrtulníky s hmotností do 2500kg . Zdvih je řešen pomocí hydraulického válce který se ručně ovládá.



*Obr. 5 Kimmsed helicopter ground handling trolley [13]*

### **1.4 Paravion Technology [14]**

Firma z USA zabývající se výrobou manipulačních zařízení pro malé až střední velikosti vrtulníků. Vyrábí zařízení ve čtyřech modelových řadách s nosnostmi od 680kg až po 5400kg pro většinu helikoptér s lyžinami od nejmenších Robinsonů až po větší jako je např. UH-1. Zdvih, pojezd i řízení je řešeno pomocí hydraulických prvků a elektromotoru napájeného 12V nebo 24V baterií. Jednotlivé modely jsou vybaveny světly, což ocení obsluha především při manipulaci na letištní ploše v noci.



*Obr. 6 Paravion technology HP 250 E – letiště Brno Tuřany*



*Obr. 7 Paravion technology HP 250 E – letiště Brno Tuřany*

### **1.5 Helitowcart [15]**

Kanadská firma vyrábějící pojezdové a tažné zařízení pro vrtulníky. Pojezdové zařízení (Helicarrier) je k dostání v pěti verzích dle nosnosti a typu vrtulníku od 2000kg (Bell 206) až po 4770kg (Bell 412). Pohon je řešen elektromotorem, který je napájen 48V (4x12V baterie) a zdvih je řešen pomocí hydraulických válců. Snadné ovládání manipulátoru pomocí ovladače uchyceného na řídicí tyči hnacího kola. Použití různých typů kol nám umožňuje manipulaci i na nepevném povrchu, případné řetězy nám zaručí pohyb i na zmrzlé a zasněžené ploše.



*Obr. 8 Helicarrier [15]*



*Obr. 9 Helicarrier [15]*

Tažné zařízení (Tow carts) je vyráběno s dvěma nebo čtyřmi hnacími koly, celkově v osmi variantách. Každé kolo je poháněno 300W motorem napájeným 12V bateriemi. Zdvih je řešen pomocí nůžkového mechanismu, teleskopicky nebo u menších zařízení manuálním hydraulickým válcem.



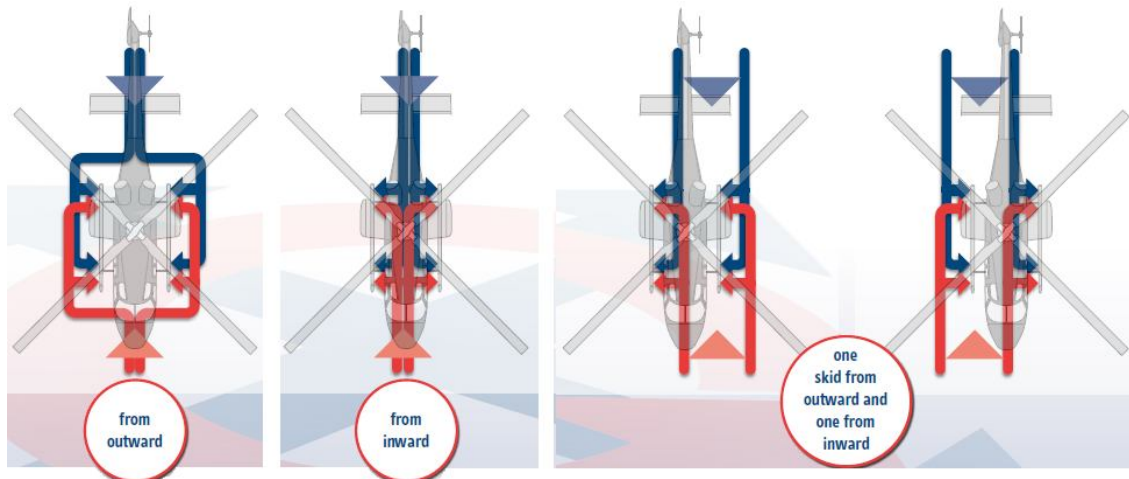
*Obr. 10 Tow Carts V204 – 2 hnací kola, určeno pro Robinson R22,R44 [15]*



*Obr. 11 Tow Carts V500 – 4 hnací kola, nosnost 7300kg [15]*

### 1.6 Mototok [16]

Německá firma Mototok se zabývá výrobou pojzdových zařízení nejen pro vrtulníky ale i pro dopravní nebo stíhací letadla. Se svým výrobkem Helimo představuje univerzální pojzdové a zvedací zařízení pro všechny typy vrtulníku s lyžinami s hmotností do 5000kg. S jedinečným způsobem úchytu lyžin z vnitřní nebo vnější strany tak předchází problému styku s namontovanou kamerou, radarem světly nebo municí. Ovládání je řešeno bezdrátovým ovladačem. Maximální rychlost je stanovena na  $2,7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Pohon pomocí elektromotoru, který je napájen 48V. Princip zdvihu má firma Mototok patentován, provádí se pomocí hydrauliky a speciálně tvarovaných úchytů.



Obr. 12 Způsoby uchycení lyžin vrtulníku [16]



Obr. 13 Mototok Helimo [17]

### 1.7 Wackerbauer [18]

Wackerbauer je německá firma se svým produktem Helilifter, který je konstruován především na vrtulníky Eurocopter. Pohon je zde řešen pomocí hydrauliky, stejně tak i zdvih. Maximální rychlost manipulátoru je  $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Ovládání může být pomocí bezdrátového nebo i kabelového ovladače.



*Obr. 14 Helilifter s EC 120 [18]*

### **1.8 TLC Helilift [19]**

Firma z Velké Británie. TLC Helilift se oproti ostatním výrobkům liší úchytem lyžin z vnější strany, což umožňuje bez problému přepravovat vrtulník s kamerami, radarem, světly a jiným přídatným zařízením. Pohon je řešen elektromotorem, samotný zdvih pomocí hydraulických válců. Maximální rychlost pojezdu je  $4,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , nosnost dle uchycení helikoptéry až 5000kg.



*Obr. 15 TLC Helilift [20]*

### 1.9 Aviground System Corp [21]

Americká firma vyrábějící svůj HeliTug, který má poháněna obě zádňá kola, systém zdvihu je řešen pomocí hydrauliky.



Obr. 16 HeliTug [21]

### 1.10 Heliwagon [22]

Další firma z USA, která vyrábí přistávací plošinu na dálkové ovládání s vlastním pohonem. Jednoduché řešení pro všechny typy vrtulníku, není omezeno světlou výškou helikoptéry nebo přídatným zařízením. Nevýhodou je, že se dá použít pouze pro jeden kus vrtulníku.



Obr. 17 Heliwagon [22]

### 1.11 RobbyTow [23]

Firma z USA, která se zaměřila na manipulaci s malými vrtulníky Robinson R22 a R44. Jejich zařízení RobbyTow zvedá přední část helikoptéry, na konci lyžin musí být přídatná kola. Pohon je řešen pomocí elektromotoru napájeného 24V baterií.



Obr. 18 RobbyTow [23]

### 1.12 Belet [24]

Česká firma, která vyrábí manipulační zařízení Tahač Helicopter THCR 03AP pro malé vrtulníky Robinson R22 a R44. Pohon pomocí elektromotoru a zdvih je řešen elektrickým zvedákem. Manipulace je doporučena na zpevněných plochách, na zadní části lyžin musí být pro transport použita přídatná kola.



*Obr. 19 Tahač Helicopter THCR 03AP [24]*

### 1.13 Zhodnocení výrobců

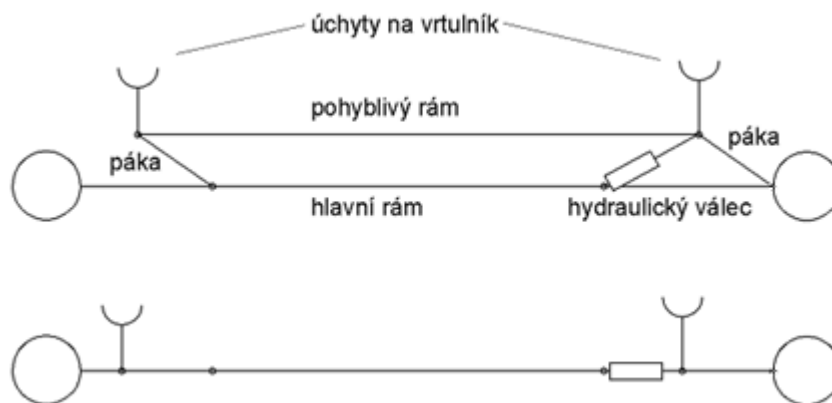
Pokud hodnotím především univerzálnost použití pro více typů helikoptér, kde záleží na světlosti helikoptéry s různým příslušenstvím, tak bych nejlépe hodnotil zařízení Helimo od německé firmy Motok (kap. 1.6), které je limitováno pouze vahou transportovaného vrtulníku. Možnost uchycení helikoptéry z vnější nebo vnitřní strany lyžin vyniká oproti ostatním výrobcům s klasickými koncepcemi (pákový, nůžkový zvedák...).

## 2. Rozbor možných mechanismů zařízení

Výrobci uvedeni v kapitole 1. často opakují stejné typy konstrukcí, pouze poupravené na jiné rozměry helikoptér. V této kapitole uvedu nejběžněji používané mechanismy, horní obrázek znázorňuje polohu s vrtulníkem při pojezdu, dolní obrázek polohu ve spuštěném stavu.

### 2.1 Pákové provedení s dvěma rámy

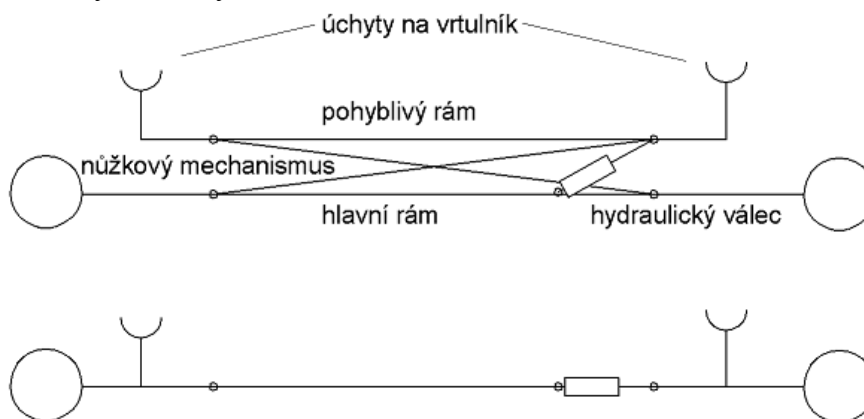
Tento typ mechanismu vyrábí firma jako Paravion Technology, Kimmsed helicopter ground handling trolley nebo Aviground System Corp. Systém je jednoduchý, kde pohyblivý rám je pomocí páky uchycen k hlavnímu rámu a zvedán hydraulickými válci.



Obr. 20 Schéma mechanismu s dvěma rámy

### 2.2 Nůžkový mechanismus

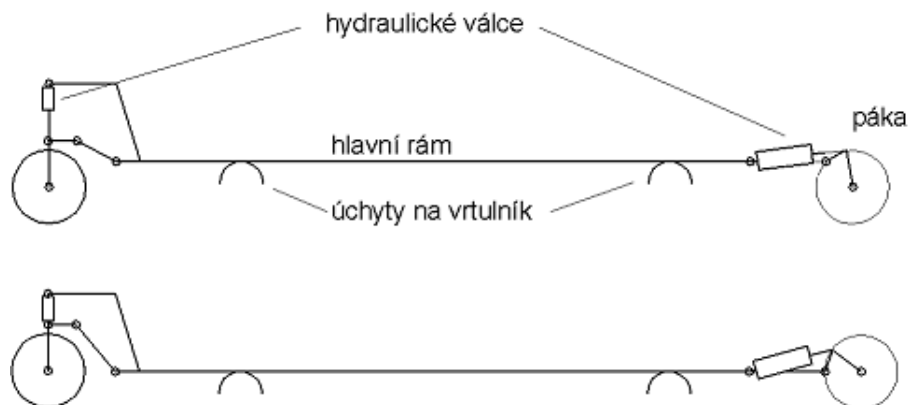
Tento jednoduchý způsob zvedání vyrábí např. firma Tiger Tugs, mechanismus je opět zvedán pomocí hydraulických válců.



Obr. 21 Nůžkový mechanismus

### 2.3 Jednoduchý rám se zdvihem pojezdových kol

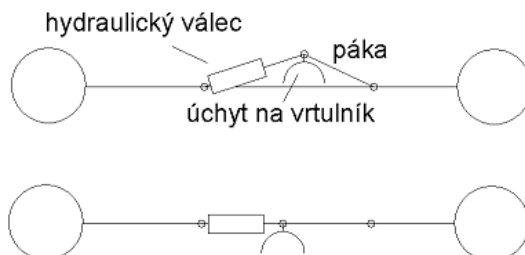
Z hlavního rámu pomocí hydraulických válců a pákového mechanismu vykloníme pojezdová kola pod úroveň hlavního rámu a tím dosáhneme požadovaný zdvih. Tento způsob vyrábí firmy TLC Helilift nebo Helitowcart se svým výrobekm Helicarrier.



Obr. 22 Jednoduchý rám se zdvihem pojezdových kol

#### 2.4 Mechanismus s jedním ramenem

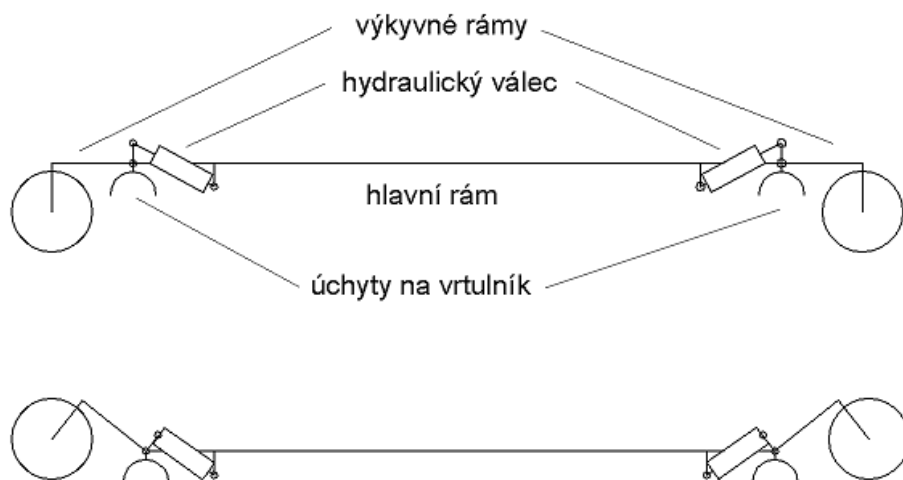
Tato varianta řešení vyžaduje při manipulaci pomoc obsluhy pro vyrovnání náklonu vrtulníku, je vyráběna firmou Chopper spotter. Zdvih zajišťuje hydraulický válec, který vyklání rameno s vrtulníkem.



Obr. 23 Mechanismus s jedním ramenem

#### 2.5 Tří-rámový mechanismus – vlastní řešení

Cílem této diplomové práce je také navrhnout systém, který se odlišuje od ostatních výrobců. Inspiroval jsem se způsobem zdvihu pomocí hydraulických válců, který využívá většina firem zabývajících se manipulační technikou pro helikoptéry. Mechanismus funguje na principu hlavního rámu, od kterého hydraulické válce vyklání na každé straně jeden rám s pojezdovými koly, a tím získáme potřebný zdvih pro transport vrtulníku.



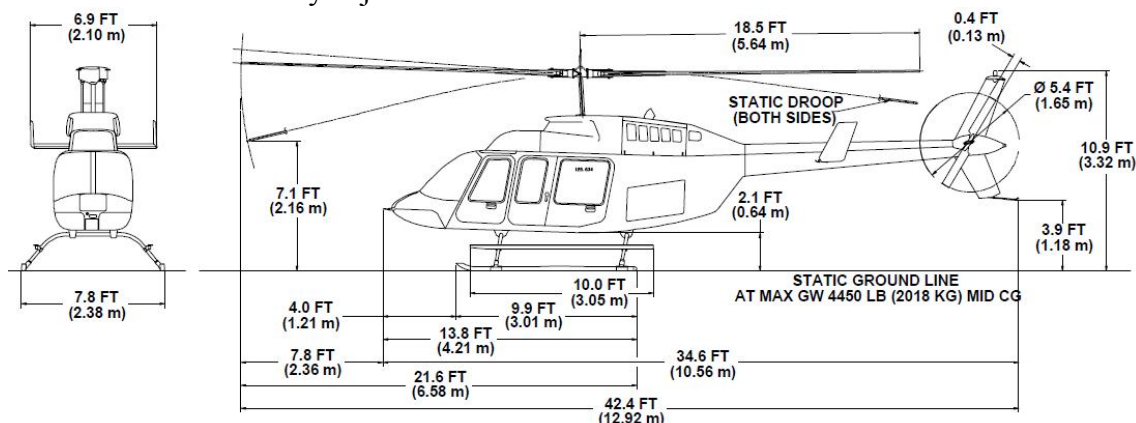
Obr. 24 Tří-rámový mechanismus

### 3 Vlastní řešení

V kapitole 2.5. jsem nastínil princip mechanismu zařízení. Při návrhu jsem se snažil vše navrhnout z dílů, které jsou běžně k dostání na trhu. Jednoduchost rámu z profilů a jeho montáž se může projevit i na celkové ceně výrobku. Pojezdové a zvedací zařízení bude ovládáno bezdrátovým ovladačem, což už se stává u těchto zařízení běžnou součástí. Nejen univerzálnost použití pro více typů helikoptér a cena je rozhodujícím hlediskem při nákupu tohoto prostředku, ale také pohodlnost ovládání a příslušenství jako jsou LED světla a nabíječka baterií, zakomponovaná v těsné blízkosti 24V akumulátorů, které se používají do elektrických čtyřkolek. Snadná manipulace s dostatečným poloměrem zatáčení dokáže bezproblémově zaparkovat helikoptéru na předem stanovené místo v hangáru.

#### 3.1 Vrtulníky Bell

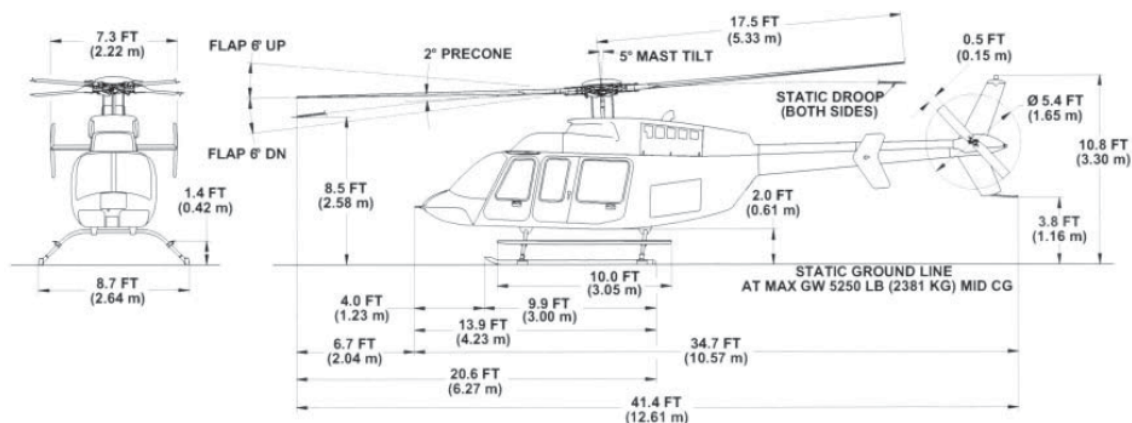
Dle zadání má být zařízení určeno pro helikoptéry značky Bell Helicopter and Textron Company s minimální nosností 2000kg. Z široké nabídky firmy Bell jsem vybral helikoptéry typu 206 L, L1,L3,L4, B3 a 407 s vyšší verzí lyžin, které se používají u letecké záchranné služby nejen v ČR.



Obr. 25 Hlavní rozměry – Bell 206L4 [25]



Obr. 26 Bell 206L4 – Alfa helicopter [26]



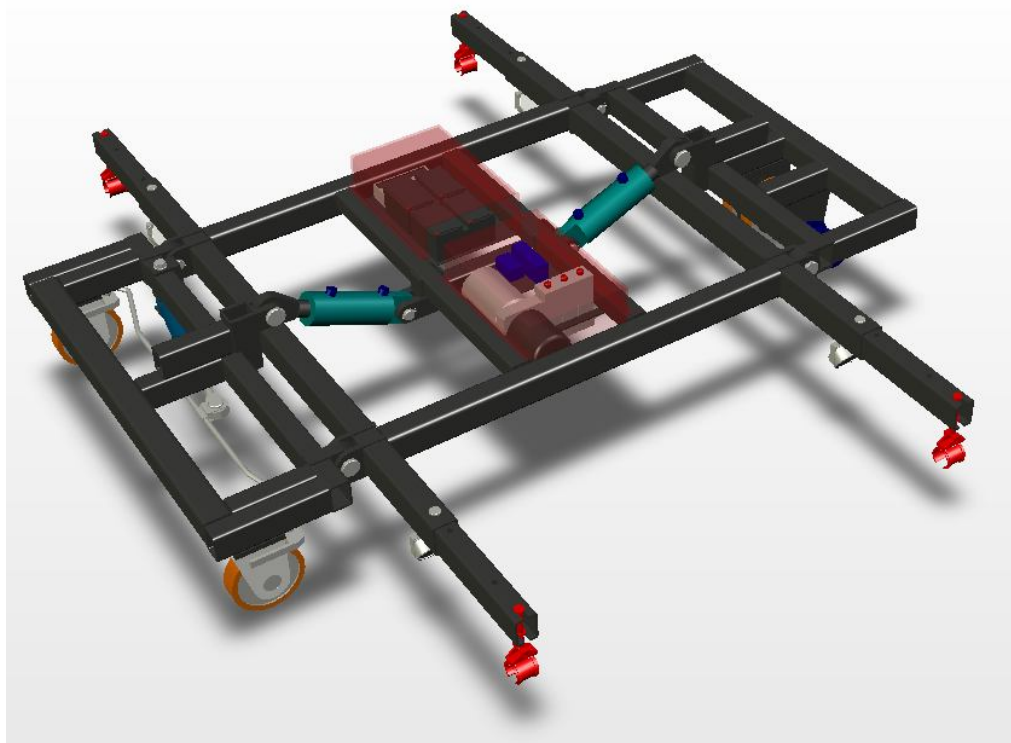
Obr. 27 Hlavní rozměry – Bell 407[27]



Obr. 28 Bell 407 – Alfa helicopter [28]

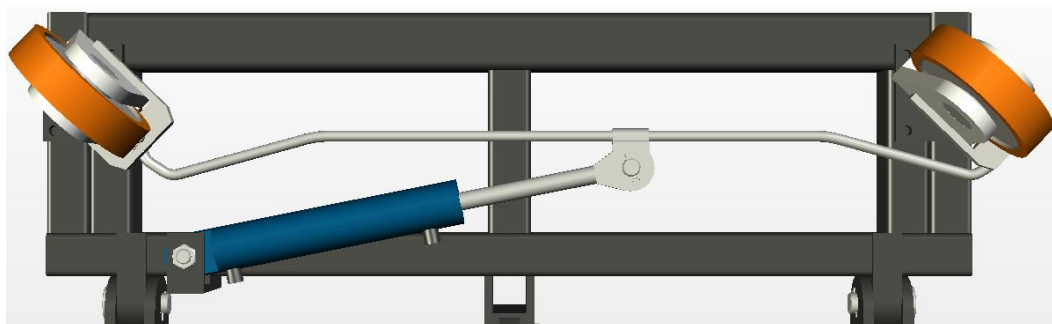
### 3.2 Hlavní části

Rámy jsou osazeny třemi koly, jedno hnací (dvojkolo) a dvě otočná od firmy Tente s průměrem 200mm a dostatečnou nosností 800kg. Jako zdroj tlakového oleje jsem zvolil na základě výpočtů z kapitoly 4. hydraulický miniagregát od firmy Hydroma napájený dvěma 24V akumulátory. Rozlišujeme zde dva pracovní cykly, zvedání a pojezd. Vždy může být v provozu pouze jeden. Z principu konstrukce naklápění rámu s otočnými koly není možno pojíždět ve spuštěné poloze. Zdvih zajišťují dva hydraulické válce od firmy Hydraulics s průměrem pístu 50mm a zdvihem 38mm. O pohon se stará pomaloběžný hydromotor dodávaný firmou BasEko, který zajišťuje maximální rychlost prostředku  $0,9\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Při výpočtech bylo uvažováno těžiště vrtulníku v oblasti osy rotoru, kde se předpokládá i těžiště pojezdového a zvedacího zařízení. Detailnější pohledy nalezneme v přílohách.



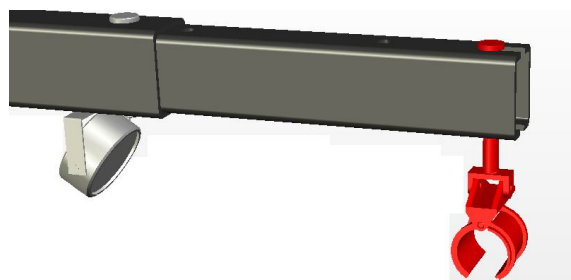
*Obr. 29 Vlastní řešení tří-rámový mechanismus*

Zatáčení je řešeno pomocí táhla, které vychyluje hydraulický válec s průměrem pístu 28mm a zdvihem až 90mm. Natočení kol je v rozmezí  $\pm 45^\circ$ .

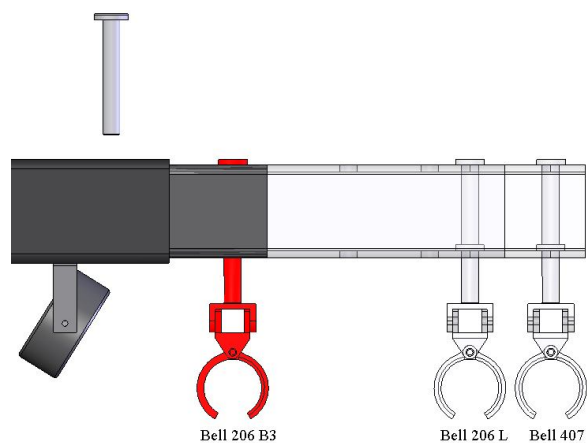


*Obr. 30 Systém zatáčení s otočnými koly od firmy Tente*

Každé rameno je vybaveno 18 diodovým LED světlem pro jednodušší manipulaci s univerzálním úchytům lyžin od firmy Helitowcart za zhoršených povětrnostních podmínek nebo za tmy.

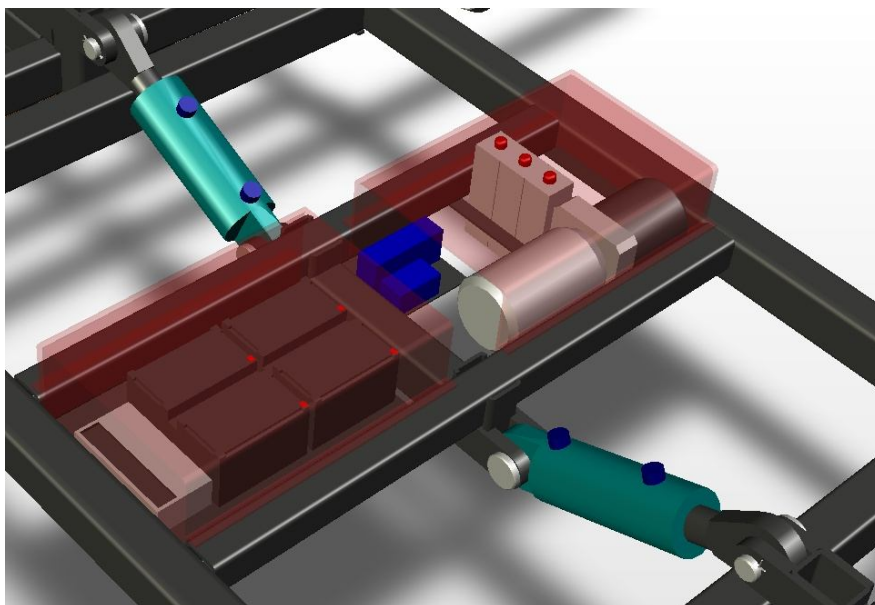


*Obr. 31 Osvětlení úchytů lyžin Helitowcart*



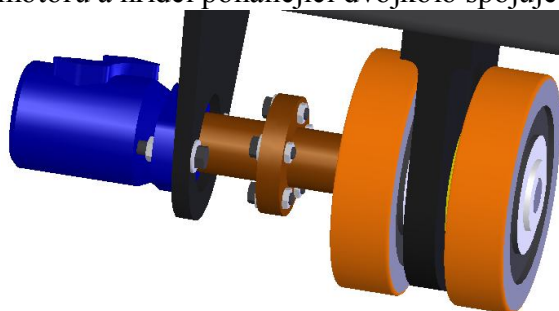
*Obr. 32 Výsuvné rameno*

Uprostřed hlavního rámu je prostor pro hydraulický miniagregát s hydraulickým zámekem, děličem průtoku, akumulátory a nabíječkou na baterie. Vše je ukryto pod odnímatelným plastovým krytem.



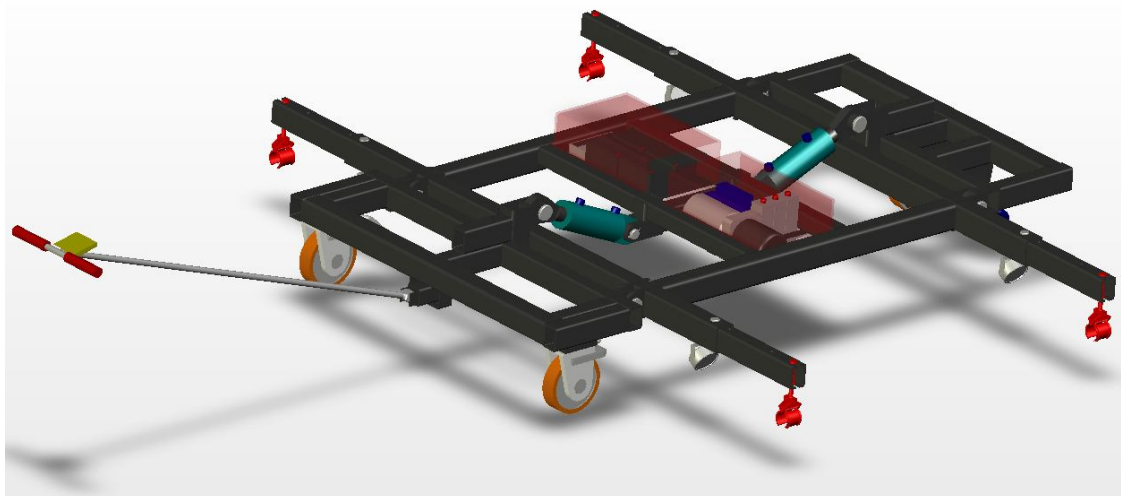
*Obr. 33 Akumulátory s nabíječkou a hydraulický miniagregát*

Výstupní hřídel hydromotoru a hřídel pohánějící dvojkolo spojuje přírubová spojka.



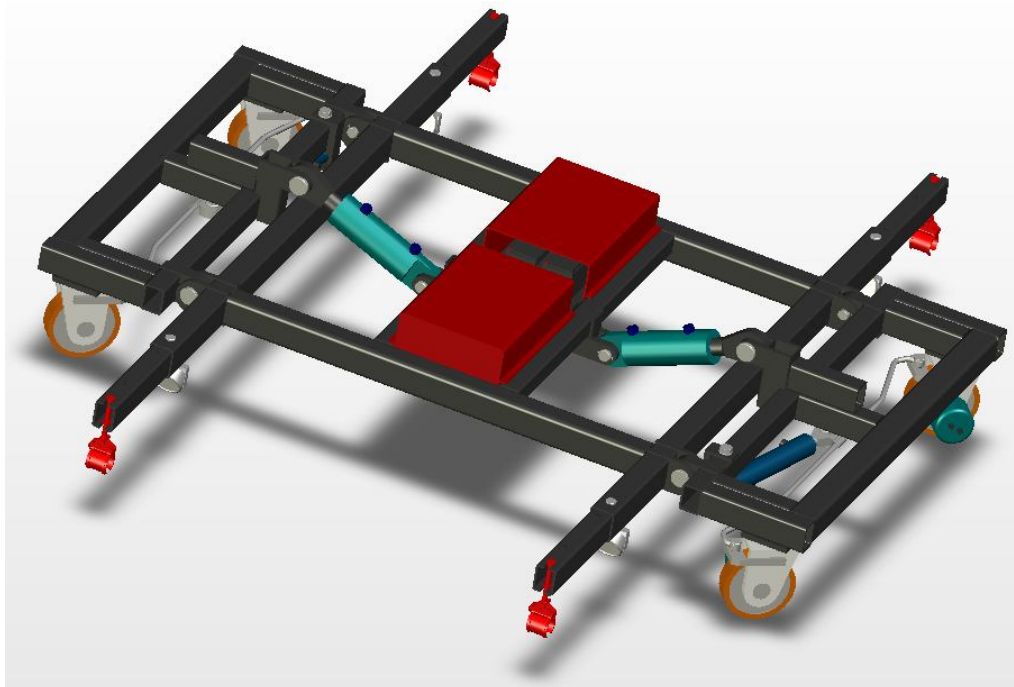
*Obr. 34 Hydromotor, přírubová spojka, hnací dvojkolo*

Možná modifikace ovládání pojezdového a zvedacího zařízení je užití ovládacího táhla, které nahradí hydraulický válec sloužící pro ovládání otočných kol.



*Obr. 35 Řešení s ručním ovládním zatáčení*

V úvahu připadá i čtyřkolová varianta se všemi otočnými koly z toho jsou dvě poháněná hydromotory. Tato koncepce zaručuje lepší manipulace s helikoptérou ve stísněném prostoru, ale je náročnější na výkon hydraulického miniagregátu, jelikož je použit další hydraulický válec a dva hnací hydromotory.



*Obr. 36 Varianta se čtyřmi otočnými koly*



Z rovnice 4.1.3 vyjádřím sílu  $F_{13}$  a dosadím do 4.1.6, z které vyjádřím sílu  $F_k$  a následně dosadím do 4.1.7, z které určím sílu  $F_p$  (4.1.8).

$$F_p = \frac{\frac{F_{vrt}}{2} \left[ (l_3 + l_4) - (l_3 \cdot \sin(\beta) + l_{v1} \cdot \cos(\beta)) \cdot \frac{\tan(\beta)}{\cos(\beta)} \cdot \frac{1}{1 + (\tan(\beta))^2} \right]}{[(l_{v1} + l_{v2}) \cdot \cos(\alpha) + l_2 \cdot \sin(\alpha)] - (l_3 \cdot \sin(\beta) + l_{v1} \cdot \cos(\beta)) \cdot \frac{\cos(\beta)}{1 + (\tan(\beta))^2}}$$

Pomocné rovnice:

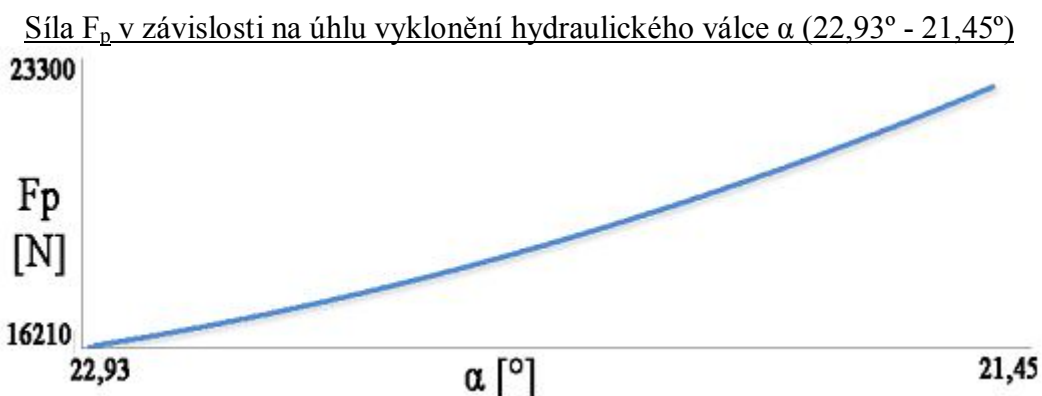
$$l_3 = l_{ab} \cdot \cos(33,73^\circ - \beta) \quad (4.1.9)$$

$$l_2 = l_3 + l_4 + l_{p1} \cdot \cos(\gamma_1 + \beta) \quad (4.1.10)$$

$$l_{v2} = l_{p1} \cdot \sin(\gamma_1 + \beta) \quad (4.1.11)$$

$$l_{v1} = 0,190 \cdot \cos(\beta) - 0,277 \cdot \sin(\beta) \quad (4.1.12)$$

konstanty  $33,73^\circ$ ,  $0,190$  a  $0,277$  jsou vzdálenosti v mechanismu, odměřeny z konstrukce



Obr. 38 Průběh síly v hydraulickém válci

## 4.2 Výpočet průměru čepu spojovacího rámy

Z rovnice 4.1.6 vyjádřím reakci  $F_k$  a dosadím do rovnice 4.1.3, z které určím reakci  $F_{13}$  při maximální síle  $F_p$ .

$$F_{13} = \frac{F_p \cdot \left[ \frac{\cos(\alpha) + \sin(\alpha) \cdot \tan(\beta)}{\cos(\beta)} \right] - \frac{F_{vrt}}{2} \cdot \frac{\tan(\beta)}{\cos(\beta)}}{1 + (\tan(\beta))^2} \quad (4.2)$$

$$F_{13} = \frac{23\,300 \cdot \left[ \frac{\cos(21,45) + \sin(21,45) \cdot \tan(16,86)}{\cos(16,86)} \right] - \frac{22\,249}{2} \cdot \frac{\tan(16,86)}{\cos(16,86)}}{1 + (\tan(16,86))^2}$$

$$F_{13} = 20\,000 \text{ [N]}$$

### 4.2.1 Maximální ohybový moment působící na čep

$$M_{O_{max1}} = \frac{F_{13}}{2} \cdot \frac{l_{\check{c}1}}{4} \quad (4.2.1)$$

$$M_{O_{max1}} = \frac{20\,000}{2} \cdot \frac{0,055}{4}$$

$$M_{O_{max1}} = 137,5 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$l_{\check{c}1}$  – výpočtová délka čepu

#### 4.2.2 Průměr čepu

$$d_{\check{c}1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{\max 1}}}{\pi \cdot \sigma_d}} \quad (4.2.2)$$

$$d_{\check{c}1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 367,7}{\pi \cdot 125 \cdot 10^6}}$$

$$d_{\check{c}1} = 0,022 \text{ [m]} \rightarrow \text{volím } 30 \text{ [mm]}$$

$\sigma_d$  – dovolené napětí v ohybu pro materiál 11700 (E360) [4/str.55]

#### 4.2.3 Kontrola čepu - smyk

$$\tau_1 = \frac{\frac{F_{13}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2}{4}} \quad (4.2.3)$$

$$\tau_1 = \frac{\frac{20\,000}{2}}{\frac{\pi \cdot 0,03^2}{4}}$$

$$\tau_1 = 14,1 \text{ [MPa]} < \tau_d = 90 \text{ [Mpa]}$$

$\tau_d$  – dovolené napětí ve smyku pro materiál 11700 (E360) [4/str.55]

#### 4.2.4 Kontrola čepu - otláčení

$$p_1 = \frac{\frac{F_{13}}{2}}{b_1 \cdot d_{\check{c}1}} \quad (4.2.4)$$

$$p_1 = \frac{\frac{20000}{2}}{0,015 \cdot 0,03}$$

$$p_1 = 22,2 \text{ [MPa]} < p_{d1} = 140 \text{ [MPa]}$$

$b_1$  – délka čepu v rámu

$p_{d1}$  – dovolené napětí v tlaku [4/str.54]

### 4.3 Výpočet průměru čepu mezi rámem a hydraulickým válcem

Analogicky jako ve výpočtech 4.2. určíme:

- průměr čepu

$d_{\check{c}2} = 0,026 \text{ [m]} \rightarrow$  dle pístnice volím 35[mm]

- kontrola čepu - smyk

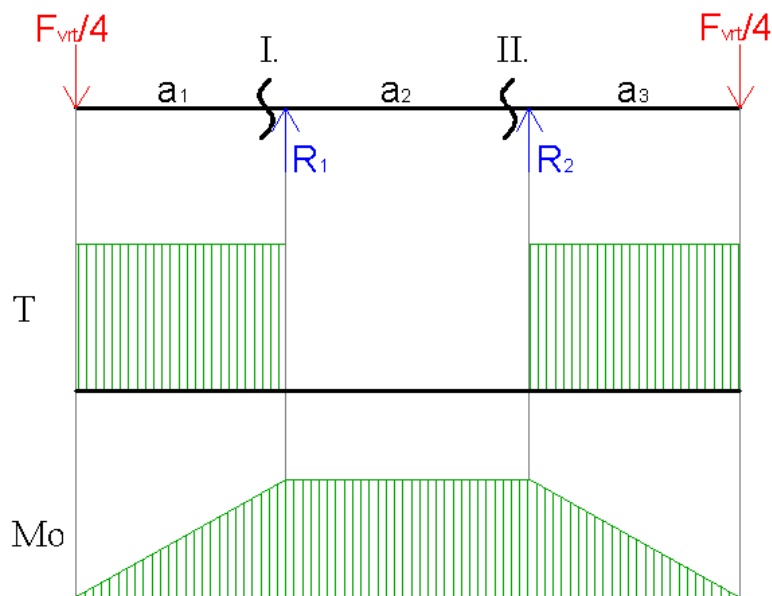
$\tau_2 = 24,2 \text{ [MPa]} < \tau_d = 90 \text{ [MPa]}$

- kontrola čepu - otláčení

$p_2 = 30,2 \text{ [MPa]} < p_d = 140 \text{ [MPa]}$

### 4.4 Návrh profilu výsuvných ramen

Rám je symetrický což ulehčuje výpočet reakcí a průběhu zatížení.



Obr. 39 Průběh zatížení prutu ramen

#### 4.4.1 Výpočet Reakce

Reakci určíme z rovnováhy sil ve svislé ose.

$$R_1 + R_2 + \frac{F_{vrt}}{4} + \frac{F_{vrt}}{4} = 0 \quad (4.4.1)$$

$$R_1 = R_2 = -\frac{F_{vrt}}{4}$$

$$R_1 = R_2 = -\frac{22249}{4}$$

$$R_1 = R_2 = -5562,5 \text{ [N]}$$

$R_1, R_2$  – reakce prutu v místě uchycení k hlavnímu rámu

#### 4.4.2 Řez I.

Posouvací síla:

$$T_I = \frac{F_{vrt}}{4} \quad (4.4.2.1)$$

$$T_I = \frac{22249}{4}$$

$$T_I = 5562,5 \text{ [N]}$$

Ohybový moment:

$$M_{O_I} = \frac{F_{vrt}}{4} \cdot a_1 \quad (4.4.2.2)$$

$$M_{O_I} = \frac{22249}{4} \cdot 0,8$$

$$M_{O_I} = 4450 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

4.4.3 Řez II.

$$T_{II} = \frac{F_{vrt}}{4} - R_1 \quad (4.4.3.1)$$

$$T_{II} = \frac{22249}{4} - 5562,5$$

$$T_{II} = 0 \text{ [N]}$$

Ohybový moment:

$$M_{O_{II}} = \frac{F_{vrt}}{4} \cdot (a_1 + a_2) - R_1 \cdot a_2 \quad (4.4.3.2)$$

$$M_{O_{II}} = \frac{22249}{4} \cdot (0,8 + 0,86) - 5562,5 \cdot 0,86$$

$$M_{O_{II}} = 4450 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Volím profil TR 60x80x6 – materiál 11523 (S355JO)

4.4.4 Kontrola profilu - ohyb

$$\sigma_1 = \frac{M_{O_{II}}}{W_{O_1}} \quad (4.4.4)$$

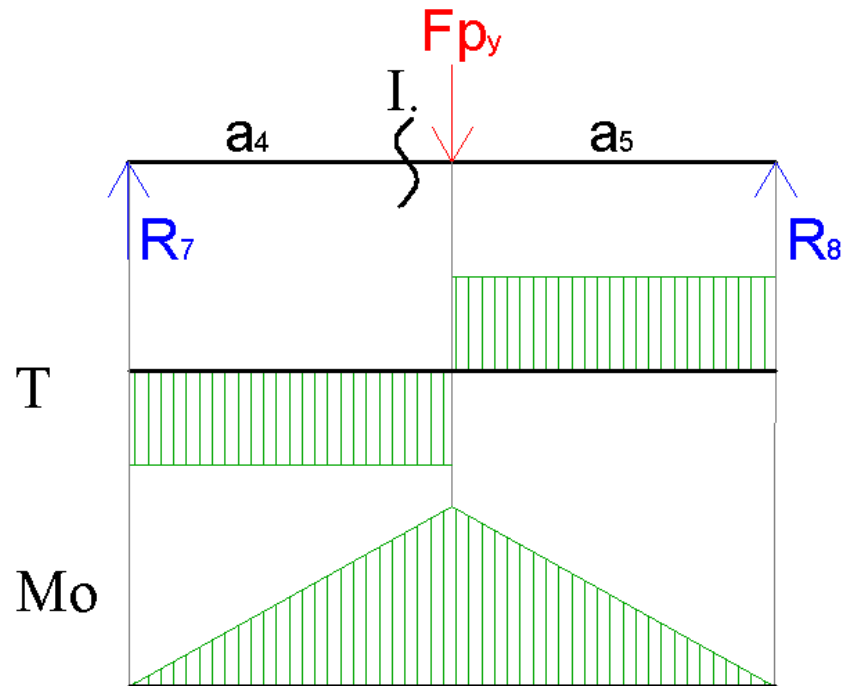
$$\sigma_1 = \frac{4450}{2,9 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_1 = 153,4 \text{ [MPa]} < \sigma_{d1} = 155,4 \text{ [MPa]}$$

$W_{O_1}$  – průřezový modul v ohybu

$\sigma_{d1}$  – dovolené napětí v ohybu – uvažována bezpečnost 1,5 a součinitel míjivého namáhání 0,7[41]

#### 4.5 Pevnostní kontrola profilu s úchytem hydraulického válce



Obr. 40 Průběh zatížení prutu

Volím profil TR 60x60x6 – materiál 11 453 (SPT410)

##### 4.5.1 Výpočet reakce

Reakce určím z rovnováhy sil ve svislé ose.

$$R_7 + R_8 - F_{py} = 0 \quad (4.5.1)$$

$$R_7 = R_8 = \frac{F_{py}}{2} = \frac{F_p \cdot \sin(\alpha)}{2}$$

$$R_7 = R_8 = \frac{23\,300 \cdot \sin(21,45)}{2}$$

$$R_7 = R_8 = 4260 \text{ [N]}$$

$F_{py}$  – svislá složka síly v hydraulickém válci

$R_7, R_8$  – reakce v prutu

##### 4.5.2 Řez I.

Posouvací síla:

$$T_{uI} = -R_7 \quad (4.5.2.1)$$

$$T_{uI} = -4260 \text{ [N]}$$

Ohybový moment:

$$M_{o_{uI}} = R_7 \cdot a_4 \quad (4.5.2.2)$$

$$M_{o_{uI}} = 4260 \cdot 0,5$$

$$M_{o_{uI}} = 2130 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

#### 4.5.3 Kontrola profilu - ohyb

$$\sigma_u = \frac{M_{o_{u1}}}{W_{o_u}} \quad (4.5.3)$$

$$\sigma_u = \frac{2130}{1,88 \cdot 10^{-5}}$$

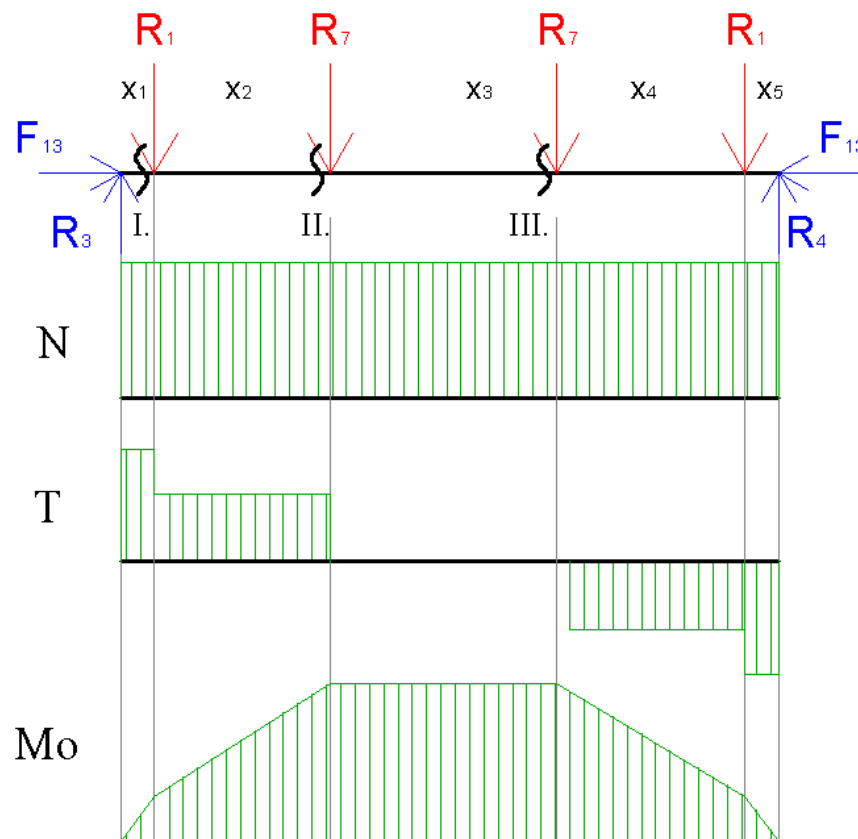
$$\sigma_u = 113 \text{ [MPa]} < \sigma_{d2} = 123,6 \text{ [MPa]}$$

$W_{o_u}$  – průřezový modul v ohybu

$\sigma_{d2}$  – dovolené napětí v ohybu – uvažována bezpečnost 1,5 a součinitel mýjivého namáhání 0,7 [41]

#### 4.6 Pevnostní kontrola bočnice

Vzhledem ke konstrukci pojezdového a zvedacího zařízení a z rozměru výsuvných ramen volím rozměr bočnice TR 70x90x5 – materiál 11453 (SPT410).



Obr. 41 Průběh zatížení prutu bočnice

##### 4.6.1 Výpočet reakce

Reakce určím z rovnováhy sil ve svislé ose.

$$-R_3 - R_4 + 2 \cdot R_7 + 2 \cdot R_1 = 0 \quad (4.6.1)$$

$$R_3 = R_4 = R_7 + R_1$$

$$R_3 = R_4 = 4260 + 5562$$

$$R_3 = R_4 = 9822 \text{ [N]}$$

$R_3, R_4$  – reakce prutu v místě spojení dvou rámu

#### 4.6.2 Řez I.

Normálová síla:

$$N_{bI} = F_{13} \quad (4.6.2.1)$$

$$N_{bI} = 20\,000 \text{ [N]}$$

Posouvací síla:

$$T_{bI} = R_3 \quad (4.6.2.2)$$

$$T_{bI} = 9822 \text{ [N]}$$

Ohybový moment:

$$M_{o_{bI}} = R_3 \cdot x_1 \quad (4.6.2.3)$$

$$M_{o_{bI}} = 9822 \cdot 0,075$$

$$M_{o_{bI}} = 736,6 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

#### 4.6.3 Řez II.

Normálová síla:

$$N_{bII} = F_{13} \quad (4.6.3.1)$$

$$N_{bII} = 20000 \text{ [N]}$$

Posouvací síla:

$$T_{bII} = R_3 - R_1 \quad (4.6.3.2)$$

$$T_{bII} = 9822 - 5562$$

$$T_{bII} = 4260 \text{ [N]}$$

Ohybový moment:

$$M_{o_{bII}} = R_3 \cdot (x_1 + x_2) - R_1 \cdot x_2 \quad (4.6.3.3)$$

$$M_{o_{bII}} = 9822 \cdot (0,075 + 0,465) - 5562 \cdot 0,465$$

$$M_{o_{bII}} = 2717 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

#### 4.6.4 Řez III.

Normálová síla:

$$N_{bIII} = F_{13} \quad (4.6.4.1)$$

$$N_{bIII} = 20\,000 \text{ [N]}$$

Posouvací síla:

$$T_{bIII} = R_3 - R_1 - R_7 \quad (4.6.4.2)$$

$$T_{bIII} = 9822 - 5562 - 4260$$

$$T_{bIII} = 0 \text{ [N]}$$

Ohybový moment:

$$M_{o_{bIII}} = R_3 \cdot (x_1 + x_2 + x_3) - R_1 \cdot (x_2 + x_3) - R_7 \cdot x_3 \quad (4.6.4.3)$$

$$M_{o_{bIII}} = 9820 \cdot (0,075 + 0,465 + 0,38) - 5562 \cdot (0,465 + 0,38) - 4260 \cdot 0,38$$

$$M_{o_{bIII}} = 2717 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Řez IV. a V. neprovádím, vzhledem k symetrii zatížení i prutu jsou stejné jako řez I. a II.

#### 4.6.5 Kontrola profilu - ohyb

$$\sigma_2 = \frac{M_{o_{bIII}}}{W_{o_2}} \quad (4.6.5)$$

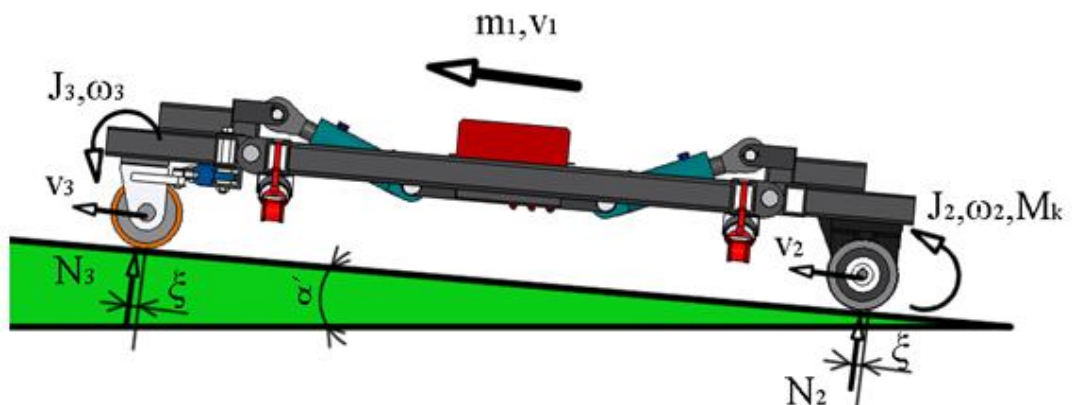
$$\sigma_2 = \frac{2717}{3,4 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_2 = 79,9 \text{ [MPa]} < \sigma_{d2} = 123,6 \text{ [MPa]}$$

$W_{o_2}$  – průřezový modul v ohybu

#### 4.7 Výpočet potřebného kroutícího momentu k pohonu pojezdového zařízení

Výpočet proveden metodou redukce podle [1/str.7]



Obr. 42 Schéma pojezdového zařízení

##### 4.7.1 Rovnice kinetické energie

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 + \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot J_3 \cdot \omega_3^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot v_3^2 = \frac{1}{2} \cdot J_e \cdot \omega_2^2 \quad (4.7.1.1)$$

$m_1$  – hmotnost pojezdového zařízení s vrtulníkem

$m_2, m_3$  – hmotnost kola

$v_1$  – rychlost pojezdového zařízení

$J_2, J_3$  – moment setrvačnosti kola

$\omega_2, \omega_3$  – úhlová rychlost kola

Pomocné rovnice:

$$v_1 = \omega_2 \cdot R_{k2} = \omega_3 \cdot R_{k3} \quad (4.7.1.2)$$

$$\omega_2 = \omega_3 \quad (4.7.1.3)$$

$$R_{k2} = R_{k3} \quad (4.7.1.4)$$

$$m_2 = m_3 \quad (4.7.1.5)$$

$$J_2 = J_3 \quad (4.7.1.6)$$

$$v_1 = v_2 = v_3 \quad (4.7.1.7)$$

Moment setrvačnosti kola:

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot R_{k2}^2 \quad (4.7.1.8)$$

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot 3,5 \cdot 0,1^2$$

$$J_2 = 0,0018 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

#### 4.7.2 Ekvivalentní moment setrvačnosti

úpravou rovnice 4.7.1.1 pro kinetickou energii dostaneme:

$$J_e = m_1 \cdot R_{k2}^2 + J_2 + J_3 + m_3 \cdot R_{k3}^2 + m_2 \cdot R_{k3}^2 \quad (4.7.2)$$

$$J_e = 2718 \cdot 0,1^2 + 0,0018 + 0,0018 + 3,5 \cdot 0,1^2 + 3,5 \cdot 0,1^2$$

$$J_e = 27,25 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

#### 4.7.3 Rovnice pro výkon

$$P = M_k \cdot \omega_2 - N_2 \cdot \xi \cdot \omega_2 - N_3 \cdot \xi \cdot \omega_3 - m_1 \cdot g \cdot v_1 \cdot \sin(\alpha') = M_e \cdot \omega_2 \quad (4.7.3.1)$$

$M_k$  – kroutící moment na hřídeli hnacího kola

$N_2, N_3$  – normálová síla v místě kontaktu kol se zemí

$g$  – gravitační zrychlení

$\xi$  – rameno valivého odporu mezi gumovým kolem a asfaltem (0,0016m)

$\alpha'$  – úhel stoupání (voleno podle [31] kdy maximální sklon VPD jsou 2%=1,8°)

úpravou rovnice 4.7.3.1 dostaneme ekvivalentní moment:

$$M_e = M_k - N_2 \cdot \xi - N_3 \cdot \xi - m_1 \cdot g \cdot R_{k2} \cdot \sin(\alpha') \quad (4.7.3.2)$$

obecně rovnice pro moment:

$$M_e = J_e \cdot \theta_3 \quad (4.7.3.3)$$

$\theta_3$  – úhlové zrychlení hnacího kola (volím 0,4 s<sup>-2</sup>)

dosazením rovnic 4.7.3.2 do 4.7.3.3 dostaneme:

$$J_e \cdot \theta_3 = M_k - N_2 \cdot \xi - N_3 \cdot \xi - m_1 \cdot g \cdot R_{k2} \cdot \sin(\alpha') \quad (4.7.3.4)$$

úpravou rovnice 4.7.3.4 vyjádřím  $M_k$ :

$$M_k = J_e \cdot \theta_3 + N_2 \cdot \xi + N_3 \cdot \xi + m_1 \cdot g \cdot R_{k2} \cdot \sin(\alpha') \quad (4.7.3.5)$$

$$M_k = J_e \cdot \theta_3 + \frac{m_1 \cdot g}{2} \cdot \xi + \frac{m_1 \cdot g}{2} \cdot \xi + m_1 \cdot g \cdot R_{k2} \cdot \sin(\alpha')$$

$$M_k = 27,25 \cdot 0,4 + \frac{2718 \cdot 9,81}{2} \cdot 0,0016 + \frac{2718 \cdot 9,81}{2} \cdot 0,0016 + 2718 \cdot 9,81 \cdot 0,1 \cdot \sin(2^\circ)$$

$$M_k = 146,78 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

#### 4.7.4 Výkon hydromotoru

$$P = M_k \cdot \omega_2 \tag{4.7.4}$$

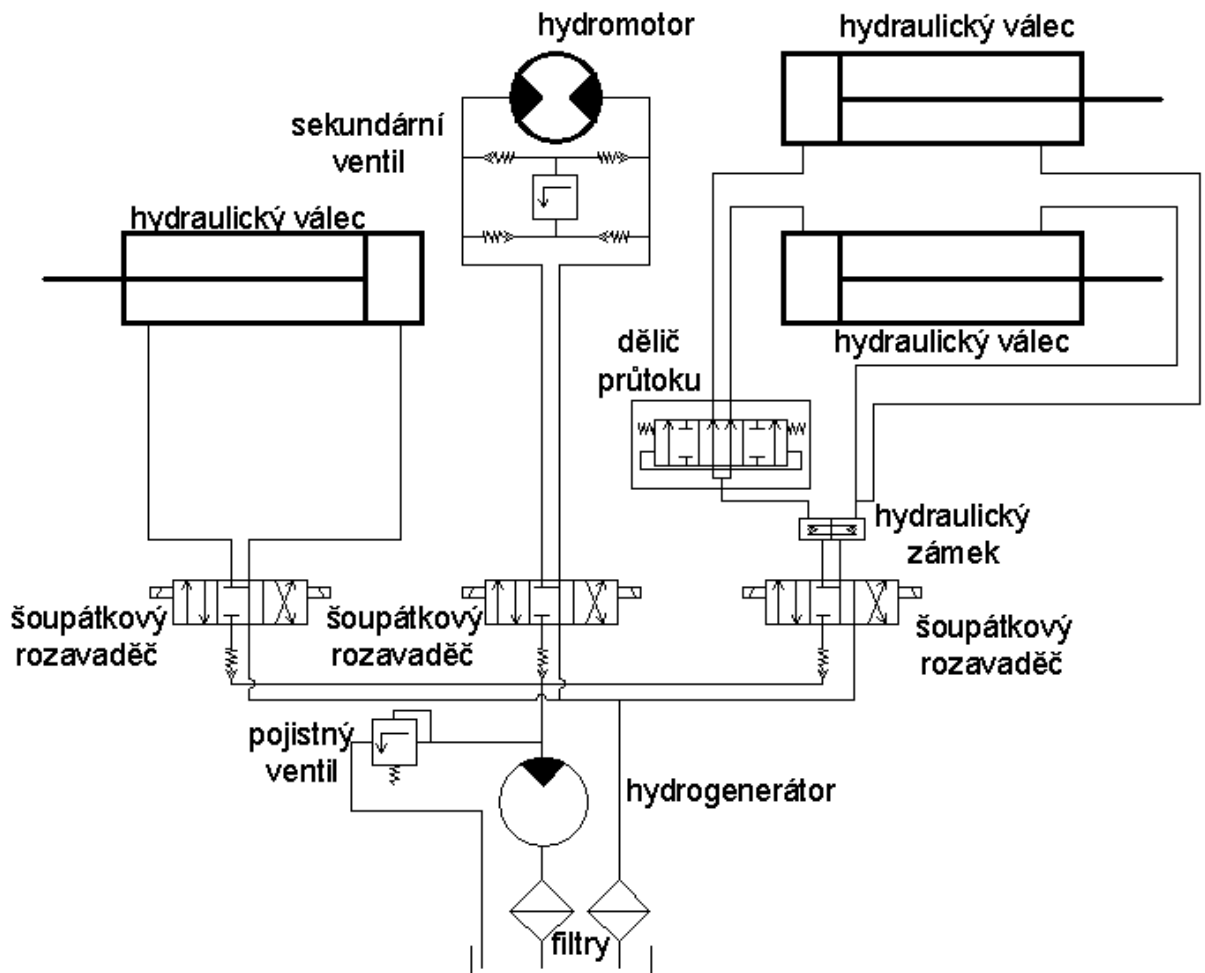
$$P = M_k \cdot \frac{v_1}{R_{k2}}$$

$$P = 146,78 \cdot \frac{0,9}{0,1}$$

$$P = 1321 \text{ [W]}$$

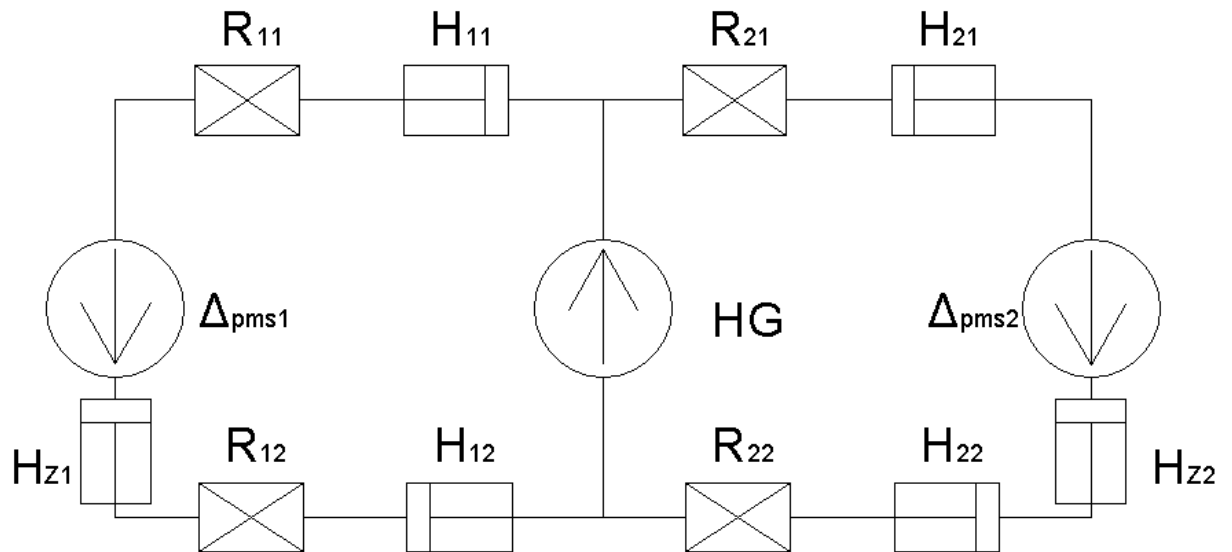
Maximální rychlost pojezdového a zvedacího zařízení zvolena  $0,9 \text{ m s}^{-1}$ . Na základě kroutícího momentu a potřebných otáček (rychlosti), zvolen pomaloběžný hydromotor CP 160 A od firmy BasEko [30].

#### 4.8 Schéma hydraulického obvodu



Obr. 43 Schéma hydraulického obvodu

#### 4.9 Náhradní schéma hydraulického obvodu – stav zvedání



Obr. 44 Náhradní schéma hydraulického obvodu – stav zvedání

##### 4.9.1 Průměr pístu hydraulického válce

$$d_{p1} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot P_{jmen}}} \quad (4.9.1)$$

$$d_{p1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 23\,300}{\pi \cdot 20 \cdot 10^6}}$$

$$d_{p1} = 0,038 \text{ [m]} \rightarrow \text{volím } 50 \text{ [mm]}$$

$P_{jmen}$  – jmenovitý tlak dle výrobce [10]

##### 4.9.2 Objem hydraulických válců

$$V_v = 2 \cdot z_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4} \quad (4.9.2)$$

$$V_v = 2 \cdot 0,038 \cdot \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4}$$

$$V_v = 1,49 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$$

$z_1$  – zdvih hydraulického válce

##### 4.9.3 Průtok hydraulickými válci

$$Q_1 = \frac{V_v}{t_z} \quad (4.9.3)$$

$$Q_1 = \frac{1,49 \cdot 10^{-4}}{5}$$

$$Q_1 = 2,984 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$t_z$  – doba zdvihu (voleno 5s)

4.9.4 Otáčky hydrogenerátor [2/str.30]

$$n_1 = \frac{Q_1 \cdot 60}{V_g} \quad (4.9.4)$$

$$n_1 = \frac{2,984 \cdot 10^{-5} \cdot 60}{7,8 \cdot 10^{-6}}$$

$$n_1 = 229,5 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$V_g$  – objem hydrogenerátoru [32]

4.9.5 Odpor proti zrychlení v potrubí k hydraulickému válci [2/str.29]

$$H_{11} = \frac{\rho \cdot l_{p11}}{\frac{\pi \cdot d_h^2}{4}} \quad (4.9.5)$$

$$H_{11} = \frac{870 \cdot 0,34}{\frac{\pi \cdot 0,0064^2}{4}}$$

$$H_{11} = 9,195 \cdot 10^6 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

$\rho$  – hustota hydraulického oleje MOL Hidromol HVU 32 [33]

$l_{p11}$  – délka potrubí k hydraulickému válci

$d_h$  – průměr hadice [34]

4.9.6 Odpor proti zrychlení v potrubí od hydraulického válce [2/str.29]

$$H_{12} = \frac{\rho \cdot l_{p12}}{\frac{\pi \cdot d_h^2}{4}} \quad (4.9.6)$$

$$H_{12} = \frac{870 \cdot 0,5}{\frac{\pi \cdot 0,0064^2}{4}}$$

$$H_{12} = 1,352 \cdot 10^7 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

$l_{p12}$  – délka potrubí k hydraulickému válci

4.9.7 Odpor proti zrychlení posuvných částí hydraulického válce [2/str.29]

$$H_{z1} = \frac{\frac{m_1}{2}}{\left(\frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4}\right)^2} \quad (4.9.7)$$

$$H_{z1} = \frac{\frac{2718}{2}}{\left(\frac{\pi \cdot 0,05^2}{4}\right)^2}$$

$$H_{z1} = 3,52 \cdot 10^8 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

4.9.8 Odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce [2/str.33]

$$H_1 = H_{11} + H_{12} + H_{z1} \quad (4.9.8)$$

$$H_1 = 9,195 \cdot 10^6 + 1,352 \cdot 10^7 + 3,52 \cdot 10^8$$

$$H_1 = 3,74 \cdot 10^8 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

4.9.9 Ekvivalentní odpor proti zrychlení [2/str.34]

$$H_e = \frac{H_1 \cdot H_2}{H_1 + H_2} \quad (4.9.9)$$

$$H_e = \frac{3,74 \cdot 10^8 \cdot 3,74 \cdot 10^8}{3,74 \cdot 10^8 + 3,74 \cdot 10^8}$$

$$H_e = 1,87 \cdot 10^8 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

$H_2$  – odpor v potrubí druhého hydraulického válce (stejná vzdálenost, stejný typ jako u  $H_1$ )

4.9.10 Rychlost v potrubí [2/str.19]

$$v_{p1} = \frac{Q_1}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_h^2}{4}} \quad (4.9.10)$$

$$v_{p1} = \frac{2,984 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0064^2}{4}}$$

$$v_{p1} = 0,463 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

4.9.11 Reynoldsovo číslo [2/str.23]

$$Re_1 = \frac{v_{p1} \cdot d_h}{\nu} \quad (4.9.11)$$

$$Re_1 = \frac{0,463 \cdot 0,0064}{3 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_1 = 98,77 \text{ (laminární proudění)}$$

$\nu$  – viskozita oleje [35]

4.9.12 Odpor proti pohybu v potrubí k hydraulickému válci [2/str.30]

$$R_{11} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l_{p11} \cdot Q}{\pi \cdot d_h^4} \quad (4.9.12)$$

$$R_{11} = \frac{128 \cdot 3 \cdot 10^{-5} \cdot 0,34 \cdot 870}{\pi \cdot 0,0064^4}$$

$$R_{11} = 2,155 \cdot 10^8 \text{ [Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

4.9.13 Odpor proti pohybu v potrubí od hydraulického válce [2/str.30]

$$R_{12} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l_{p12} \cdot Q}{\pi \cdot d_h^4} \quad (4.9.13)$$

$$R_{12} = \frac{128 \cdot 3 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5 \cdot 870}{\pi \cdot 0,0064^4}$$

$$R_{12} = 3,169 \cdot 10^8 \text{ [Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

4.9.14 Odpor proti pohybu v potrubí hydraulického válce [2/str.33]

$$R_{10} = R_{11} + R_{12} \quad (4.9.14)$$

$$R_{10} = 2,155 \cdot 10^8 + 3,169 \cdot 10^8$$

$$R_{10} = 5,324 \cdot 10^8 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

4.9.15 Ekvivalentní odpor proti pohybu [2/str.34]

$$R_e = \frac{R_{10} \cdot R_{20}}{R_{10} + R_{20}} \quad (4.9.15)$$

$$R_e = \frac{5,324 \cdot 10^8 \cdot 5,324 \cdot 10^8}{5,324 \cdot 10^8 + 5,324 \cdot 10^8}$$

$$R_e = 2,662 \cdot 10^8 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

*R<sub>20</sub> – odpor v potrubí druhého hydraulického válce (symetrie, stejná vzdálenost, stejný typ jako R<sub>10</sub>)*

4.9.16 Tlakový spád ideálního spotřebiče – hydraulický válec [2/str.29]

$$p_{ms1} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4}} \quad (4.9.16)$$

$$p_{ms1} = \frac{23\,300}{\frac{\pi \cdot 0,05^2}{4}}$$

$$p_{ms1} = 1,186 \cdot 10^7 \text{ [Pa]}$$

4.9.17 Tlakový spád odporu proti pohybu R<sub>1</sub> [2/str.30]

$$p_{R1} = R_{10} \cdot \frac{Q_1}{2} \quad (4.9.17)$$

$$p_{R1} = 5,324 \cdot 10^8 \cdot \frac{2,984 \cdot 10^{-5}}{2}$$

$$p_{R1} = 7,943 \cdot 10^3 \text{ [Pa]}$$

4.9.18 Časová konstanta (definiční vztah) [2/str.43]

$$T_{11} = \frac{H_e}{R_e} \quad (4.9.18)$$

$$T_{11} = \frac{1,87 \cdot 10^8}{2,662 \cdot 10^8}$$

$$T_{11} = 0,702$$

4.9.19 Doba rozběhu [2/str.42]

$$t_1 = 3 \cdot T_{11} \quad (4.9.19)$$

$$t_1 = 3 \cdot 0,702$$

$$t_1 = 2,139 \text{ [s]}$$

4.9.20 Tlakový spád na odporu proti zrychlení  $H_1$  [2/str.29]

$$p_{H1} = H_1 \cdot \frac{Q_1}{2 \cdot t_1} \quad (4.9.20)$$

$$p_{H1} = 3,74 \cdot 10^8 \cdot \frac{2,984 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 2,139}$$

$$p_{H1} = 2,608 \cdot 10^3 \text{ [Pa]}$$

4.9.21 Tlakový spád na hydrogenerátoru [2/str.33]

$$p_{hg} = p_{ms1} + p_{ms2} + p_{R1} + p_{R2} + p_{H1} + p_{H2}$$

$$p_{hg} = 1,186 \cdot 10^7 + 1,186 \cdot 10^7 + 7,934 \cdot 10^3 + 7,934 \cdot 10^3 + 2,608 \cdot 10^3 + 2,608 \cdot 10^3$$

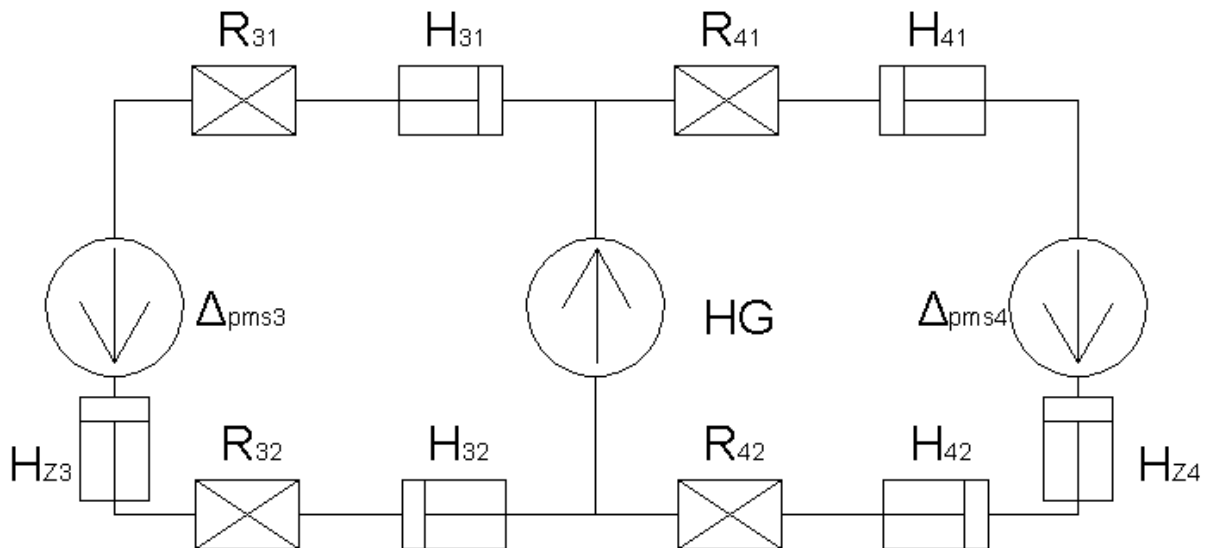
$$p_{hg} = 2,374 \cdot 10^7 \text{ [Pa]} < 29 \text{ [MPa]} \text{ vyhovuje}$$

$p_{ms2}$  – tlakový spád ideálního spotřebiče - stejný jako  $p_{ms1}$  (symetrie)

$p_{R2}$  – tlakový spád odporu  $R_2$  proti pohybu – stejný jako  $R_1$  (symetrie)

$p_{H2}$  – tlakový spád na odporu proti zrychlení  $H_2$  – stejný jako  $H_1$  (symetrie)

#### 4.10 Náhradní schéma hydraulického obvodu – stav řízení



Obr. 45 Náhradní schéma hydraulického obvodu – stav řízení

#### 4.10.1 Třecí síla

$$F_{tt} = m_{přn} \cdot g \cdot \eta \quad (4.10.1)$$

$$F_{tt} = 1400 \cdot 9.81 \cdot 0,75$$

$$F_{tt} = 9614 \text{ [N]}$$

$m_{přn}$  - zatížení přední nápravy

$\eta$  – součinitel tření pneumatiky s betonem [36]

#### 4.10.2 Síla působící v táhle řízení

$$F_t = F_{tt} \cdot \frac{R_p}{R_t} \quad (4.10.2)$$

$$F_t = 9614 \cdot \frac{0,025}{0,123}$$

$$F_t = 1954 \text{ [N]}$$

$R_p$  – vzdálenost hrany kola od středu otáčení

$R_t$  – vzdálenost čepu pístu od středu otáčení kola

#### 4.10.3 Průměr pístu hydraulického válce

$$d_{p2} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot P_{jmen}}} \quad (4.10.3)$$

$$d_{p2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9614}{\pi \cdot 20 \cdot 10^6}}$$

$$d_{p2} = 0,0247 \text{ [m]} \rightarrow \text{volím } 28 \text{ [mm]}$$

$P_{jmen}$  – jmenovitý tlak dle výrobce [10]

#### 4.10.4 Objem hydraulického válce

$$V_{vř} = z_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \quad (4.10.4)$$

$$V_{vř} = 0,09 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4}$$

$$V_{vř} = 5,542 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

$z_2$  – zdvih hydraulického válce

#### 4.10.5 Průtok hydraulickým válcem

$$Q_2 = \frac{V_{vř}}{t_{z2}} \quad (4.10.5)$$

$$Q_2 = \frac{5,542 \cdot 10^{-5}}{2,5}$$

$$Q_2 = 2,217 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$t_{z2}$  – doba zdvihu (voleno 2,5s)

#### 4.10.6 Průtok pomaloběžným hydromotorem

$$Q_3 = V_3 \cdot n_3 \quad (4.10.6)$$

$$Q_3 = 160 \cdot 10^{-6} \cdot 1,43$$

$$Q_3 = 2,288 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$n_3$  – otáčky hydromotoru

$V_3$  – objem hydromotoru

#### 4.10.7 Průtok hydraulickým obvodem – řízení

$$Q_4 = Q_2 + Q_3 \quad (4.10.7)$$

$$Q_4 = 2,217 \cdot 10^{-5} + 2,288 \cdot 10^{-4}$$

$$Q_4 = 2,51 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

#### 4.10.8 Otáčky hydrogenerátoru [2/str.30]

$$n_4 = \frac{Q_4 \cdot 60}{V_g} \quad (4.10.8)$$

$$n_4 = \frac{2,51 \cdot 10^{-4} \cdot 60}{7,8 \cdot 10^{-6}}$$

$$n_4 = 1931 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

#### 4.10.9 Odpor proti zrychlení v potrubí od hydraulického válce [2/str.29]

$$H_{31} = \frac{\rho \cdot l_{p31}}{\frac{\pi \cdot d_h^2}{4}} \quad (4.10.9)$$

$$H_{31} = \frac{870 \cdot 1}{\frac{\pi \cdot 0,0064^2}{4}}$$

$$H_{31} = 2,704 \cdot 10^7 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

$l_{p31}$  – délka potrubí k hydraulickému válci

#### 4.10.10 Odpor proti zrychlení posuvných částí hydraulického válce [2/str.29]

$$H_{z3} = \frac{\frac{F_t}{g}}{\left(\frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4}\right)^2} \quad (4.10.10)$$

$$H_{z3} = \frac{\frac{9614}{9,81}}{\left(\frac{\pi \cdot 0,028^2}{4}\right)^2}$$

$$H_{z3} = 2,585 \cdot 10^9 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

4.10.11 Odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce [2/str.33]

$$H_3 = H_{31} + H_{32} + H_{z3} \quad (4.10.11)$$

$$H_3 = 2,704 \cdot 10^7 + 2,704 \cdot 10^7 + 2,585 \cdot 10^9$$

$$H_3 = 2,639 \cdot 10^9 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

$H_{32}$  – odpor proti zrychlení v potrubí od hydraulického válce (stejný jako k  $H_{31}$ )

4.10.12 Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotoru [2/str.29]

$$H_{41} = \frac{\rho \cdot l_{p41}}{\frac{\pi \cdot d_h^2}{4}} \quad (4.10.12)$$

$$H_{41} = \frac{870 \cdot 1,1}{\frac{\pi \cdot 0,0064^2}{4}}$$

$$H_{41} = 2,975 \cdot 10^7 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

$l_{p41}$  – délka potrubí k pomaluběžnému hydromotoru

4.10.13 Moment setrvačnosti hydromotoru

$$J_4 = \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot r_4^2 \quad (4.10.13)$$

$$J_4 = \frac{1}{2} \cdot 1,34 \cdot 0,2^2$$

$$J_4 = 2,68 \cdot 10^{-4} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

$r_4$  – poloměr hřídele hydromotoru

$m_4$  – hmotnost hřídele hydromotoru

4.10.14 Odpor proti zrychlení posuvných částí hydraulického válce [2/str.30]

$$H_{z4} = \frac{J_4}{\frac{V_3}{2 \cdot \pi}} \quad (4.10.14)$$

$$H_{z4} = \frac{2,68 \cdot 10^{-4}}{\frac{160 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi}}$$

$$H_{z4} = 10,524 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

4.10.15 Odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce [2/str.33]

$$H_4 = H_{41} + H_{42} + H_{z4} \quad (4.10.15)$$

$$H_4 = 2,975 \cdot 10^7 + 2,975 \cdot 10^7 + 10,524$$

$$H_4 = 5,95 \cdot 10^7 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

$H_{42}$  – odpor proti zrychlení v potrubí od hydromotoru (stejný jako  $H_{41}$ )

4.10.16 Ekvivalentní odpor proti zrychlení [2/str.34]

$$H_{e2} = \frac{H_3 \cdot H_4}{H_3 + H_4} \quad (4.10.16)$$

$$H_{e2} = \frac{2,639 \cdot 10^9 \cdot 5,95 \cdot 10^7}{2,639 \cdot 10^9 + 5,95 \cdot 10^7}$$

$$H_{e2} = 5,81 \cdot 10^7 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

4.10.17 Rychlost v potrubí [2/str.19]

$$v_{p2} = \frac{Q_4}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_h^2}{4}} \quad (4.10.17)$$

$$v_{p2} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0064^2}{4}}$$

$$v_{p2} = 3,901 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

4.10.18 Reynoldsovo číslo [2/str.23]

$$Re_2 = \frac{v_{p2} \cdot d_h}{\nu} \quad (4.10.18)$$

$$Re_2 = \frac{3,901 \cdot 0,0064}{3 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_2 = 832,1 \text{ (laminární proudění)}$$

4.10.19 Odpor proti pohybu v potrubí k hydraulickému válci [2/str.30]

$$R_{31} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l_{p31} \cdot \varrho}{\pi \cdot d_h^4} \quad (4.10.19)$$

$$R_{31} = \frac{128 \cdot 3 \cdot 10^{-5} \cdot 1 \cdot 870}{\pi \cdot 0,0064^4}$$

$$R_{31} = 6,338 \cdot 10^8 \text{ [Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

4.10.20 Odpor proti pohybu v potrubí hydraulického válce [2/str.33]

$$R_{30} = R_{31} + R_{32} \quad (4.10.20)$$

$$R_{30} = 6,338 \cdot 10^8 + 6,338 \cdot 10^8$$

$$R_{30} = 1,268 \cdot 10^9 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

$R_{32}$  – odpor proti pohybu v potrubí od hydraulického válce (symetrie)

4.10.21 Odpor proti pohybu v potrubí k hydraulickému válci [2/str.30]

$$R_{41} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l_{p41} \cdot \varrho}{\pi \cdot d_h^4} \quad (4.10.21)$$

$$R_{41} = \frac{128 \cdot 3 \cdot 10^{-5} \cdot 1,1 \cdot 870}{\pi \cdot 0,0064^4}$$

$$R_{41} = 6,972 \cdot 10^8 \text{ [Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

4.10.22 Odpor proti pohybu v potrubí hydromotoru [2/str.33]

$$R_{40} = R_{41} + R_{42} \quad (4.10.22)$$

$$R_{40} = 6,972 \cdot 10^8 + 6,972 \cdot 10^8$$

$$R_{40} = 1,394 \cdot 10^9 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

*R<sub>42</sub> – odpor proti pohybu v potrubí od hydraulického válce (symetrie)*

4.10.23 Ekvivalentní odpor proti pohybu [2/str.34]

$$R_{e2} = \frac{R_{30} \cdot R_{40}}{R_{30} + R_{40}} \quad (4.10.23)$$

$$R_{e2} = \frac{1,268 \cdot 10^9 \cdot 1,394 \cdot 10^9}{1,268 \cdot 10^9 + 1,394 \cdot 10^9}$$

$$R_{e2} = 6,64 \cdot 10^8 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}\text{]}$$

4.10.24 Tlakový spád ideálního spotřebiče – hydraulický válec [2/str.30]

$$p_{ms3} = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4}} \quad (4.10.24)$$

$$p_{ms3} = \frac{1954}{\frac{\pi \cdot 0,028^2}{4}}$$

$$p_{ms3} = 3,173 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

4.10.25 Tlakový spád ideálního spotřebiče – hydromotor [3/str.12]

$$p_{ms4} = \frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi}{V_3 \cdot \eta_3} \quad (4.10.25)$$

$$p_{ms4} = \frac{146,78 \cdot 2 \cdot \pi}{160 \cdot 10^{-6} \cdot 0,85}$$

$$p_{ms4} = 6,781 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

*η<sub>3</sub> – účinnost hydromotoru [2/str.71]*

4.10.26 Tlakový spád odporu proti pohybu R<sub>3</sub> [2/str.30]

$$p_{R3} = R_3 \cdot Q_2 \quad (4.10.26)$$

$$p_{R3} = 1,268 \cdot 10^9 \cdot 2,209 \cdot 10^{-5}$$

$$p_{R3} = 2,8 \cdot 10^4 \text{ [Pa]}$$

4.10.27 Tlakový spád odporu proti pohybu R<sub>4</sub> [2/str.30]

$$p_{R4} = R_4 \cdot Q_3 \quad (4.10.27)$$

$$p_{R4} = 1,394 \cdot 10^9 \cdot 2,288 \cdot 10^{-4}$$

$$p_{R4} = 3,19 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

4.10.28 Časová konstanta (definiční vztah) [2/str.43]

$$T_2 = \frac{H_{e2}}{R_{e2}} \quad (4.10.28)$$

$$T_2 = \frac{5,81 \cdot 10^7}{6,64 \cdot 10^8}$$

$$T_2 = 0,088$$

4.10.29 Doba rozběhu [2/str.42]

$$t_2 = 3 \cdot T_2 \quad (4.10.29)$$

$$t_2 = 3 \cdot 0,088$$

$$t_2 = 0,264 \text{ [s]}$$

4.10.30 Tlakový spád na odporu proti zrychlení H<sub>3</sub> [2/str.29]

$$p_{H3} = H_3 \cdot \frac{Q_2}{t_2} \quad (4.10.30)$$

$$p_{H3} = 2,639 \cdot 10^9 \cdot \frac{2,209 \cdot 10^{-5}}{0,264}$$

$$p_{H3} = 2,225 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

4.10.31 Tlakový spád na odporu proti zrychlení H<sub>4</sub> [2/str.29]

$$p_{H4} = H_4 \cdot \frac{Q_3}{t_2} \quad (4.10.31)$$

$$p_{H4} = 5,95 \cdot 10^7 \cdot \frac{2,288 \cdot 10^{-4}}{0,264}$$

$$p_{H4} = 5,138 \cdot 10^4 \text{ [Pa]}$$

4.10.32 Tlak na hydrogenerátoru [2/str.33]

$$p_{hg2} = p_{ms3} + p_{ms4} + p_{R3} + p_{R4} + p_{H3} + p_{H4} \quad (4.10.32)$$

$$p_{hg2} = 3,173 \cdot 10^6 + 6,781 \cdot 10^6 + 2,8 \cdot 10^4 + 3,191 \cdot 10^5 + 2,225 \cdot 10^5 + 5,138 \cdot 10^4$$

$$p_{hg2} = 1,057 \cdot 10^7 \text{ [Pa]} < 29 \text{ [MPa]} \text{ vyhovuje}$$

4.10.33 Výpočet objemu olejové nádrže [37]

$$V_n = 1,5 - 2 \cdot V_{Vš} \quad (4.10.33)$$

$$V_n = 1,5 - 2 \cdot 0,45$$

$$V_n = 0,6 \text{ [l]}$$

*V<sub>Vš</sub> – objem všech hydraulických prvků v obvodu zařízení*

#### 4.11 Volba elektromotoru [3/str.12]

potřebný výkon pro obvod - zvedání

$$P_1 = \frac{Q_1 \cdot p_{hg}}{\eta_{h1}} \quad (4.11.1)$$

$$P_1 = \frac{2,984 \cdot 10^{-5} \cdot 2,374 \cdot 10^7}{0,9}$$

$$P_1 = 787 \text{ [W]}$$

$\eta_{h1}$  – účinnost hydrogenerátoru [2/str.62]

potřebný výkon pro obvod - řízení

$$P_2 = \frac{Q_4 \cdot p_{hg2}}{\eta_{h1}} \quad (4.11.2)$$

$$P_2 = \frac{2,51 \cdot 10^{-4} \cdot 1,057 \cdot 10^7}{0,9}$$

$$P_2 = 2947 \text{ [W]}$$

Zvolen hydraulický miniagregát od firmy Hydroma [32] s výkonem 3kW pracovním tlakem 16-29 MPa a maximálními otáčkami 2100 min<sup>-1</sup>.

#### 4.12 Návrh hřídele

Volím materiál 11500 (E295)

4.12.1 Volba průměru hřídele [4/str.42]

$$d_{hřp} = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot \tau_{d2}}} \quad (4.12.1)$$

$$d_{hřp} = \sqrt[3]{\frac{146,78}{0,2 \cdot 40 \cdot 10^6}}$$

$$d_{hřp} = 0,024 \text{ [m]}$$

$\tau_{d2}$  – dovolené napětí [4/str.55]

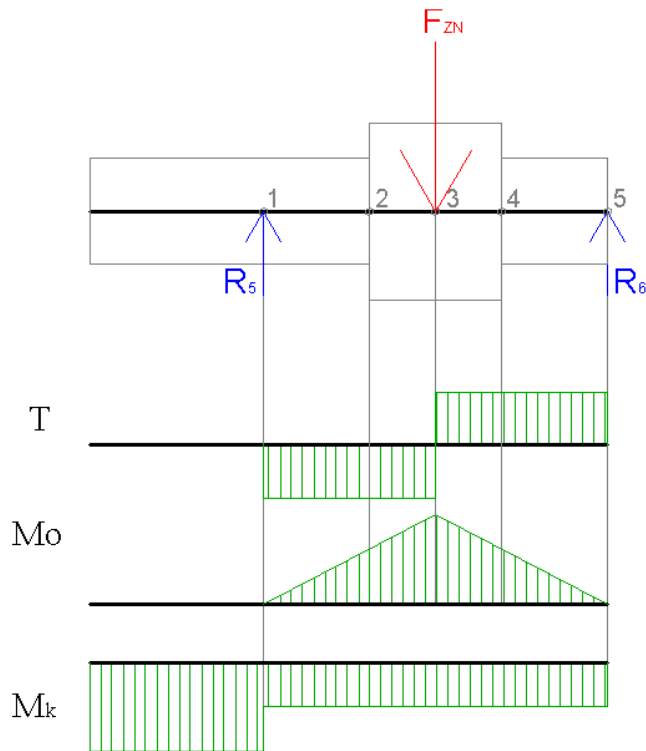
4.12.2 Průměr hřídele navýšen o drážku pro pero [4/str.467]

$$d_{hř} = d_{hřp} + t_p \quad (4.12.2)$$

$$d_{hř} = 0,024 + 0,0041$$

$$d_{hř} = 0,0281 \text{ [m]} \rightarrow \text{volím } 0,03 \text{ [m]}$$

$t_p$  – hloubka drážky pro pero v hřídeli



Obr. 46 Průběh zatížení hřídele

#### 4.12.3 Výpočet reakce

$$R_5 = \frac{F_{ZN} \cdot \frac{l_{hv}}{2}}{l_{hv}} \quad (4.12.3)$$

$$R_5 = \frac{13734 \cdot \frac{0,0485}{2}}{0,097}$$

$$R_5 = 6867 \text{ [N]}$$

$F_{ZN}$  – síla působící na zadní kolo

$l_{hv}$  - výpočtová délka hřídele (vzdálenost bodů 1-5)

#### 4.12.4 Kontrola hřídele - ohyb v bodě 1

Maximální ohybový moment:

$$M_{o\max 1} = R_5 \cdot l_{hv1} \quad (4.12.4.1)$$

$$M_{o\max 1} = 6867 \cdot 0,035$$

$$M_{o\max 1} = 240,3 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$l_{hv1}$  – výpočtová délka hřídele (vzdálenost bodů 1-2)

Kontrola napětí: [4/str.42]

$$\sigma_{h1} = \frac{M_{o\max 1}}{W_{oh1}} \quad (4.12.4.2)$$

$$\sigma_{h1} = \frac{240,3}{0,1 \cdot 0,03^3}$$

$$\sigma_{h1} = 89 \text{ [MPa]} < \sigma_{dh1} = 105 \text{ [MPa]}$$

$W_{oh1}$  – průřezový modul v ohybu v místě 1 [4/str.40]

$\sigma_{dh1}$  – dovolené napětí [4/str.55]

#### 4.12.5 Kontrola hřídele - ohyb v bodě 2

Maximální ohybový moment:

$$M_{omax2} = R_5 \cdot l_{hv2} \quad (4.12.5.1)$$

$$M_{omax2} = 6867 \cdot 0,0485$$

$$M_{omax2} = 333 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$l_{hv2}$  – výpočtová délka hřídele (vzdálenost bodů 1-3)

Kontrola napětí: [4/str.42]

$$\sigma_{h2} = \frac{M_{omax2}}{W_{oh2}} \quad (4.12.5.2)$$

$$\sigma_{h2} = \frac{333}{0,1 \cdot 0,05^3}$$

$$\sigma_{h2} = 26,6 \text{ [MPa]} < \sigma_{dh1} = 105 \text{ [MPa]}$$

$W_{oh2}$  – průřezový modul v ohybu v místě 2 [4/str.40]

#### 4.12.6 Kontrola hřídele - smyk

$$\tau_{hs} = \frac{F_{ZN}}{\frac{\pi \cdot d_{hř}^2}{4}} \quad (4.12.6)$$

$$\tau_{hs} = \frac{6867}{\frac{\pi \cdot 0,03^2}{4}}$$

$$\tau_{hs} = 19,4 \text{ [MPa]} < \tau_{ds} = 90 \text{ [MPa]}$$

$\tau_{ds}$  – dovolené napětí ve smyku [4/str.55]

#### 4.12.7 Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{h1}^2 + 3 \cdot \tau_{hs}^2} \quad (4.12.7)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{89^2 + 3 \cdot 19,4^2}$$

$$\sigma_{red} = 95,3 \text{ [MPa]} < \sigma_{dh} = 163,3 \text{ [MPa]}$$

#### 4.12.8 Dovolené kombinované napětí

$$\sigma_{dh} = \frac{R_e}{k} \quad (4.12.8)$$

$$\sigma_{dh} = \frac{245}{1,5}$$

$$\sigma_{dh} = 163,3 \text{ [MPa]}$$

$R_e$  – mez kluzu materiálu 11500 (E295)  
 $k$  – bezpečnost (voleno)

4.12.9 Kontrola pera - otláčení [38]

$$p_{p1} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{hř} \cdot t_p \cdot l_{pp1}} \quad (4.12.9)$$

$$p_{p1} = \frac{2 \cdot 146,78}{0,03 \cdot 0,0033 \cdot 0,06}$$

$$p_{p1} = 49,4 \text{ [MPa]} < p_{dp} = 115 \text{ [MPa]}$$

$l_{pp1}$  – délka pera

$p_{dp}$  – dovolený tlak [4/str.54]

4.12.10 Kontrola pera - smyk

$$\tau_{p1} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{hř} \cdot b \cdot l_{p1}} \quad (4.12.10)$$

$$\tau_{p1} = \frac{2 \cdot 146,78}{0,03 \cdot 0,008 \cdot 0,06}$$

$$\tau_{p1} = 20,4 \text{ [MPa]} < \tau_{dp} = 70 \text{ [MPa]}$$

$\tau_{dp}$  – dovolené napětí v tlaku [4/str.55]

### 4.13 Přírubová spojka [39]

4.13.1 Výpočtový točivý moment

$$M_v = K \cdot M_k \quad (4.13.1)$$

$$M_v = 1 \cdot 146,78$$

$$M_v = 146,78 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$K$  – provozní součinitel (volím 1)

4.13.2 Průměr vrtání náboje

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_v}{\pi \cdot \tau_{dn}}} \quad (4.13.2)$$

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 146,78}{\pi \cdot 30 \cdot 10^6}}$$

$$d_n = 0,029 \text{ [m]} \rightarrow \text{volím } 0,03 \text{ [m]}$$

$\tau_{dn}$  – dovolené napětí (42 2424)

4.13.3 Obvodová síla na roztečné kružnici

$$F_o = \frac{2 \cdot M_v}{D_s} \quad (4.13.3)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot 146,78}{0,075}$$

$$F_o = 3914 \text{ [N]}$$

$D_s$  – průměr roztečné kružnice

4.13.4 Síla připadající na jeden šroub

$$F_1 = \frac{F_o}{i} \quad (4.13.4)$$

$$F_1 = \frac{3914}{5}$$

$$F_1 = 782,8 \text{ [N]}$$

$i$  – počet šroubů

4.13.5 Tlak mezi šroubem a kotoučem

$$p_s = \frac{F_1}{d_{s1} \cdot l_s} \quad (4.13.5)$$

$$p_s = \frac{782,8}{0,011 \cdot 0,02}$$

$$p_s = 3,56 \text{ [MPa]} < p_{sd} = 140 \text{ [MPa]}$$

$d_{s1}$  – střední průměr závitu

$l_s$  – délka šroubu v přírubě

$p_{sd}$  – dovolené napětí [4/str.54]

4.13.6 Průřez šroubu

$$A = \frac{\pi \cdot d_{s1}^2}{4} \quad (4.13.6)$$

$$A = \frac{\pi \cdot 0,011^2}{4}$$

$$A = 9,5 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}$$

4.13.7 Skutečné smykové napětí

$$\tau_s = \frac{F_1}{A} \quad (4.13.7)$$

$$\tau_s = \frac{782,8}{9,5 \cdot 10^{-5}}$$

$$\tau_s = 8,24 \text{ [MPa]} < \tau_{sd} = 30 \text{ [MPa]}$$

$\tau_{sd}$  - dovolené smykové napětí [32]

#### 4.13 Ložisko [40]


Voleno radiální kuličkové ložisko od firmy Timken, typ 310K. Výpočet životnosti ložiska proveden na webových stránkách výrobce.

#### Bearing Fatigue Life

Lookup

**Part Number**  
**310K**

**Units**  
 IMPERIAL  
 METRIC

 **BB**  
 Select Type  
 Not sure which...?

Radial Load  N  
 Axial Load  N  
 Speed  rpm

Lubricant  40°C 100°C  
 22 4.11 cSt

Type  Oil  Grease  
 Operating Temperature  °C

Apply Life Adjustment Factors  
 Timken  a3L  a3P

Bearing Type	<b>BB</b>	
Part Number	310K	
<b>Dynamic Load Rating</b>		
C1 - 1 million revs	68.5	kN
Geometry Constant - Cg	0.0452	
<b>Description</b>		
Viscosity @ Operating Temperature	9.27	cSt
L10 Life	20700	Hours
Lubrication Factor (a3L)	0.214	
Low Load Factor (a3P)	1.000	
Adjusted Life L10a3 = L10 * a3L * a3P	4430	Hours

Obr. 47 Výpočet životnosti ložiska

Vzhledem k frekvenci a doby používání pojezdového a zvedacího zařízení ložisko vyhovuje.

## 5 MKP výpočty v programu I-deas

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění tepla, jevů elektromagnetismu, proudění tekutin atd. na vytvořeném fyzikálním modelu. Její princip spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého (konečného) počtu prvků, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. MKP je užívána především pro kontrolu již navržených zařízení, nebo pro stanovení kritického (nejnamáhanějšího) místa konstrukce. Ačkoliv jsou principy této metody známy již delší dobu, k jejímu masovému využití došlo teprve s nástupem moderní výpočetní techniky. [29]

Program I-deas (Integrated Design and Engineering Analysis Software) byl navržen pro automobilní průmysl, využíván především značkami Ford Motor Company a General Motors.

### 5.1 Řešení v programu I-deas

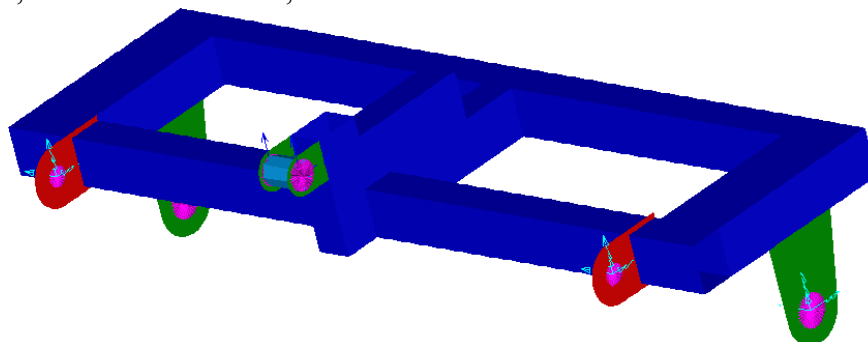
Nejdříve byl vytvořen 3D objemový model a následně na plochy odpovídající rozměrům zařízení byla vytvořena konečnoprvková síť. Celková síť vytváří skořepinu, která rozměrově odpovídá střednicím jednotlivých profilů. Elementům v síti byla přiřazena tloušťka odpovídající tloušťce skutečného materiálu. Pro jednoduchost nebylo uvažováno zaoblení profilů a sražení hran. Tato skořepinová metoda není náročná na délku výpočtu s ohledem na dostupnou výpočetní techniku.

Pro síť byl použit čtyřuzlový prvek „Thin shell“ s předem definovanou tloušťkou stěny a s dostatečnou hustotou konečnoprvkové sítě – velikost prvku 5mm. Jelikož většina konstrukce je z obdélníkových profilů, byla na stěny použita mapovaná síť, pouze na úchyty čepů a kol byla použita volná síť. Okraje děr pro čepy byly spojeny pomocí dokonale tuhého prvku „rigid“ se středem, který byl následně zatížen dle vypočtených reakcí, nebo zavazben takovým způsobem, který odpovídal skutečnosti. Zpravidla ponechána rotace kolem osy čepu, u kol navíc ještě translace ve směru jízdy.

Při zatěžování byl uvažován nejhorší možný stav, který nastane při zvedání Bellu 407. Z celé řady zvedaných helikoptér je nejtěžší (2268 kg) a výsuvná ramena s úchyty lyžin jsou oproti jiným stavům maximálně vysunuta. Síla v hydraulickém válci dle grafu na obrázku 36 dosahuje velikosti 23 300 N. Tíhová síla vrtulníku byla při zadávání podělena počtem uzlů, v kterých na konci výsuvného ramene působí. Při výpočtu byla uvažována i vlastní hmotnost rámu, zadáním vektoru tíhového zrychlení

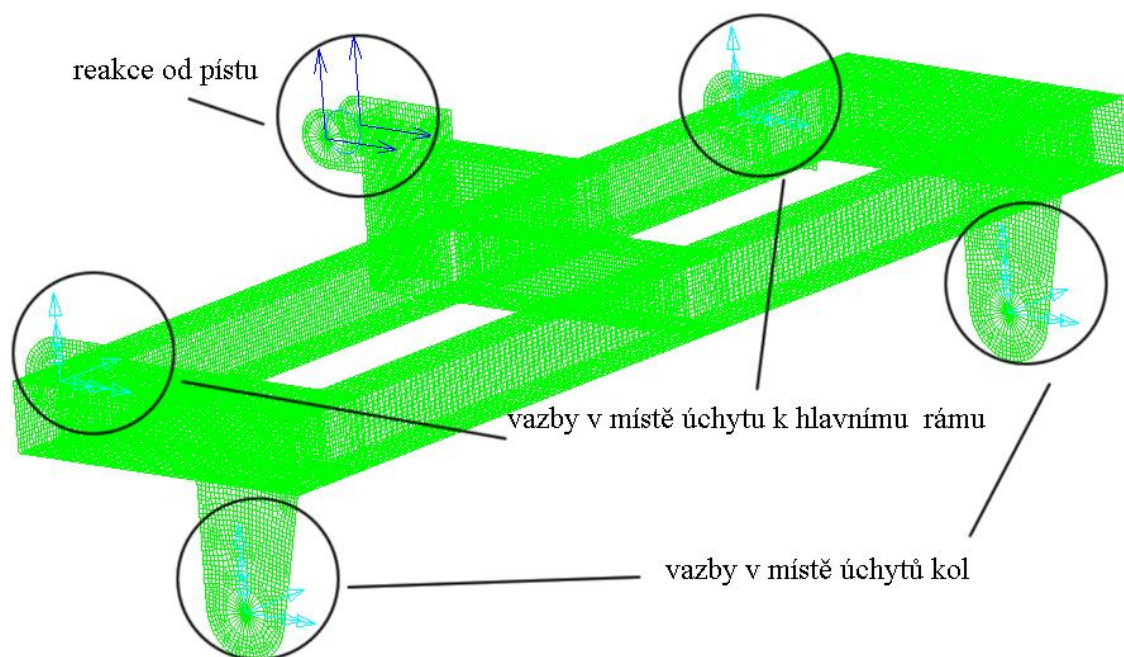
## 5.2 Přední rám

Přední rám je svařen převážně z obdélníkových profilů 80x60x6 různých délek z materiálu 11453 (SPT410) s mezí kluzu 265 MPa. Úchytům kol, dle jejich konstrukce, zvolena tloušťka 22,5mm.



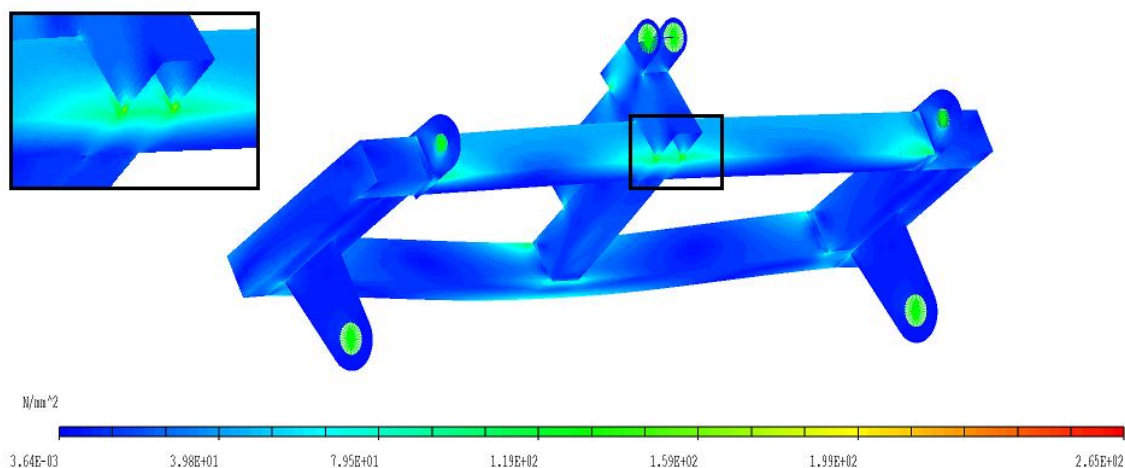
Obr. 48 Tloušťky stěn předního rámu

Tloušťka stěny: - 6 mm - modrá  
- 22,5 mm - zelená  
- 40 mm – červená



Obr. 49 Síť předního rámu

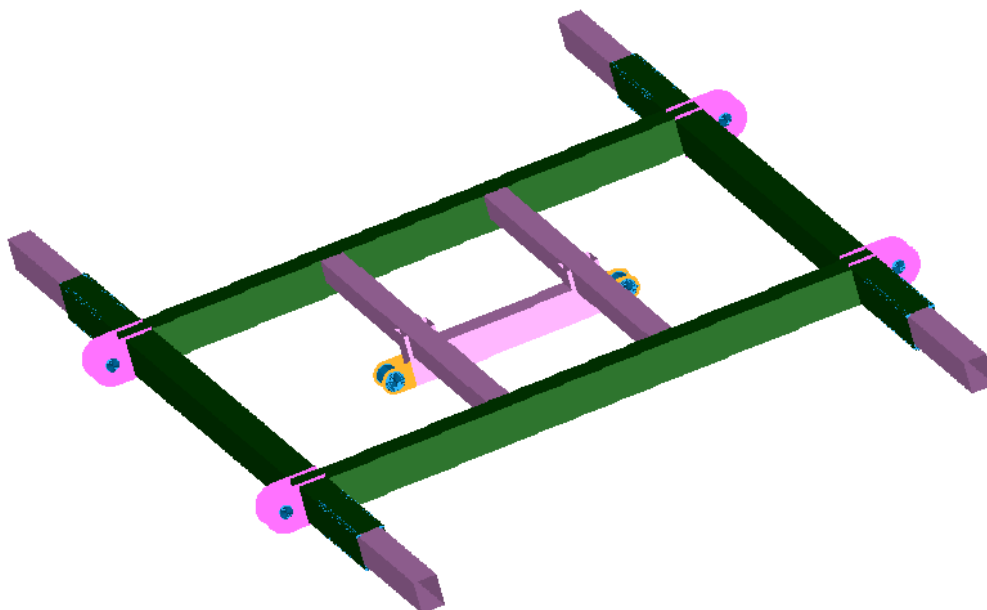
Napětí na rámu se dle Obr. 50 pohybuje na většině míst do 100 MPa. Při výpočtu podle podmínky HMMH byl maximální průhyb 1,46 mm a špičky napětí 233 MPa které jsou znázorněny na Obr. 50. V žádném místě nedošlo k překročení meze kluzu materiálu.



Obr. 50 MKP předního rámu

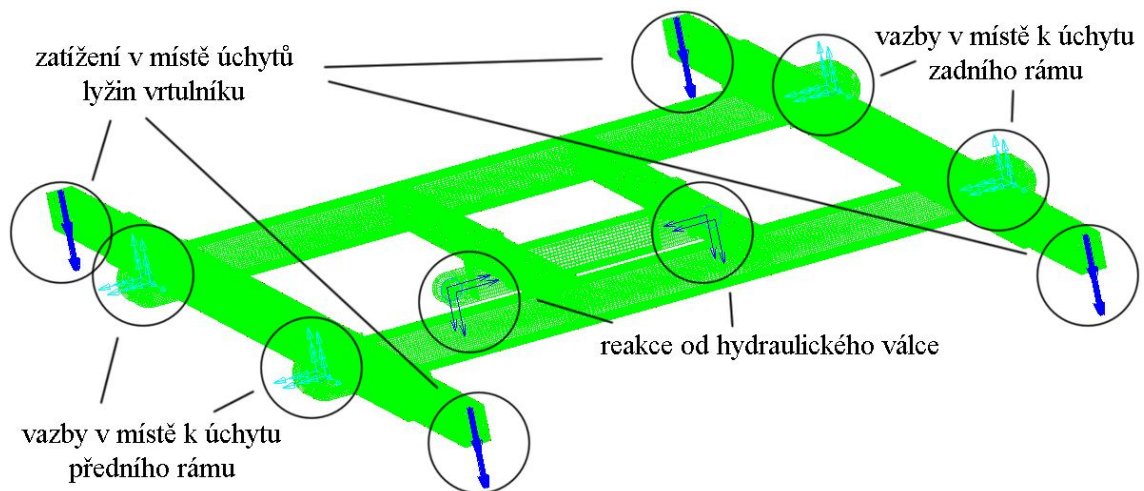
### 5.3 Hlavní rám

Hlavní rám je tvořen z profilů 90x70x5 z materiálu 11453 (SPT410), profil ve kterých jsou výsuvná ramena je z 11523 (S35JO). Výsuvná ramena profilu 80x60x6 jsou z materiálu 11523 (S35JO) a nosníky pro úchyty hydraulického válce 60x60x6 z 11453 (SPT410). Výpočet byl prováděn pro nejtěžší vrtulník Bell 407, kdy ramena jsou oproti jiným helikoptérám maximálně vysunuta.



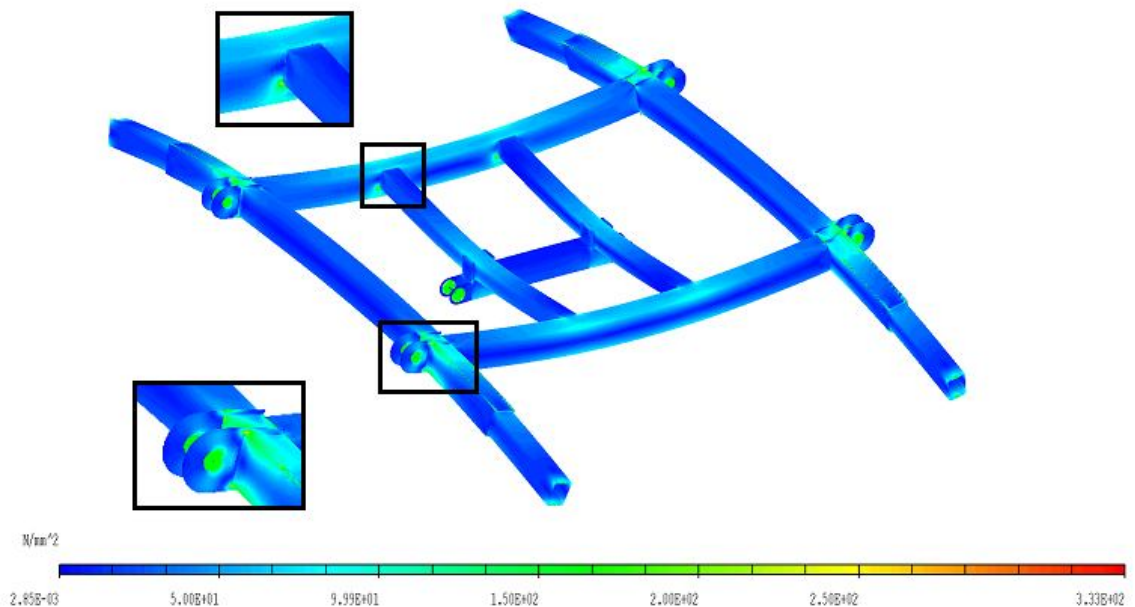
Obr. 51 Tloušťky stěn hlavního rámu

Tloušťka stěny: - 5 mm - zelená  
 - 6 mm – fialová  
 - 15 mm – růžová  
 - 22,5 oranžová



Obr. 52 Síť hlavního rámu

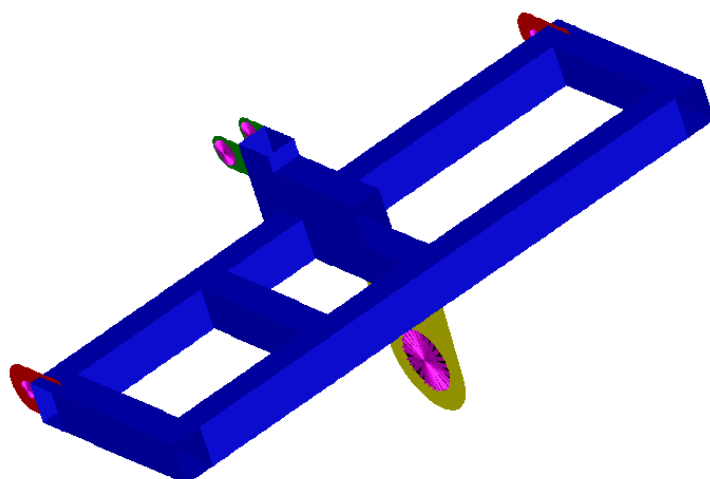
Velikost napětí na hlavním rámu můžeme porovnat se stupnicí ve spodní části obrázku 53. Mez kluzu materiálu nebyla těsně překročena špičkami napětí 318 MPa, mez kluzu materiálu 11523 (S35JO) je 333MPa, ve vyznačených místech a symetricky i na druhé straně rámu zpravidla ve spojení dvou profilů.



Obr. 53 MKP hlavního rámu

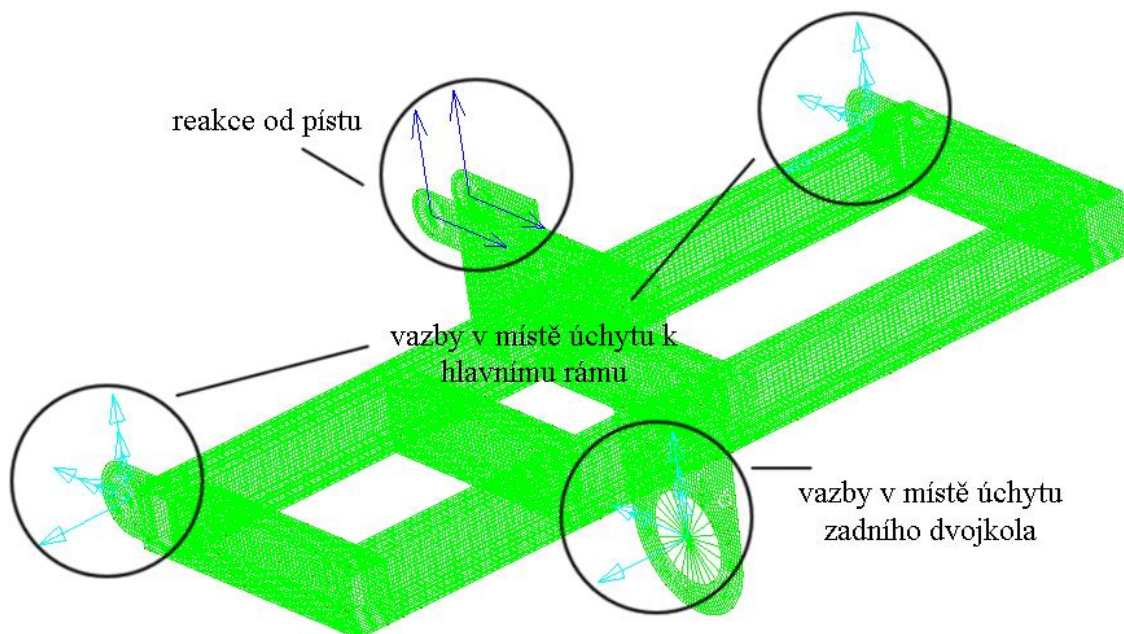
#### 5.4 Zadní rám

Podobně jako přední rám je ze stejného materiálu a stejných profilů, pouze konstrukce je odlišná a to především v tom, že zde přibývá rameno pro úchyt hydromotoru a chybí ramena pro úchyt otočných kol.



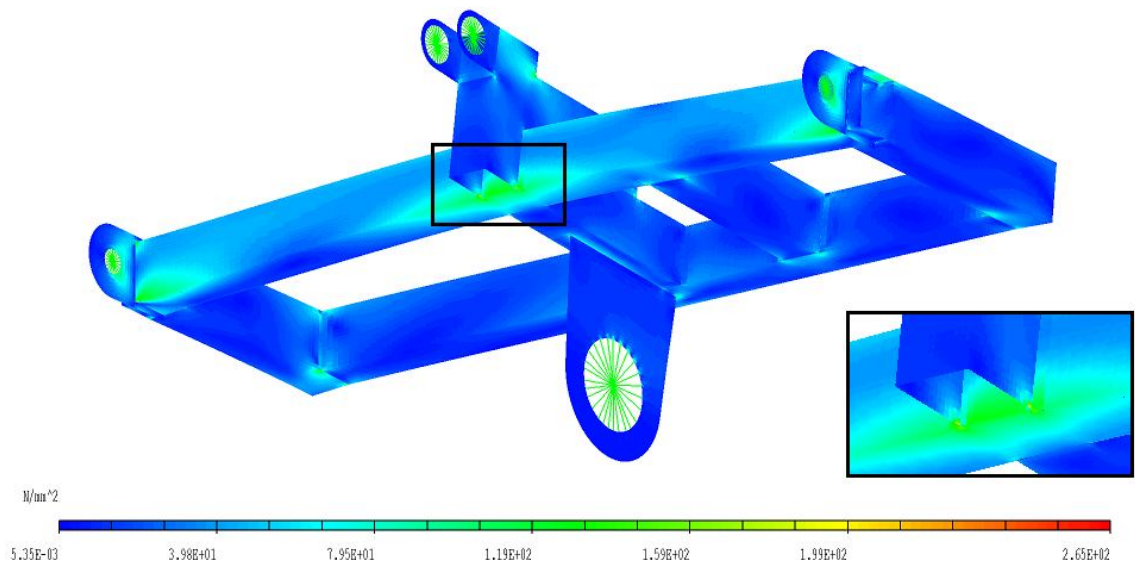
Obr. 54 Tloušťky stěn zadního rámu

Tloušťka stěny: - 6 mm - modrá  
 - 22,5 mm - zelená  
 - 40 mm – červená  
 - 27 mm – žlutá



Obr. 55 Síť zadního rámu

Velikost napětí na zadním rámu nepřekročila mez kluzu materiálu, nejnebezpečnější místo je zobrazeno na obrázku 56. v místě spojů dvou profilů, kde vzniklo napětí 220MPa. Je zde také vidět v okolí děr pro čepy a ložiska použití dokonale tuhého prvku „rigid“.



*Obr. 56 MKP zadního rámu*

## 6 Závěr

Pojezdové a zvedací zařízení navržené v této práci je schopno přepravovat helikoptéry od firmy Bell se zdvihem 105 mm a nosností 2268 kg. Výsuvná ramena mohou být zajištěna čepy ve třech polohách, pro typy Bell 206 L, L1,L3,L4 nebo Bell 206 B3 a třetí poloha pro nejtěžší vrtulník Bell 407, všechny typy helikoptér s vysokými lyžinami, které jsou nejčastěji používány u záchranných služeb, ale i v soukromém sektoru. Rozměry manipulačního zařízení jsou zvoleny tak, aby těžiště manipulátoru bylo v těsné blízkosti těžiště vrtulníku (osa rotoru). Byla zvolena varianta s třemi rámy, kde se dva boční vyklánějí pomocí hydraulického válce od hlavního rámu, na kterém jsou umístěny hydraulické prvky včetně baterie. Snahou bylo zvolit co nejvíce částí z dostupných komponent na trhu - od profilů rámu přes hydraulické prvky až po těžkotonážní kola. Ovládání celého zařízení, jak pojezdu, tak zdvihu, bude řešeno pomocí bezdrátového ovladače, což už u současných výrobků na trhu bývá standartním řešením. Jako modifikace zvolené tříkolové varianty s bezdrátovým ovládáním je varianta s ručním ovládáním otočných kol, případně čtyřkolová varianta s možností natáčení všech čtyř kol a možností tzv. krabí chůze. U čtyřkolové varianty je nutnost použít dvou hydromotorů, což je energeticky více náročné.

Rámy jsou svařeny z jednotlivých profilů různých rozměrů. Zvolený materiál i profily jsou zkontrolovány jak analyticky tak i pomocí výpočtových modelů v programu NX I-deas metodou konečných prvků.

Pohon celého zařízení zajišťuje pomaloběžný hydromotor, kterému dodává tlakový olej hydraulický miniagregát, jenž byl navržen dle výpočtů v této diplomové práci. Rychlost manipulačního zařízení byla zvolena  $0,9 \text{ m s}^{-1}$ . Přírubová spojka přenáší kroutící moment mezi hřídelem hydromotoru a hnacím dvojkolem. Hydraulický miniagregát je napájen dvěma 24V bateriemi v jejichž těsné blízkosti se nachází také nabíječka baterií. Zatačení zajišťuje hydraulický válec, který je pomocí čepu s pístem spojen s táhlem, které zajišťuje natočení otočných kol s dostatečnou nosností (800 kg) o úhel  $\pm 45^\circ$ . V těsné blízkosti výsuvných ramen jsou umístěna LED světla pro lepší uchycení lyžin za snížené viditelnosti.

Tato diplomová práce, která obsahuje nejen výpočtovou část, ale i přehled současných výrobců těchto zařízení a přehled možných mechanismů je doplněna o výkresovou dokumentaci zvolené varianty.

## Seznam použitých zdrojů

Knihy:

- [1] *Aplikovaná mechanika stavebních a transportních strojů: studijní text - sylabus*. Brno: VUT - fakulta strojního inženýrství, 2003.
- [2] *Hydraulické pohony strojů: studijní text - sylabus*. Brno: VUT - fakulta strojního inženýrství, 2004.
- [3] *Hydraulické systémy mechanizačních prostředků*. Brno: Vysoká škola zemědělská v Brně, 1985.
- [4] *Strojnické tabulky*. Praha: Albra - pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-74-2.

Internetové zdroje:

- [10] *Přímočaré hydromotory: Série ZH2T* [online]. [2011] [cit. 2012-02-15]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/ZH2T\\_str23.pdf](http://www.hydraulics.cz/ZH2T_str23.pdf)
- [11] *Chopper Spotter* [online]. ©2012 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.chopperspotter.com/>
- [12] *Tiger Tugs* [online]. [2012] [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://cdn.pilotjohn.com/wp-content/uploads/2010/10/TigerTugs-brochure-.pdf>
- [13] *KIMSEED INTERNATIONAL* [online]. [2012] [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://kimseed.com.au/Engineering/Kimseed%20Helicopter%20GHT.pdf>
- [14] *Paravion Technology* [online]. Březen 05, 2012 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.paravion.com/index.htm>
- [15] *Paravion Technology* [online]. 05.12.2011 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.helitowcart.com/index.html>
- [16] *Brochure Helimo* [online]. [2011] [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: [http://www.mototok.com/pdf/brochure\\_helimo\\_GB.pdf](http://www.mototok.com/pdf/brochure_helimo_GB.pdf)
- [17] *Mototok* [online]. ©2011 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.mototok.com/distributors.html>
- [18] *Wackerbauer: Helilifter* [online]. ©2011 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.wackerbauer-maschinenbau.de/helilifter.helilifter-hubschrauber.0.html?&L=1>
- [19] *TLC Handling* [online]. © 2004 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: [http://www.tlchelilift.com/technical\\_specification.html](http://www.tlchelilift.com/technical_specification.html)
- [20] *Action Aviation* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.actionaviation.com/tlcindex.html>
- [21] *Aviground System Corp* [online]. [2012] [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.aviground.com/index.html>
- [22] *Heliwagon* [online]. ® 2009-2011 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.heliwagon.com/index.asp>
- [23] *RobbyTow* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.robytow.com>
- [24] *Belet* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: [http://obchod.belet.cz/zpravy/zprava.asp?zpravicka=54&filmstrip\\_no=4](http://obchod.belet.cz/zpravy/zprava.asp?zpravicka=54&filmstrip_no=4)

- [25] *Bell 206 L4 Product Specifications* [online]. Leden 2010 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: [http://www.bellhelicopter.textron.com/MungoBlobs/823/49/EN\\_206L-4\\_ProdSpecs.pdf](http://www.bellhelicopter.textron.com/MungoBlobs/823/49/EN_206L-4_ProdSpecs.pdf)
- [26] *Photos Bell 206 L4* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.airliners.net/photo/0848949>
- [27] *Bell 407 Product Specifications* [online]. Leden 2010 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: [http://www.bellhelicopter.textron.com/MungoBlobs/587/199/EN\\_407\\_ProdSpecs.pdf](http://www.bellhelicopter.textron.com/MungoBlobs/587/199/EN_407_ProdSpecs.pdf)
- [28] *Planes.cz* [online]. červen 2011 [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.planes.cz/cs/photo/1108613/bell-427-ok-ahe-alfa-helicopter-mimo-letiste/>
- [29] Metoda konečných prvků. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda\\_konečných\\_prvků](http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_konečných_prvků)
- [30] Hydromotory pomaloběžné. [online]. [2012] [cit. 2012-04-10]. Dostupné z: <http://www.ehydraulika.eu/hydraulika/eshop/17-1-Hydromotory-pomalobezne/0/5/170-Hydromotor-CP160A/description#anch1>
- [31] *Plochy pro vzlety a přistání sportovních létajících zařízení* [online]. 28.8.2008 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: [www.laacr.cz/formular\\_download.php?FORMULAR\\_ID=50](http://www.laacr.cz/formular_download.php?FORMULAR_ID=50)
- [32] *Hydroma: hydraulické systémy* [online]. 28.8.2008 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.hydroma.cz/files/product/4/29/8918/data/024-10003.pdf>
- [33] *Hydraulické oleje: Ceny platné ke dni: 12.04.2012* [online]. 12.04.2012 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.topgain.cz/cenik.php?lang=cze&filter=Hydraulick%E9+oleje>
- [34] *Vysokotlaké hydraulické hadice* [online]. [2012] [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.hydrocom.cz/mhi/hydraulicke-hadice/>
- [35] *Slofnaft VÚRP: Akostné ukazovatele* [online]. [2012] [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: [http://www.vurup.sk/sites/vurup.sk/archivedsite/www.vurup.sk/english/madit/ohh\\_m324\\_6/slovak.html](http://www.vurup.sk/sites/vurup.sk/archivedsite/www.vurup.sk/english/madit/ohh_m324_6/slovak.html)
- [36] *Součinitel smykového tření* [online]. © 2002 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [37] *Elektrohydraulické čerpadlo se stejnosměrným motorem* [online]. 06/2010 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: [http://www.trans-technik.cz/file/17224/11\\_Elehydr%20cerp.pdf](http://www.trans-technik.cz/file/17224/11_Elehydr%20cerp.pdf)
- [38] *Pera a klíny* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.ingjars.estranky.cz/file/250/pera-a-kliny.pdf>
- [39] *Konstrukce spojek, neovládaných, pružných a ovládaných* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.ingjars.estranky.cz/file/54/spojky.pdf>
- [40] *Timken: Bearing Fatigue Life* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.timken.com/en-us/Knowledge/engineers/Pages/BearingLife.aspx>
- [41] *Hříděle: Konstrukční zásady* [online]. [2012] [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: <http://www.czech-ware.net/mojzik/pmk/txt/hr.html>

## Seznam použitých symbolů

A	průřez šroubu	[m <sup>2</sup> ]
a <sub>1</sub>	vzdálenost ramene dle Obr. 39	[m]
a <sub>2</sub>	vzdálenost ramene dle Obr. 39	[m]
a <sub>3</sub>	vzdálenost ramene dle Obr. 39	[m]
a <sub>4</sub>	vzdálenost ramene dle Obr. 40	[m]
a <sub>5</sub>	vzdálenost ramene dle Obr. 40	[m]
b <sub>1</sub>	délka čepu v rámu	[m]
d <sub>č1</sub>	průměr čepu	[m]
d <sub>č2</sub>	průměr čepu	[m]
d <sub>h</sub>	průměr hadice	[m]
d <sub>hř</sub>	průměr hřídele	[m]
d <sub>hřp</sub>	průměr hřídele	[m]
dp <sub>1</sub>	průměr pístu	[m]
dp <sub>2</sub>	průměr pístu	[m]
D <sub>s</sub>	průměr roztečné kružnice	[m]
d <sub>š1</sub>	střední průměr závitu	[m]
Ek	kinetická energie	[J]
F <sub>13X</sub>	x-ová složka reakce v čepu	[N]
F <sub>13Y</sub>	y-ová složka reakce v čepu	[N]
F <sub>i</sub>	síla připadající na jeden šroub	[N]
F <sub>kx</sub>	x-ová složka reakce v kole	[N]
F <sub>ky</sub>	y-ová složka reakce v kole	[N]
F <sub>o</sub>	obvodová síla na roztečné kružnici	[N]
F <sub>p</sub>	síla v hydraulickém válci	[N]
F <sub>py</sub>	y-nová složka síly v hydraulickém válci	[N]
F <sub>tt</sub>	třecí síla	[N]
F <sub>vert</sub>	tíhová síla vrtulníku	[N]
F <sub>zn</sub>	síla působící na zadní kolo	[N]
g	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
H <sub>1</sub>	odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>11</sub>	odpor proti zrychlení v potrubí k hydraulickému válci	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>12</sub>	odpor proti zrychlení v potrubí od hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>2</sub>	odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>3</sub>	odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>31</sub>	odpor proti zrychlení v potrubí od hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>32</sub>	odpor proti zrychlení v potrubí od hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>4</sub>	odpor proti zrychlení v okruhu hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>41</sub>	odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotoru	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>42</sub>	odpor proti zrychlení v potrubí od hydromotoru	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>e</sub>	ekvivalentní odpor proti zrychlení	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>e2</sub>	ekvivalentní odpor proti zrychlení	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>z1</sub>	odpor proti zrychlení posuvných částí hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>z3</sub>	odpor proti zrychlení posuvných částí hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
H <sub>z4</sub>	odpor proti zrychlení posuvných částí hydraulického válce	[kg·m <sup>-4</sup> ]
i	Počet šroubů	[-]

$J_2$	moment setrvačnosti kola	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}]$
$J_3$	moment setrvačnosti kola	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}]$
$J_4$	moment setrvačnosti hydromotoru	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
$J_e$	ekvivalentní moment setrvačnosti	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}]$
$k$	bezpečnost	$[-]$
$K$	provozní součinitel	$[-]$
$l_2$	vzdálenost dle Obr 37.	$[\text{m}]$
$l_3$	vzdálenost dle Obr 37.	$[\text{m}]$
$l_4$	vzdálenost dle Obr 37.	$[\text{m}]$
$l_{ab}$	vzdálenost dle Obr 37.	$[\text{m}]$
$l_{\check{c}1}$	výpočtová délka čepu	$[\text{m}]$
$l_{hv}$	výpočtová délka hřídele	$[\text{m}]$
$l_{hv1}$	výpočtová délka hřídele	$[\text{m}]$
$l_{hv2}$	výpočtová délka hřídele	$[\text{m}]$
$l_{p1}$	vzdálenost dle Obr 37.	$[\text{m}]$
$l_{p11}$	délka potrubí k hydraulickému válci	$[\text{m}]$
$l_{p12}$	délka potrubí od hydraulického válce	$[\text{m}]$
$l_{p31}$	délka potrubí k hydraulickému válci	$[\text{m}]$
$l_{p41}$	délka potrubí k pomaluběžnému hydromotoru	$[\text{m}]$
$l_{pp1}$	délka pera	$[\text{m}]$
$l_{\xi}$	délka šroubu v přírubě	$[\text{m}]$
$l_{v1}$	vzdálenost dle Obr 37.	$[\text{m}]$
$l_{v2}$	vzdálenost dle Obr 37.	$[\text{m}]$
$m_1$	hmotnost pojezdového zařízení s vrtulníkem	$[\text{kg}]$
$m_2$	hmotnost kola	$[\text{kg}]$
$m_3$	hmotnost kola	$[\text{kg}]$
$m_4$	hmotnost hřídele hydromotoru	$[\text{kg}]$
$M_e$	ekvivalentní moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_k$	kroučící moment na hřídeli hnacího kola	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{O_1}$	ohybový moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{O_{b1}}$	ohybový moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{O_{bII}}$	ohybový moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{O_{bIII}}$	ohybový moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{O_{II}}$	ohybový moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{O_{max}}$	maximální ohybový moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{O_{max1}}$	maximální ohybový moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{O_{u1}}$	ohybový moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$m_{přn}$	zatížení přední nápravy	$[\text{kg}]$
$M_v$	výpočtový točivý moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$n_1$	otáčky hydrogenerátoru	$[\text{min}^{-1}]$
$N_2$	normálová síla v místě kontaktu kola se zemí	$[\text{N}]$
$N_3$	normálová síla v místě kontaktu kola se zemí	$[\text{N}]$
$n_3$	otáčky hydrogenerátoru	$[\text{min}^{-1}]$
$N_{b1}$	normálová síla	$[\text{N}]$
$N_{bII}$	normálová síla	$[\text{N}]$
$N_{bIII}$	normálová síla	$[\text{N}]$

P	výkon	[W]
$p_1$	tlak v čepu	[MPa]
$P_1$	potřebný výkon pro obvod zvedání	[W]
$p_2$	tlak v čepu	[MPa]
$P_2$	potřebný výkon pro obvod řízení	[W]
$p_{d1}$	dovolené napětí v tlaku	[MPa]
$p_{dp}$	dovolené tlakové napětí	[MPa]
$p_{H1}$	tlakový spád na odporu proti zrychlení $H_1$	[Pa]
$p_{H2}$	tlakový spád na odporu proti zrychlení $H_2$	[Pa]
$p_{H3}$	tlakový spád na odporu proti zrychlení $H_3$	[Pa]
$p_{H4}$	tlakový spád na odporu proti zrychlení $H_4$	[Pa]
$p_{hg}$	tlakový spád na hydrogenerátoru	[Pa]
$p_{hg2}$	tlakový spád na hydrogenerátoru	[Pa]
$P_{jmen}$	jmenovitý tlak ve válci dle výrobce	[Pa]
$p_{ms1}$	tlakový spád ideálního spotřebiče – hydraulický válec	[Pa]
$p_{ms2}$	tlakový spád ideálního spotřebiče – hydraulický válec	[Pa]
$p_{ms3}$	tlakový spád ideálního spotřebiče – hydraulický válec	[Pa]
$p_{ms4}$	tlakový spád ideálního spotřebiče – hydromotor	[Pa]
$p_{p1}$	tlakové napětí	[MPa]
$p_{R1}$	tlakový spád odporu proti pohybu $R_1$	[Pa]
$p_{R2}$	tlakový spád odporu proti pohybu $R_2$	[Pa]
$p_{R3}$	tlakový spád odporu proti pohybu $R_3$	[Pa]
$p_{R4}$	tlakový spád odporu proti pohybu $R_4$	[Pa]
$p_{\xi}$	tlak mezi šroubem a kotoučem	[MPa]
$p_{\xi d}$	dovolené napětí	[MPa]
$Q_1$	průtok hydraulickými válci	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$Q_2$	průtok hydraulickým válcem	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$Q_3$	průtok pomaloběžným hydromotorem	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$Q_4$	průtok hydraulickým obvodem - řízení	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$R_1$	reakce v místě uchycení k hlavnímu rámu	[N]
$R_{11}$	odpor proti pohybu v potrubí k hydraulickému válci	$[Pa \cdot s \cdot m^{-3}]$
$R_{12}$	odpor proti pohybu v potrubí od hydraulického válce	$[Pa \cdot s \cdot m^{-3}]$
$R_{10}$	odpor proti pohybu v potrubí hydraulického válce	$[Pa \cdot s \cdot m^{-3}]$
$R_2$	odpor proti pohybu v potrubí hydraulického válce	$[Pa \cdot s \cdot m^{-3}]$
$R_{20}$	reakce v místě uchycení k hlavnímu rámu	[N]
$R_3$	reakce prutu v místě spojení dvou rámu	[N]
$R_{31}$	odpor proti pohybu v potrubí k hydraulickému válci	$[Pa \cdot s \cdot m^{-3}]$
$R_{32}$	odpor proti pohybu v potrubí od hydraulického válce	$[Pa \cdot s \cdot m^{-3}]$
$R_{30}$	odpor proti pohybu v potrubí hydraulického válce	$[kg \cdot m^{-4}]$
$R_4$	reakce prutu v místě spojení dvou rámu	[N]
$r_4$	poloměr hřídele hydromotoru	[m]
$R_{41}$	odpor proti pohybu v potrubí hydraulického válce	$[Pa \cdot s \cdot m^{-3}]$
$R_{40}$	odpor proti pohybu v potrubí hydromotoru	$[Pa \cdot s \cdot m^{-3}]$
$R_5$	reakce dle Obr. 46.	[N]
$R_7$	reakce v prutu	[N]
$R_8$	reakce v prutu	[N]

$R_e$	ekvivalentní odpor proti pohybu	$[\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}]$
$R_e$	mez kluzu	$[\text{MPa}]$
$Re_1$	Reynoldsovo číslo	$[-]$
$Re_2$	Reynoldsovo číslo	$[-]$
$R_{e2}$	ekvivalentní odpor proti pohybu	$[\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}]$
$R_{k2}$	poloměr kola	$[\text{m}]$
$R_{k3}$	poloměr kola	$[\text{m}]$
$R_p$	vzdálenost hrany kola od středu otáčení	$[\text{m}]$
$R_t$	vzdálenost čepu pístu od středu otáčení kola	$[\text{m}]$
$T_1$	posouvací síla	$[\text{N}]$
$T_{11}$	časová konstanta	$[-]$
$t_1$	doba rozběhu	$[\text{s}]$
$T_2$	časová konstanta	$[-]$
$t_2$	doba rozběhu	$[\text{s}]$
$T_{b1}$	posouvací síla	$[\text{N}]$
$T_{bII}$	posouvací síla	$[\text{N}]$
$T_{bIII}$	posouvací síla	$[\text{N}]$
$T_{II}$	posouvací síla	$[\text{N}]$
$t_p$	hloubka drážky pro pero v hřídeli	$[\text{m}]$
$T_{u1}$	posouvací síla	$[\text{N}]$
$t_z$	doba zdvihu	$[\text{s}]$
$t_{z2}$	doba zdvihu	$[\text{s}]$
$v_1$	rychlost pojezdového zařízení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$V_3$	objem hydromotoru	$[\text{m}^3]$
$V_g$	objem hydrogenerátoru	$[\text{m}^3]$
$V_n$	objem olejové nádrže	$[\text{m}^3]$
$v_{p1}$	rychlost v potrubí	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$v_{p2}$	rychlost v potrubí	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$V_v$	objem hydraulického válce	$[\text{m}^3]$
$V_{vš}$	objem všech hydraulických prvků v obvodu řízení	$[\text{m}^3]$
$V_{vř}$	objem hydraulického válce	$[\text{m}^3]$
$W_{o2}$	průřezový modul v ohybu	$[\text{m}^3]$
$W_{oh1}$	průřezový modul v místě 1	$[\text{m}^3]$
$W_{oh2}$	průřezový modul v místě 2	$[\text{m}^3]$
$W_{oII}$	průřezový modul v ohybu	$[\text{m}^3]$
$W_{ou1}$	průřezový modul v ohybu	$[\text{m}^3]$
$x_1$	vzdálenost ramene dle Obr. 41	$[\text{m}]$
$x_2$	vzdálenost ramene dle Obr. 41	$[\text{m}]$
$x_3$	vzdálenost ramene dle Obr. 41	$[\text{m}]$
$x_4$	vzdálenost ramene dle Obr. 41	$[\text{m}]$
$x_5$	vzdálenost ramene dle Obr. 41	$[\text{m}]$
$z_1$	zdvih hydraulického válce	$[\text{m}]$
$z_2$	zdvih hydraulického válce	$[\text{m}]$
$\alpha$	sklon hydraulického válce	$[\text{°}]$
$\alpha'$	úhel stoupání	$[\text{°}]$
$\beta$	sklon předního (zadního) rámu	$[\text{°}]$

$\gamma_1$	úhel dle Obr 37.	[°]
$\eta$	součinitel tření pneumatiky	[-]
$\eta_3$	účinnost hydromotoru	[-]
$\eta_{h1}$	účinnost hydrogenerátoru	[-]
$\theta_3$	úhlové zrychlení hnacího kola	[s <sup>-2</sup> ]
$\nu$	viskozita oleje	[m <sup>-2</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$\xi$	rameno valivého odporu mezi gumovým kolem a asfaltem	[m]
$\rho$	hustota oleje	[kg · m <sup>-3</sup> ]
$\sigma_1$	napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_d$	dovolené napětí v ohybu	[Pa]
$\sigma_{d1}$	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{dh1}$	dovolené ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{dn}$	dovolené kombinované napětí	[MPa]
$\sigma_{h1}$	ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{h2}$	ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{red}$	redukované napětí	[MPa]
$\sigma_u$	napětí v ohybu	[MPa]
$\tau_1$	smykové napětí v čepu	[MPa]
$\tau_2$	smykové napětí v čepu	[MPa]
$\tau_d$	dovolené smykové napětí	[MPa]
$\tau_{d2}$	dovolené smykové napětí	[MPa]
$\tau_{dn}$	dovolené smykové napětí	[MPa]
$\tau_{dp}$	dovolené smykové napětí	[MPa]
$\tau_{ds}$	dovolené smykové napětí	[MPa]
$\tau_{hs}$	smykové napětí	[MPa]
$\tau_{p1}$	smykové napětí	[MPa]
$\tau_{\xi}$	smykové napětí	[MPa]
$\tau_{\xi d}$	dovolené smykové napětí	[MPa]
$\omega_2$	úhlová rychlost kola	[s <sup>-1</sup> ]
$\omega_3$	úhlová rychlost kola	[s <sup>-1</sup> ]

## Seznam obrázků

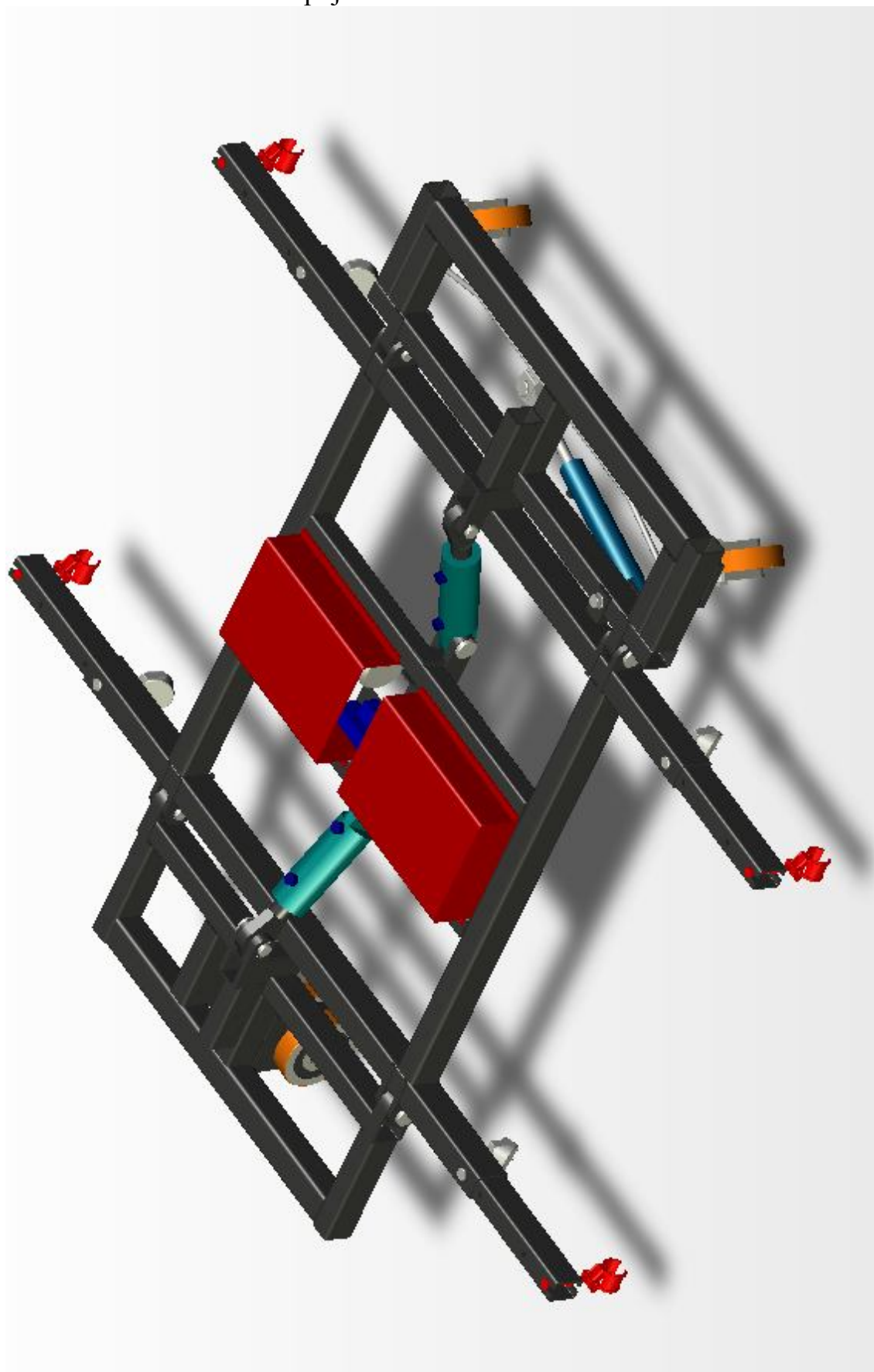
- Obr. 1 Chopper Spotter - MS model [11]*
- Obr. 2 Chopper Spotter - E model [11]*
- Obr. 3 Chopper Spotter – model 4 [11]*
- Obr. 4 Tiger Tugs [12]*
- Obr. 5 Kimmsed helicopter ground handling trolley [13]*
- Obr. 6 Paravion technology HP 250 E – letiště Brno Tuřany*
- Obr. 7 Paravion technology HP 250 E – letiště Brno Tuřany*
- Obr. 8 Helicarrier [15]*
- Obr. 9 Helicarrier [15]*
- Obr. 10 Tow Carts V204 – 2 hnací kola, určeno pro Robinson R22,R44 [15]*
- Obr. 11 Tow Carts V500 – 4 hnací kola, nosnost 7300kg [15]*
- Obr. 12 Způsoby uchycení lyžin vrtulníku [16]*
- Obr. 13 Mototok Helimo [17]*
- Obr. 14 Helilifter s EC 120 [18]*
- Obr. 15 TLC Helilift [20]*
- Obr. 16 HeliTug [21]*
- Obr. 17 Heliwagon [22]*
- Obr. 18 RobbyTow [23]*
- Obr. 19 Tahač Helicopter THCR 03AP [24]*
- Obr. 20 Schéma mechanismu s dvěma rámy*
- Obr. 21 Nůžkový mechanismus*
- Obr. 22 Jednoduchý rám se zdvihem pojezdových kol*
- Obr. 23 Mechanismus s jedním ramenem*
- Obr. 24 Tří-rámový mechanismus*
- Obr. 25 Hlavní rozměry – Bell 206L4 [25]*
- Obr. 26 Bell 206L4 – Alfa helicopter [26]*
- Obr. 27 Hlavní rozměry – Bell 407[27]*
- Obr. 28 Bell 407 – Alfa helicopter [28]*
- Obr. 29 Vlastní řešení tří-rámový mechanismus*
- Obr. 30 Systém zatáčení s otočnými koly od firmy Tente*
- Obr. 31 Osvětlení úchytů lyžin Helitowcart*
- Obr. 32 Výsuvné rameno*
- Obr. 33 Akumulátory s nabíječkou a hydraulický miniagregát*
- Obr. 34 Hydromotor, přírubová spojka, hnací dvojkolo*
- Obr. 35 Řešení s ručním ovládním zatáčení*
- Obr. 36 Varianta se čtyřmi otočnými koly*
- Obr. 37 Schéma mechanismu výkyvného ramene*
- Obr. 38 Průběh síly v hydraulickém válci*
- Obr. 39 Průběh zatížení prutu ramen*
- Obr. 40 Průběh zatížení prutu*
- Obr. 41 Průběh zatížení prutu bočnice*
- Obr. 42 Schéma pojezdového zařízení*
- Obr. 43 Schéma hydraulického obvodu*
- Obr. 44 Náhradní schéma hydraulického obvodu – stav zvedání*
- Obr. 45 Náhradní schéma hydraulického obvodu – stav řízení*
- Obr. 46 Průběh zatížení hřídele*
- Obr. 47 Výpočet životnosti ložiska*
- Obr. 48 Tloušťky stěn předního rámu*

- Obr. 49 Síť předního rámu*  
*Obr. 50 MKP předního rámu*  
*Obr. 51 Tloušťky stěn hlavního rámu*  
*Obr. 52 Síť hlavního rámu*  
*Obr. 53 MKP hlavního rámu*  
*Obr. 54 Tloušťky stěn zadního rámu*  
*Obr. 55 Síť zadního rámu*  
*Obr. 56 MKP zadního rámu*

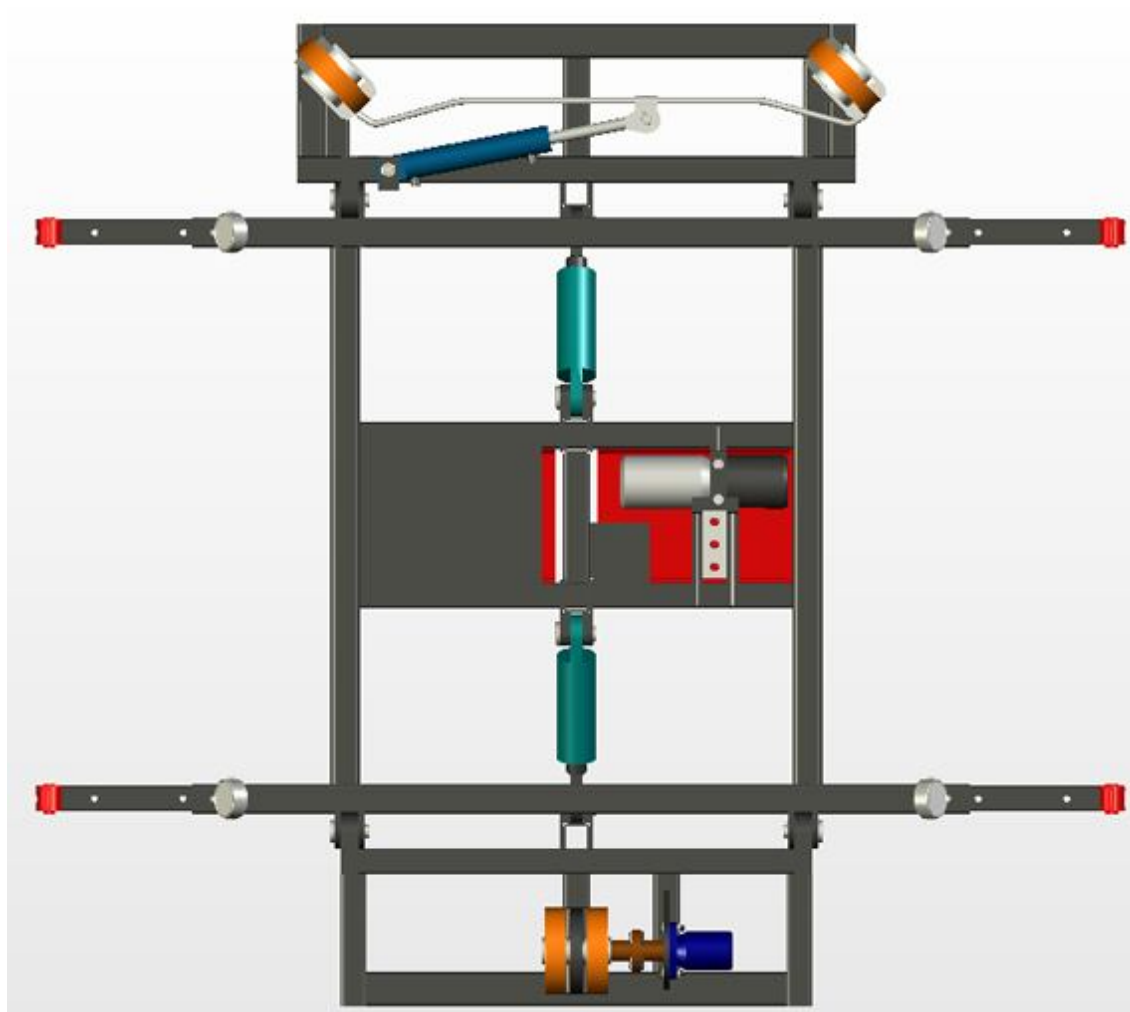
## **Seznam příloh**

P1 – pojezdové a zvedací zařízení	str. 74
P2 – detail podvozku	str. 75
P3 – bez plastového krytu	str. 76
P4 – s lyžinami v horní poloze	str. 77
P5 – s lyžinami v dolní poloze	str. 78
P6 – polohy při zvedání	str. 79
P7 – vysunutí ramen	str. 80

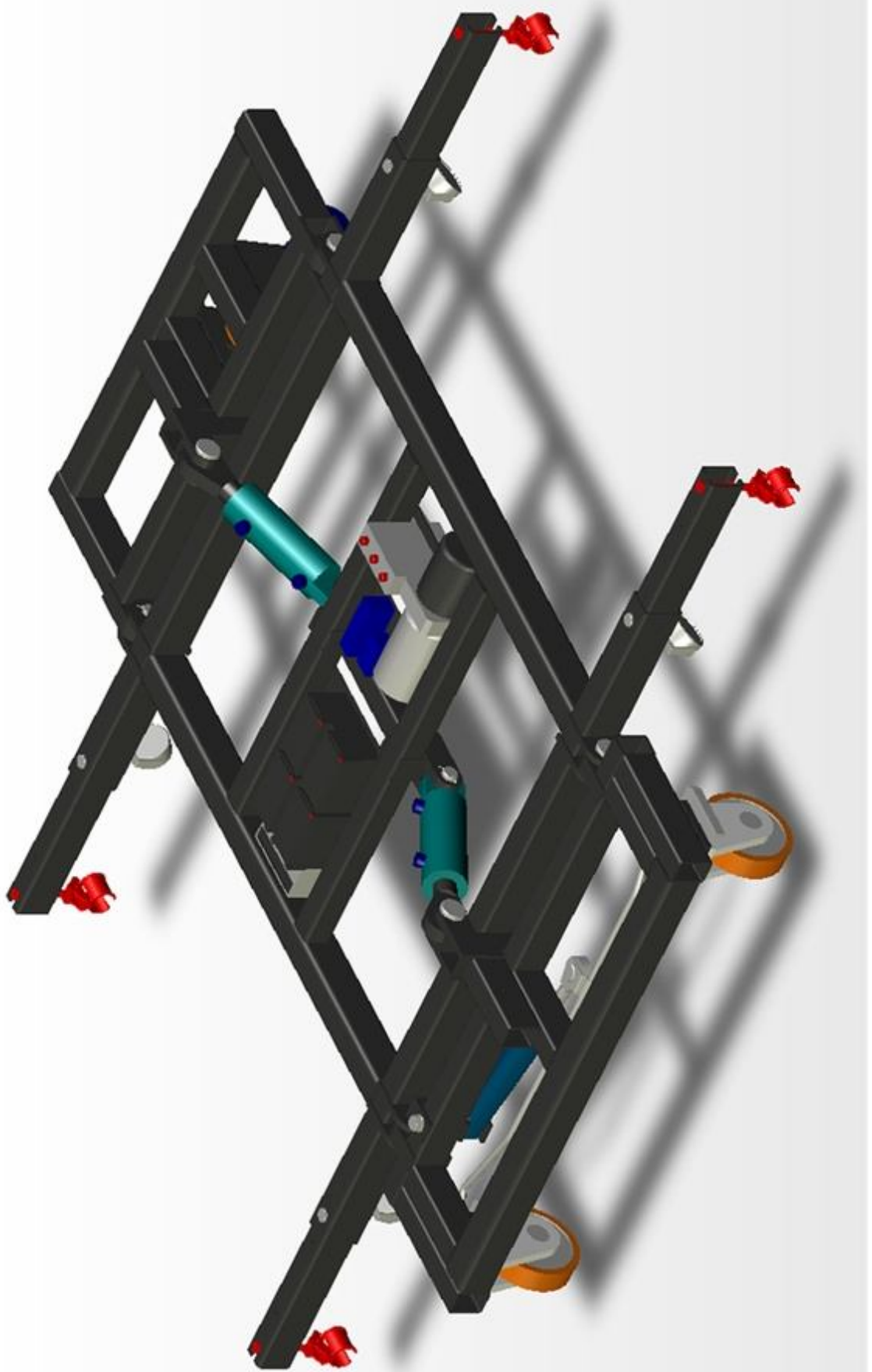
P1 – pojezdové a zvedací zařízení



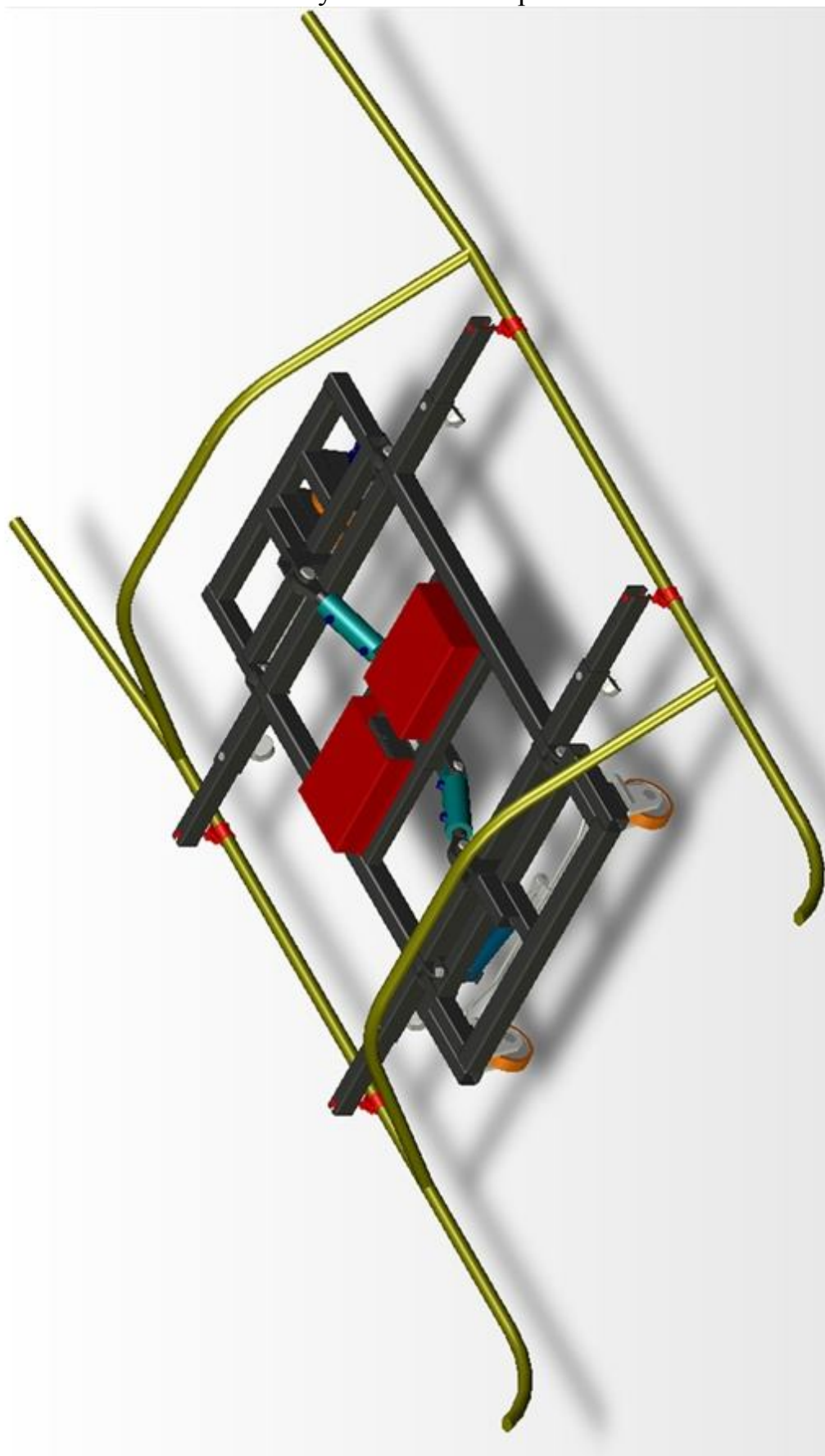
## P2 – detail podvozku



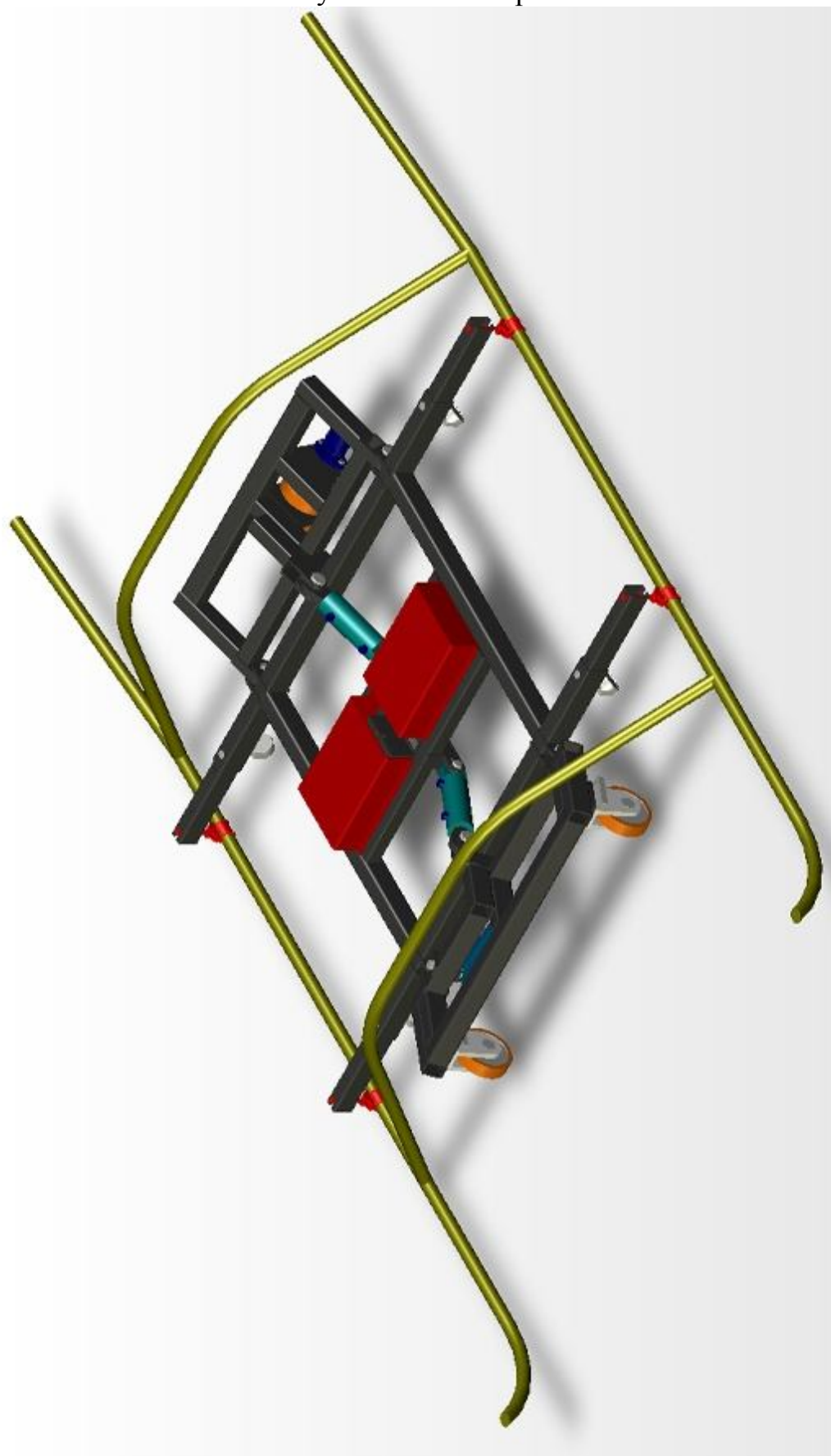
P3 – bez plastového krytu



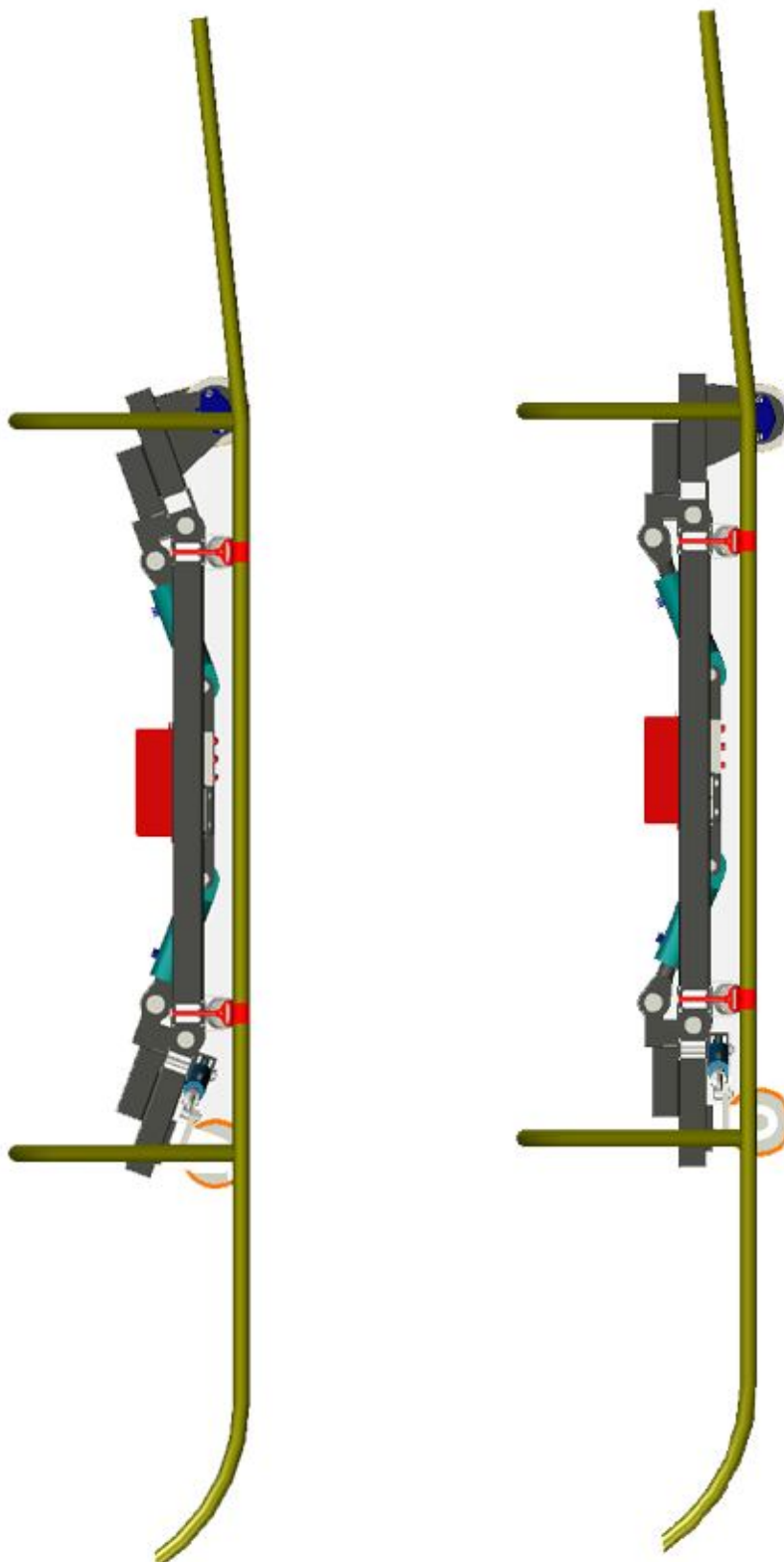
P4 – s lyžinami v horní poloze



P5 – s lyžinami v dolní poloze



P6 – polohy při zvedání



P7 – vysunutí ramen

