VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH DÍLENSKÉHO ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO MOTOCYKL
SUGGESTION OF A WORKSHOP LIFT FOR A MOTORBIKE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR
Zdeněk Sýkora

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR
Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2019

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Zdeněk Sýkora**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok:	2018/19

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 bakalářské práce:

Návrh dílenského zvedacího zařízení pro motocykl

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zdvižné plošiny pro servisní práce jednostopých motorových vozidel s těmito technickými parametry:
– maximální zdvih 800 mm,
– nosnost 400 kg,
– zdvih hydraulicky.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní pojednání o stávajících konceptech a jejich případné využití pro servisní účely.
Návrh konceptu na základě výchozích parametrů.
Fukněkní výpočet rámu i zdvihového mechanismu.
Pevnostní výpočet.
Výkres celkové sestavy.
Výkres podsestavy rámu.
Výkresy výrobní dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

KLIMEŠ, Pavel. Části a mechanismy strojů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2422-2.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem dílenského zvedacího zařízení pro motocykl. Obsahuje rešeršní část, funkční a pevnostní výpočet nůžkového mechanismu. Maximální nosnost plošiny je 400 kg a nejvyšší poloha desky je 800 mm od podlahy. Součástí práce je výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

zvedací zařízení, nůžkový mechanismus, motocykl, pevnostní kontrola, hydromotor

ABSTRACT

This bachelor's thesis is focused on designing the lifting device for motorcycle used in workroom. It includes recherche, functional and strength calculation of scissor mechanism. Maximal burden is 400 kg and maximal lift is 800 mm. This thesis includes drawings.

KEYWORDS

lifting device, scissor mechanism, motorcycle, stress control, hydraulic motor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SÝKORA, Z. *Návrh dílenského zvedacího zařízení pro motocykl*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 42 s. Vedoucí bakalářské práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2019 ……..……..

Zdeněk Sýkora

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Přemyslovi Pokornému, Ph.D. za jeho odborné vedení, rady, čas a ochotu při tvorbě této bakalářské práce.

OBSAH

Úvod 10
1 Popis některých druhů zvedacích zařízení 11
1.1 Automobilové 11
1.1.1 Sloupové 11
1.1.2 Nůžkové 11
1.2 Dostupné zvedací zařízení pro motocykly 12
1.2.1 Stojan na silniční motocykly 12
1.2.2 Hydraulický pojízdný zvedák 12
1.2.3 Zvedací plošiny 13
2 Základní parametry 14
3 Návrh a statický výpočet 15
3.1 Zatížení a jeho umístění 15
3.2 Pohyblivost soustavy 16
3.3 Uvolnění těles 16
3.3.1 Těleso 4 17
3.3.2 Těleso 5 18
3.3.3 Těleso 2 19
3.3.4 Těleso 3 20
3.3.5 Síly pro další polohy plošiny 21
4 Popis konstrukce 22
4.1 Spodní rám 22
4.2 Ramena 22
4.3 Horní část 23
5 Pevnostní výpočty 25
5.1 Výsledné vnitřní účinky ramen 25
5.1.1 VVÚ tělesa 2 25
5.1.2 VVÚ tělesa 3 26
5.2 Kontrola namáhání na ohyb tělesa 2 a 3 28
5.3 Volba a kontrola čepů 28
5.3.1 Čep C 29
5.3.2 Čep A 30
5.3.3 Čep B 31
5.3.4 Čepy D a E 32
6 Volba hydromotoru 33
Závěr 35

Seznam použitých zkratek a symbolů 38
Seznam příloh 41

ÚVOD

Pro usnadnění práce, zlepšení bezpečnosti a zvýšení produktivity se v každém odvětví používají různé stroje a zařízení. Výjimkou není ani údržba a servis silničních vozidel. Zde je základní problematikou zvednutí břemene do požadované výšky pro snadnější přístup k jednotlivým částem vozidla.

První část této práce se věnuje rozdělení a popisu některých používaných zvedacích zařízení pro jednostopá i dvoustopá vozidla. Cílem práce je návrh dílenského zvedacího zařízení pro motocykl se zadanými základními parametry, které jsou popsány v druhé kapitole. Pro návrh plošiny je zvolen nůžkový mechanismus, který je často využívaný ke zvedání různých břemen hlavně z důvodu jednoduchosti a nenáročnosti. Dále se práce zabývá popisem konstrukce. Kapitoly pět a šest se věnují volbě a kontrole součástí zajišťujících správnou funkci plošiny. V závěru se nachází zhodnocení dosažených parametrů.

1 POPIS NĚKTERÝCH DRUHŮ ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ

Dílenské zvedáky a zvedací plošiny jsou používány především pro usnadnění přístupu k potřebným částem automobilu nebo motocyklu. Existuje mnoho druhů těchto zařízení. Následující rozdělení popisuje některé z nich.

1.1 AUTOMOBILOVÉ

Základní automobilové zvedáky z hlediska způsobu zvedání jsou nůžkové a sloupové. Ty se dále dělí podle konstrukce, umístění a způsobu použití.

1.1.1 SLOUPOVÉ

Sloupové zvedáky jsou nejčastěji používané zvedáky v autoservisech. Využívají se jednosloupové, dvousloupové (Obr. 1) a čtyřsloupové. Díky těmto zvedákům je velice dobře přístupný podvozek vozidla. Nicméně dvousloupové a jednosloupové typy nejsou v případě opravy automobilu zcela vyhovující. Sloupy mohou bránit v přístupu ke dveřím. Dále je také nutné správně zvolit umístění zvedacích ramen tak, aby bylo vozidlo stabilní. Mechanismus zvedání je řešen elektro-mechanicky, maticí a pohybovým šroubem poháněným elektromotorem nebo pomocí přímočarého hydromotoru.

Obr. 1 Dvousloupový zvedák [12]

1.1.2 NŮŽKOVÉ

Princip tohoto zvedáku připomíná nůžky. Zpravidla jsou použity plošiny (Obr. 2), na které automobil najede. Z toho důvodu je omezený přístup ke spodní části vozidla. Proto jsou tato zařízení používána převážně v lakovnách, kde v přístupu ke karoserii nebrání sloupy. Zvedání je realizováno pomocí přímočarého hydromotoru.

Obr. 2 Nůžkový automobilový zvedák [13]

1.2 DOSTUPNÉ ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ PRO MOTOCYKLY

Pro motocykly také existuje několik způsobů konstrukce zvedacích zařízení lišících se způsobem použití. Většina je řešena podobně jako pro automobily s rozdílem menších rozměrů a nosností.

1.2.1 STOJAN NA SILNIČNÍ MOTOCYKLY

Už z názvu vyplívá, že se jedná primárně o stojan k parkování motocyklu (Obr. 3), který funguje na principu páky. Může být využíván k jednoduchým servisním úkonům a kontrolám pro motocykly bez hlavního stojanu. U sportovních motocyklů je tento druh stojanu často používaný, ale nehodí se k častějšímu a náročnějšímu servisu.

Obr. 3 Stojan na silniční motocykly [14]

1.2.2 HYDRAULICKÝ POJÍZDNÝ ZVEDÁK

Jednoduchá konstrukce rámu je zvedána hydromotorem, do kterého je pumpován olej pomocí pedálu nebo tyče sloužící také k manipulaci. Zařízení bývá umístěno pod těžiště motocyklu, zpravidla pod motor. Maximální zdvih tohoto typu zvedáku se pohybuje okolo 400 ÷ 450 mm, což je pro občasné používání dostačující. Nevýhodou by mohla být případná nestabilita uložení. Jedná se o jednoduché a efektivní řešení dané problematiky (Obr. 4).

Obr. 4 Pojízdný zvedák [15]

1.2.3 ZVEDACÍ PLOŠINY

Plošiny jsou nejvhodnější pro častý servis všech druhů motocyklů. Plošina je nejčastěji zvedána hydraulicky nebo hydraulicko-pneumaticky pomocí nožního pedálu nebo kompresoru. Dosahuje se zde vyšších zdvihů z důvodu komfortu obsluhy. Mechanismus zvedání je kyvadlový (Obr. 5) nebo nůžkový (Obr. 6). U kyvadlového mechanismu koná plošina kromě vertikálního pohybu také vodorovný. Nájezd bývá umístěn pouze na jedné straně a může být odnímatelný. Na konci druhé strany plošiny se zpravidla nachází jednoduché uchycení předního kola pro zajištění stability motocyklu. Pro další ustavení motocyklu (např. když nemá hlavní stojan) můžeme použít nůžkový zvedák (Obr. 9), který se dá použít i samostatně. Toto zařízení je ovládané pohybovým šroubem.

Obr. 5 Zvedací plošina s kyvadlovým mechanismem [16]

Obr. 6 Zvedací plošina s nůžkovým mechanismem [17]

2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY

Cílem této práce je návrh konstrukce zdvižné plošiny pro servisní práce jednostopých motorových vozidel s následujícími parametry:

výška vysunuté plošiny..... 800 mm

nosnost..... 400 kg

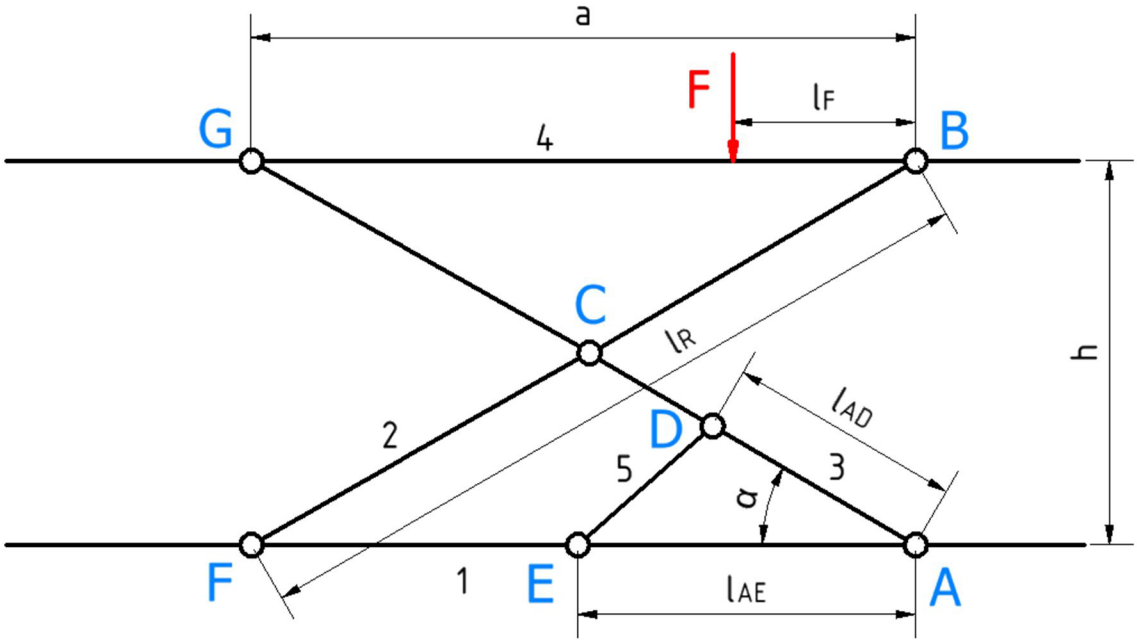
pohon zdvihu ..... hydraulicky

Jako zdvihový mechanismus jsem zvolil jednonůžkový mechanismus zvedaný jedním jednočinným přímočarým hydromotorem. Na obrázku (Obr. 7) je zobrazen výsledný model, vytvořený pomocí programu Autodesk Inventor 2017 [5] od firmy Autodesk [7].

Obr. 7 Model plošiny

3 NÁVRH A STATICKÝ VÝPOČET

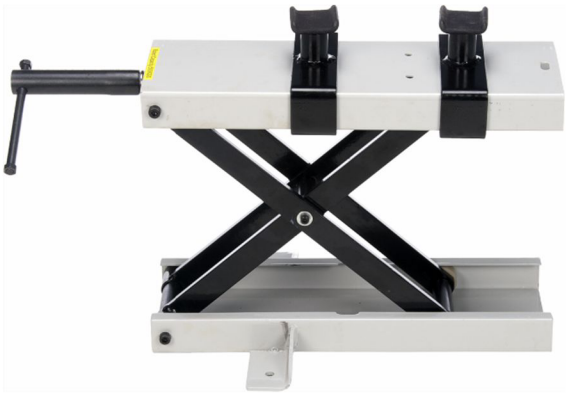
Pro zjednodušení je úloha řešena jako rovinná. Celý výpočet je řešen podle náčrtu (Obr. 8). Hydromotor (těleso č.5) je uložen na jedné straně ve spodním rámu a z druhé strany je upevněn k jednomu z ramen nůžkového mechanismu. Vazby F a G jsou nahrazeny obecnými vazbami, čímž dojde k usnadnění výpočtu při zachování správnosti. Všechna použitá schémata jsou vytvořena pomocí programu AutoCAD 2017 [6] od firmy Autodesk [7].



Obr. 8 Schéma plošiny pro řešení výpočtů

3.1 ZATÍŽENÍ A JEHO UMÍSTĚNÍ

Ze zadání plyne, že maximální zatížení konstrukce může být 400 kg. Z této hmotnosti můžeme spočítat potřebnou sílu. Úloha je řešena jako rovinná, tedy pouze pro jednu stranu nůžek. Proto se počítá se sílou menší, než je maximální. Z důvodu zajištění bezpečnosti volím 80 % ze zátěžné síly celého mechanismu. Síla je umístěna v bodě, okolo kterého bude nejčastěji stát motocykl na centrálním stojanu nebo na zvedacím zařízení (Obr. 9).



Obr. 9 Nůžkový zvedák [18]

Výpočet zatěžující síly:

$$F = 0{,}8 \cdot m \cdot g = 0{,}8 \cdot 400 \cdot 9{,}81 = 3139\ N \quad (1)$$

Kde F je síla působící na mechanismus, m je maximální hmotnost břemene a g je tíhové zrychlení.

3.2 POHYBLIVOST SOUSTAVY

Pro určení pohyblivosti soustavy je použita následující rovnice:

$$i = i_v(n-1) - (\sum \xi_i - \eta) \quad (2)$$

Kde i je počet stupňů volnosti soustavy, i_v je počet stupňů volnosti volného tělesa, n je počet členů soustavy, $\Sigma\xi$ je počet stupňů volnosti odebraných vazbami a η je počet omezených deformačních parametrů.

Soustava se skládá z pěti těles. Vazby A, B, C, D a E jsou rotační. Každá odebírá 2 stupně volnosti. Vazby F a G jsou obecné, každá odebírá 1 stupeň volnosti.

$$i = 3 \cdot (5-1) - (2 \cdot 5 + 1 \cdot 2 - 0) = 0$$

Soustava má 0 stupňů volnosti. Je tedy uložena nepohyblivě.

3.3 UVOLNĚNÍ TĚLES

Tělesa 2 až 5 jsou uvolněna a popsána rovnicemi statické rovnováhy, ze kterých jsou následně vypočítány jednotlivé síly ve vazbách [3, s. 120]. Vzorové výpočty jsou prováděny pro nejnižší polohu plošiny. Neměnné parametry konstrukce jsou popsány v tabulce (Tab. 1).

Tab. 1 Neměnné parametry konstrukce

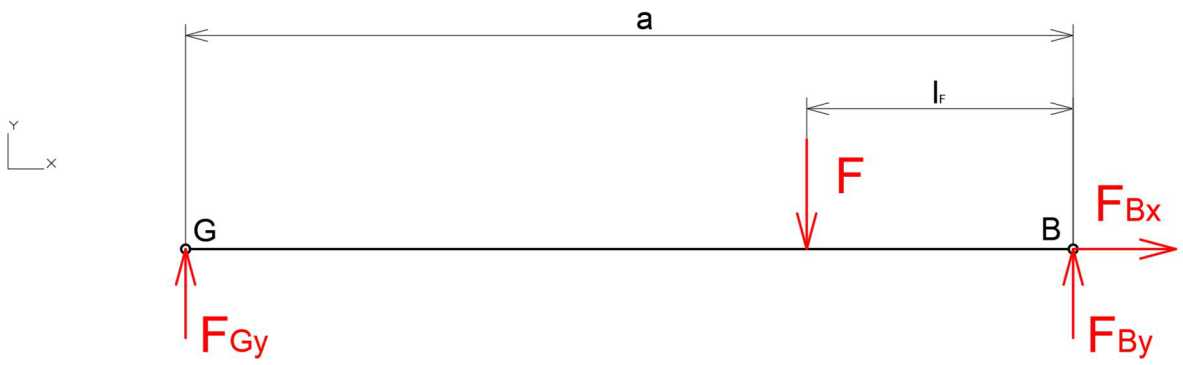
Délka ramen	Vzdálenost bodu A od E	Vzdálenost bodu A od D	Vzdálenost síly F od bodu B
l_R [mm]	l_{AE} [mm]	l_{AD} [mm]	l_F [mm]
1000	440	310	200

Výpočty jsou tedy řešeny pro výšku $h = 100\ mm$. Z toho lze vypočítat úhel α a vzdálenost a.

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{h}{l_R}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{100}{1000}\right) = 5{,}7° \quad (3)$$

$$a = l_R \cdot \cos^{-1}(\alpha) = 1000 \cdot \cos^{-1}(5{,}7) = 995\ mm \quad (4)$$

3.3.1 TĚLESO 4



Obr. 10 Úplné uvolnění tělesa 4

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 4 (Obr. 10) [3, s. 120]:

$$\sum F_x = 0 \qquad F_{Bx} = 0 \tag{5}$$

$$\sum F_y = 0 \qquad F_{By} + F_{Gy} - F = 0 \tag{6}$$

$$\sum M_{zB} = 0 \qquad F \cdot l_F - F_{Gy} \cdot a = 0 \tag{7}$$

Z rovnice (5) plyne:

$$F_{Bx} = 0\ N$$

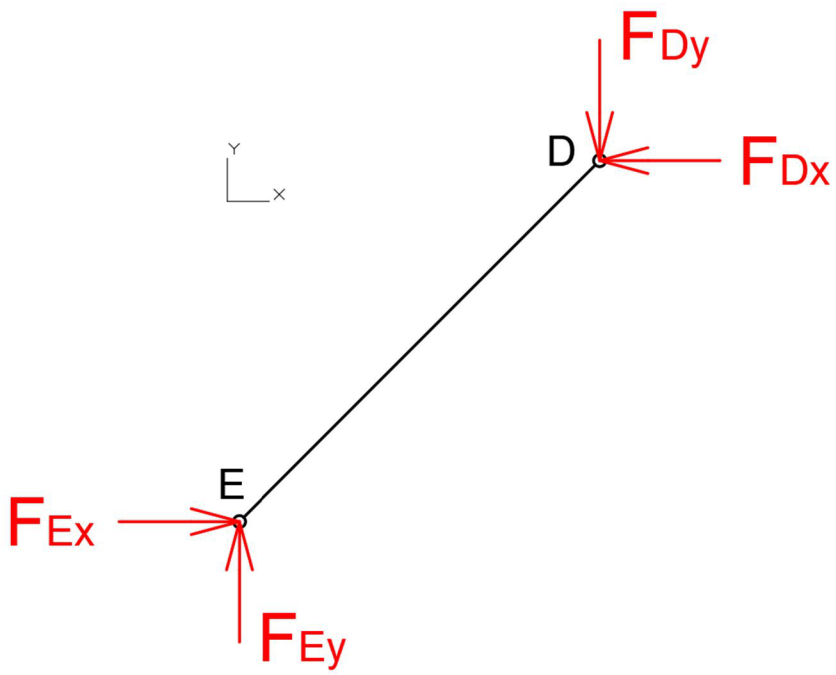
Z rovnice (7) lze vyjádřit sílu F_{Gy}:

$$F_{Gy} = \frac{F \cdot l_F}{a} = \frac{3139 \cdot 200}{995} = 631\ N$$

Z rovnice (6) lze vyjádřit sílu F_{By}:

$$F_{By} = F - F_{Gy} = 3139 - 631 = 2508\ N$$

3.3.2 TĚLESO 5



Obr. 11 Úplné uvolnění tělesa 5

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 5 (Obr. 11):

$$\sum F_x = 0 \qquad F_{Ex} - F_{Dx} = 0 \tag{8}$$

$$\sum F_y = 0 \qquad F_{Ey} - F_{Dy} = 0 \tag{9}$$

$$\sum M_{zE} = 0 \qquad F_{Dx} \cdot l_{AD} \cdot \sin\alpha - F_{Dy} \cdot (l_{AE} - l_{AD} \cdot \cos\alpha) = 0 \tag{10}$$

Z rovnice (10) lze vyjádřit sílu F_{Dx} (F_{Dy} viz rovnice (16)):

$$F_{Dx} = \frac{F_{Dy} \cdot (l_{AE} - l_{AD} \cdot \cos\alpha)}{l_{AD} \cdot \sin\alpha} = \frac{7099 \cdot (440 - 310 \cdot \cos 5{,}7)}{310 \cdot \sin 5{,}7} = 30125\ N$$

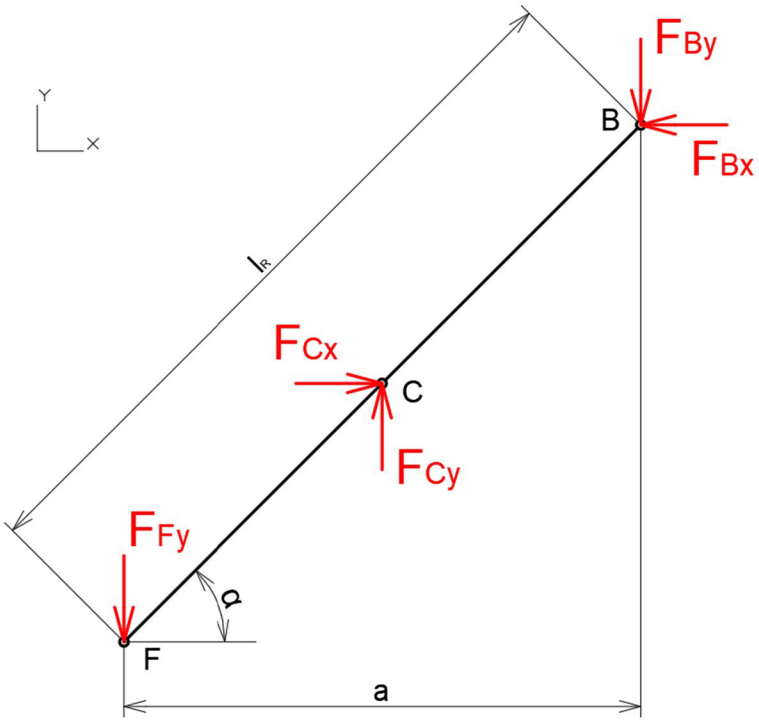
Z rovnice (8) lze vyjádřit sílu F_{Ex}:

$$F_{Ex} = F_{Dx} = 30125\ N$$

Z rovnice (9) lze vyjádřit sílu F_{Ey} (F_{Dy} viz rovnice (16)):

$$F_{Ey} = F_{Dy} = 7099\ N$$

3.3.3 TĚLESO 2



Obr. 12 Úplné uvolnění tělesa 2

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 2 (Obr. 12):

$$\sum F_x = 0 \qquad F_{Cx} - F_{Bx} = 0 \tag{11}$$

$$\sum F_y = 0 \qquad F_{Cy} - F_{By} - F_{Fy} = 0 \tag{12}$$

$$\sum M_{zC} = 0 \qquad F_{Bx} \cdot \left(\frac{l_R}{2}\right) \cdot \sin\alpha - F_{By} \cdot \frac{a}{2} + F_{Fy} \cdot \frac{a}{2} = 0 \tag{13}$$

Z rovnice (11) lze vyjádřit sílu F_{Cx}:

$$F_{Cx} = F_{Bx} = 0\ N$$

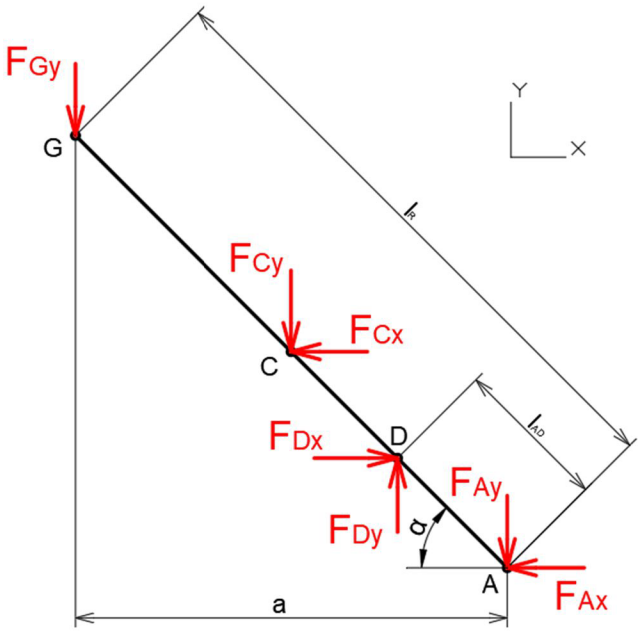
Za předpokladu, že je síla F_{Bx} nulová, lze z rovnice (13) napsat:

$$F_{Fy} = F_{By} = 2508\ N$$

Z rovnice (12) lze vyjádřit sílu F_{Cy}:

$$F_{Cy} = F_{Fy} + F_{By} = 2508 + 2508 = 5016\ N$$

3.3.4 TĚLESO 3



Obr. 13 Úplné uvolnění tělesa 3

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 3 (Obr. 13):

$$\sum F_x = 0 \qquad F_{Dx} - F_{Cx} - F_{Ax} = 0 \tag{14}$$

$$\sum F_y = 0 \qquad F_{Dy} - F_{Ay} - F_{Cy} - F_{Gy} = 0 \tag{15}$$

$$\sum M_{zA} = 0 \qquad F_{Gy} \cdot a + F_{Cx} \cdot \left(\frac{l_R}{2}\right) \cdot \sin\alpha + F_{Cy} \cdot \frac{a}{2} - F_{Dx} \cdot l_{AD} \cdot \sin\alpha - F_{Dy} \cdot l_{AD} \cdot \cos\alpha = 0 \tag{16}$$

Z rovnice (14) lze vyjádřit sílu F_{Ax}:

$$F_{Ax} = F_{Cx} + F_{Dx} = 0 + 30125 = 30125\ N$$

Po dosazení síly F_{Dx} (viz rovnice (10)) do rovnice (16) lze vyjádřit sílu F_{Dy}:

$$F_{Dy} = \frac{F_{Gy} \cdot a + F_{Cx} \cdot \left(\frac{l_R}{2}\right) \cdot \sin\alpha + F_{Cy} \cdot \frac{a}{2}}{l_{AE}}$$

$$F_{Dy} = \frac{631 \cdot 995 + 0 \cdot \left(\frac{1000}{2}\right) \cdot \sin 5{,}7 + 5016 \cdot \frac{1000}{2}}{440} = 7099\ N$$

Z rovnice (15) lze vyjádřit sílu F_{Ay}:

$$F_{Ay} = F_{Dy} - F_{Cy} - F_{Gy} = 7099 - 5016 - 631 = 1451\ N$$

3.3.5 SÍLY PRO DALŠÍ POLOHY PLOŠINY

Síly ve vazbách pro další polohy plošiny jsou zobrazeny v tabulce (Tab. 2). Maximální výška h je pro výpočty volena 750 mm. Výsledná výška však bude z důvodu konstrukce zařízení požadovaných 800 mm.

Tab. 2 Síly ve vazbách

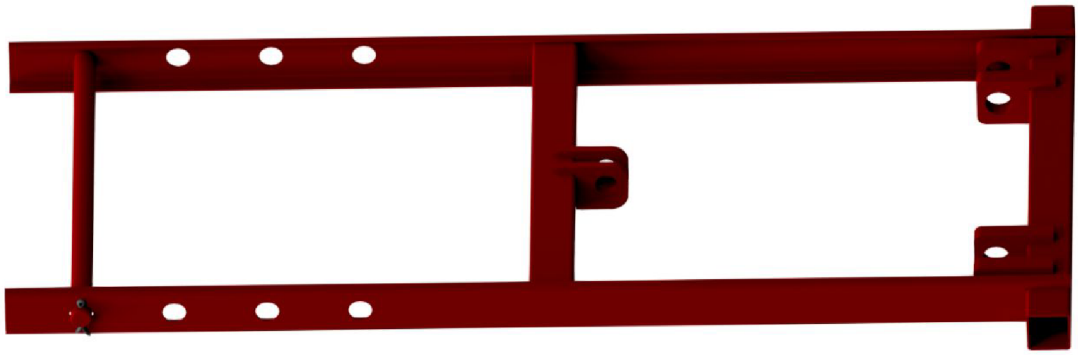
h	F_{ax}	F_{ay}	F_{bx}	F_{by}	F_{cx}	F_{cy}
[mm]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
750	4769	-610	0	2190	0	4380
650	5500	-30	0	2313	0	4626
500	6838	625	0	2414	0	4828
400	8220	946	0	2454	0	4908
300	10559	1186	0	2481	0	4962
200	15363	1353	0	2498	0	4997
100	30125	1451	0	2508	0	5016
F_{dx}	F_{dy}	F_{ex}	F_{ey}	F_{fy}	F_{gy}	
[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	
4769	4719	4769	4719	2190	949	
5500	5422	5500	5422	2313	826	
6838	6179	6838	6179	2414	725	
8220	6539	8220	6539	2454	685	
10559	6806	10559	6806	2481	658	
15363	6990	15363	6990	2498	641	
30125	7099	30125	7099	2508	631	

4 POPIS KONSTRUKCE

V následující kapitole je popsáno konstrukční řešení zvedací plošiny. Při návrhu jednotlivých dílů je dbáno na jejich jednoduchost. Většina dílů je vypálena laserem při použití pouze dvou tlouštěk plechu, což zjednodušuje jejich výrobu. Jako další materiál jsou dále použity profily od firmy EIKA ZNOJMO, a.s. [8].

4.1 SPODNÍ RÁM

Spodní rám (Obr. 14) tvoří dva vodicí plechy tloušťky 3 mm, ohnuty do tvaru „U“, které jsou spojeny dvěma příčkami ze čtvercového jeklu 50x50x3 [9]. Ke středové příčce jsou přivařeny úchyty pro hydromotor. Úchyty ramene, přivařeny ke krajní příčce, jsou z důvodu správného uložení čepu složeny ze dvou výpalků svařených k sobě. Do vodicích plechů jsou vypáleny čtyři díry, do kterých se prostrčí zarážecí čep, který slouží nastavení polohy plošiny. Do této polohy se plošina dostane zvednutím až za požadovaný otvor a následným spuštěním k vloženému čepu. Tento pojistný čep je z jedné strany zajištěn osazením a na druhé straně pak závlačkou. Tyto díly budou s rámem spojeny řetízkem. Jedná se o preventivní opatření, které zamezuje jejich možné ztrátě v prostoru dílny.

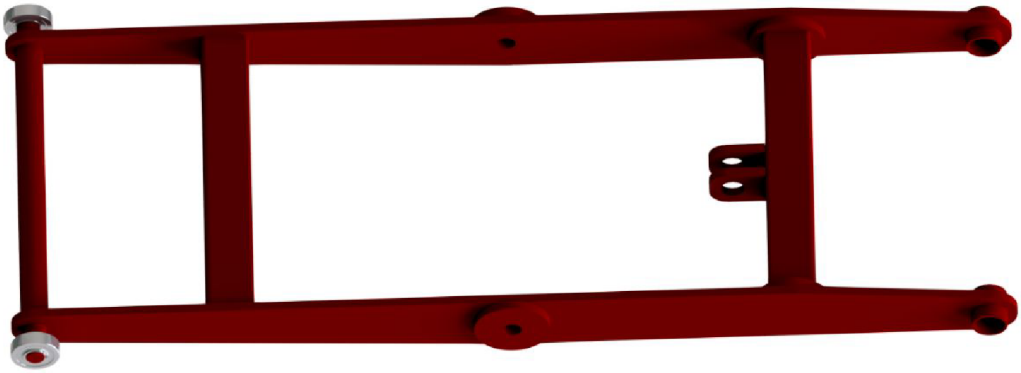


Obr. 14 Spodní rám

4.2 RAMENA

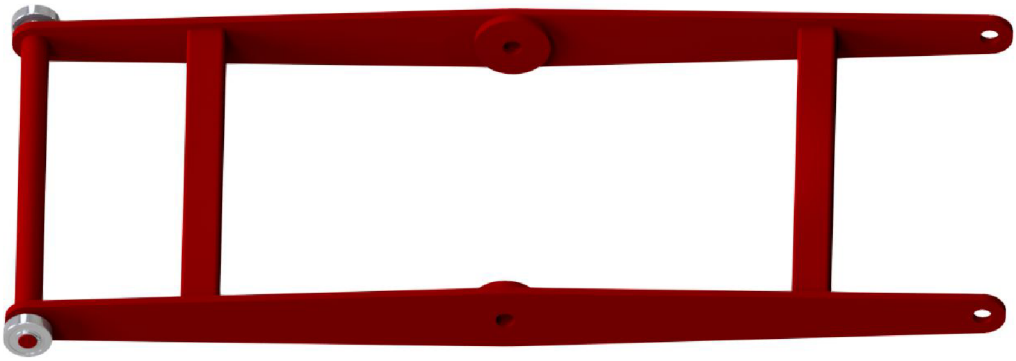
Obě ramena se skládají vždy ze dvou stejných vypálených plechů tloušťky 10 mm, ke kterým je v místě středového čepu přivařena podložka stejné tloušťky pro zvětšení průřezu a vymezení bezpečnostní mezery mezi rameny. Více namáhané rameno, které je spojeno s hydromotorem (Obr. 15), má navařeny tyto podložky také v místě spojení příčkou, na kterou působí hydromotor. Na této příčce jsou umístěny výpalky pro uchycení hydromotoru. Z důvodu

eliminace stykového tlaku v místě spojení ramena se spodním rámem je uložení čepu řešeno přivařením trubky o průměru 38 mm s tloušťkou stěny 2,6 mm [10].



Obr. 15 Vnitřní rameno

Na druhé rameno (Obr. 16) působí menší síly. Z toho důvodu není třeba pro zajištění správné funkce čepu ve spojení s horním rámem zvětšovat tloušťku ramene.



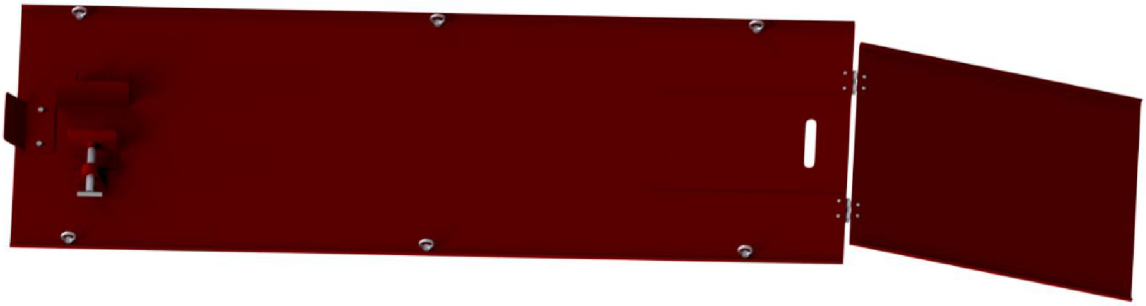
Obr. 16 Vnější rameno

Pro umožnění posuvu ramen ve vedení jsou zvoleny vačkové kladky 3612404 R [11] o vnějším průměru 52 mm a statické únosnosti 5,5 kN od firmy SKF, a.s. Tyto kladky jsou na čepu zajištěny pojistným kroužkem. Distančním kroužkem je potom vymezena vzdálenost od ramene.

4.3 HORNÍ ČÁST

Základem horní části (Obr. 17, Obr. 18) je rám a deska k němu přivařená. Rám je svařenec z profilů čtvercového průřezu 40x40x3 [9], ke kterému jsou opět navařeny držáky ramene a vodicí plechy. Deska je vypálena z plechu tloušťky 3 mm a následně ohnuta do požadovaného tvaru. V zadní části desky je otvor s odnímatelným krytem sloužící pro montáž a demontáž zadního kola. Na čelní stranu plošiny je přišroubována zarážka a svírací zařízení pro zajištění předního kola motocyklu. Po obou podélných stranách plošiny se nacházejí ocelová oka, která

slouží k přikurtování potřebné části motocyklu. Například při servisu předních tlumičů je potřeba přitáhnout zadní část stroje k plošině, abychom odlehčili přední kolo.



Obr. 17 Horní část – pohled 1

Nájezdová rampa je také vyrobena z plechu tloušťky 3 mm a vyztužena jednoduchým rámem z profilu čtvercového průřezu 30x30x3 [9]. Pro větší komfort obsluhy je rampa díky použití rozebíratelných pantů odnímatelná.

Obr. 18 Horní část – pohled 2

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

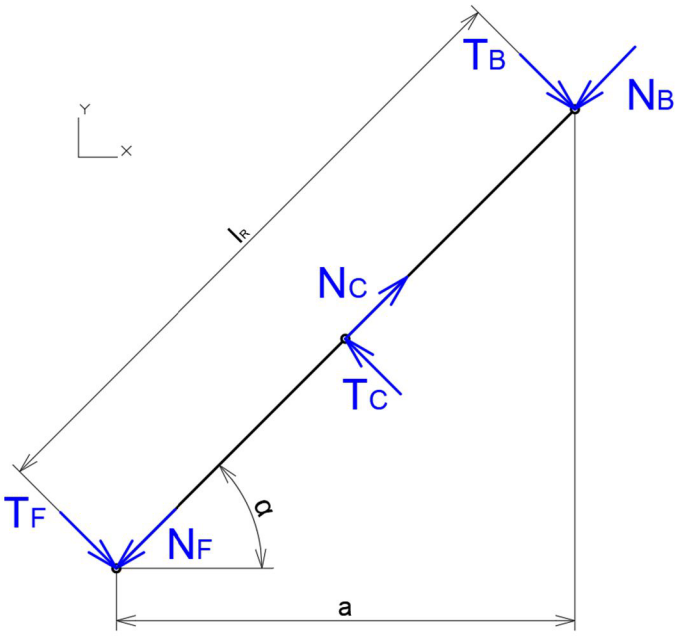
Hlavní částí nůžkového mechanismu jsou ramena, která musí být zkontrolována vzhledem k dovolenému ohybovému napětí pro daný materiál. Další prvky, které musejí být zvoleny podle pevnostních výpočtů, jsou čepy ve vazbách.

5.1 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY RAMEN

Pro ověření pevnosti ramen je třeba znát výsledné vnitřní účinky (dále jen VVÚ), které v nich působí. Ke zjištění VVÚ je třeba znát normálové a tečné složky sil ve vazbách. Z tabulky (Tab. 2) plyne, že největší síly na mechanismus působí ve výšce 100 mm. Proto jsou kontrolní výpočty provedeny právě pro tuto polohu.

5.1.1 VVÚ TĚLESA 2

Síly ve vazbách vypočítané v kapitole 3.3 je třeba přepočítat na tečnou a normálovou složku podle nákresu (Obr. 19).



Obr. 19 Zatížení tělesa 2

$$T_{B2} = F_{By} \cdot \cos\alpha = 2508 \cdot \cos 5{,}7 = 2496\ N \tag{17}$$

$$N_{B2} = F_{By} \cdot \sin\alpha = 2508 \cdot \sin 5{,}7 = 249\ N \tag{18}$$

$$T_{C2} = F_{Cy} \cdot \cos\alpha = 5016 \cdot \cos 5{,}7 = 4992\ N \tag{19}$$

$$N_{C2} = F_{Cy} \cdot \sin\alpha = 5016 \cdot \sin 5{,}7 = 498\ N \tag{20}$$

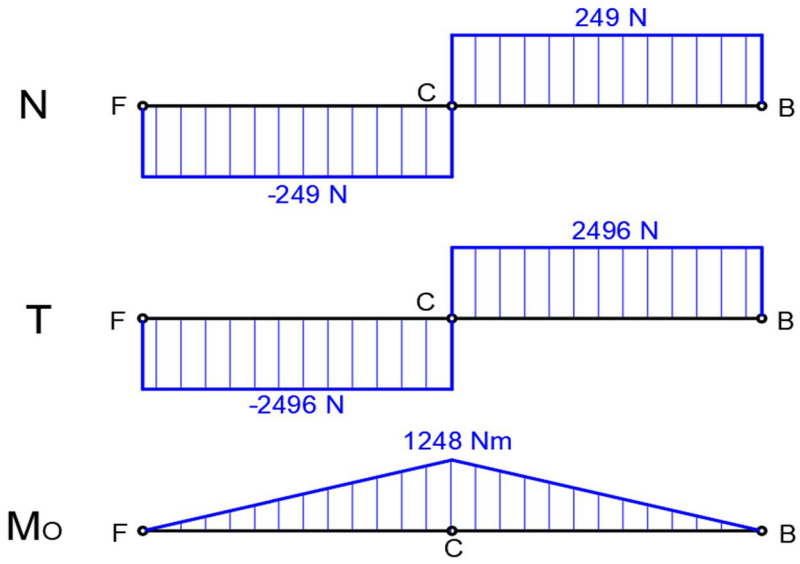
$$T_{F2} = F_{Fy} \cdot \cos\alpha = 2508 \cdot \cos 5{,}7 = 2496\ N \tag{21}$$

$$N_{F2} = F_{Fy} \cdot \sin\alpha = 2508 \cdot \sin 5{,}7 = 249\ N \tag{22}$$

Z velikosti a orientace tečných sil plyne, že největší ohybový moment bude v bodě C.

$$M_{o2max} = T_B \cdot \frac{l_R}{2} = 2496 \cdot \frac{1}{2} = 1248\ N \cdot m \tag{23}$$

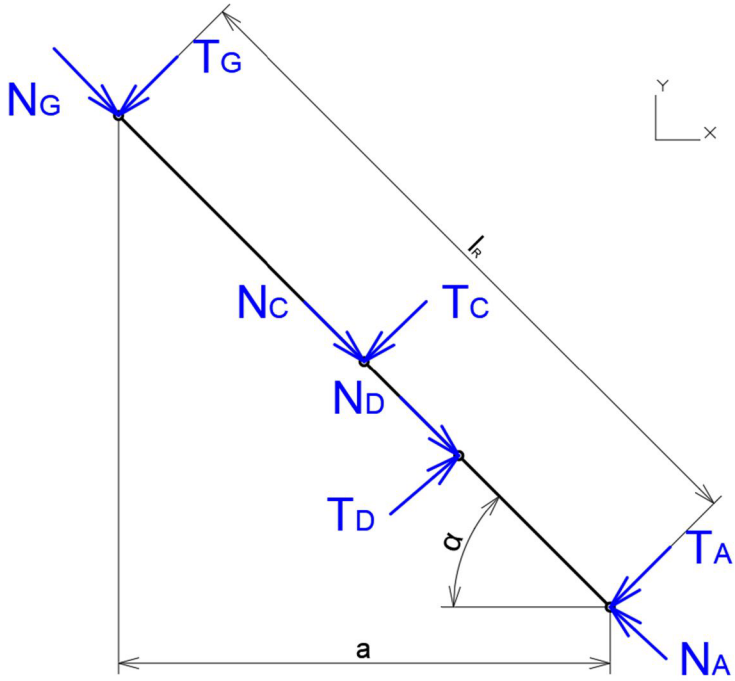
Výsledné hodnoty slouží k zobrazení VVÚ (Obr. 20).



Obr. 20 VVÚ tělesa 2

5.1.2 VVÚ TĚLESA 3

Síly ve vazbách vypočítané v kapitole 3.3 je třeba přepočítat na tečnou a normálovou složku podle nákresu (Obr. 21).



Obr. 21 Zatížení tělesa 3

$$T_{G3} = F_{Gy} \cdot \cos\alpha = 631 \cdot \cos 5{,}7 = 628\ N \tag{24}$$

$$N_{G3} = F_{Gy} \cdot \sin\alpha = 631 \cdot \sin 5{,}7 = 63\ N \tag{25}$$

$$T_{C3} = F_{Cy} \cdot \cos\alpha = 5016 \cdot \cos 5{,}7 = 4992\ N \tag{26}$$

$$N_{C3} = F_{Cy} \cdot \sin\alpha = 5016 \cdot \sin 5{,}7 = 498\ N \tag{27}$$

$$N_{D3} = F_{Dx} \cdot \cos\alpha - F_{Dy} \cdot \sin\alpha$$
$$N_{D3} = 30125 \cdot \cos 5{,}7 - 7099 \cdot \sin 5{,}7 = 29473\ N \tag{28}$$

$$T_{D3} = F_{Dx} \cdot \sin\alpha + F_{Dy} \cdot \cos\alpha$$
$$T_{D3} = 30125 \cdot \sin 5{,}7 - 7099 \cdot \cos 5{,}7 = 10076\ N \tag{29}$$

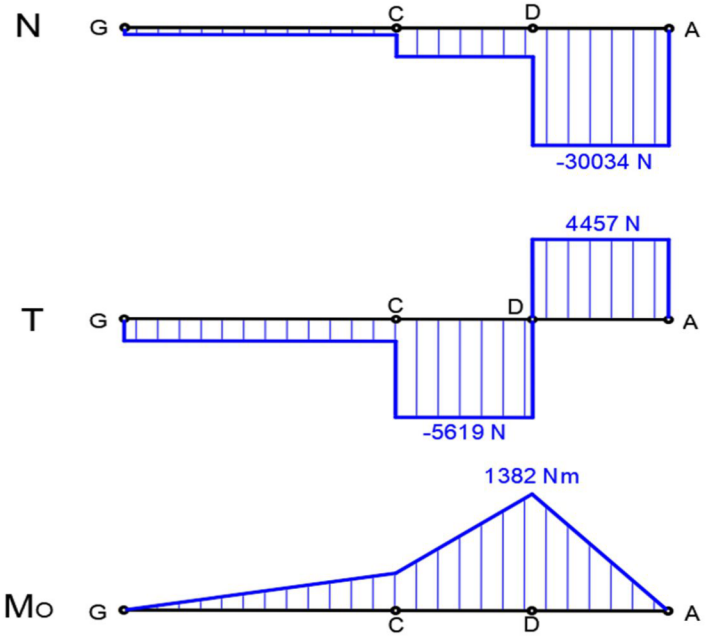
$$T_{A3} = F_{Ax} \cdot \sin\alpha + F_{Ay} \cdot \cos\alpha$$
$$T_{A3} = 30125 \cdot \sin 5{,}7 - 1451 \cdot \cos 5{,}7 = 4457\ N \tag{30}$$

$$N_{A3} = F_{Ax} \cdot \cos\alpha - F_{Ay} \cdot \sin\alpha$$
$$N_{A3} = 30125 \cdot \cos 5{,}7 - 1451 \cdot \sin 5{,}7 = 30034\ N \tag{31}$$

Z velikosti a orientace tečných sil plyne, že největší ohybový moment bude v bodě D.

$$M_{o3max} = T_{A3} \cdot l_{AD} = 4457 \cdot 0{,}31 = 1382\ N \cdot m \tag{32}$$

Výsledné hodnoty slouží k zobrazení VVÚ (Obr. 22).



Obr. 22 VVÚ tělesa 3

5.2 KONTROLA NAMÁHÁNÍ NA OHYB TĚLESA 2 A 3

Ramena nůžkového mechanismu jsou vypálena z plechu tloušťky $t = 10$ mm a materiálu 11 500. V kritických místech (bod C a D) jsou k výpalku přivařeny podložky o stejné tloušťce. Tyto podložky slouží také k vytvoření mezery mezi rameny, čímž je dosáhnuto vyšší bezpečnosti při obsluze plošiny.

V nebezpečných místech C a D jsou tedy následující rozměry:

$$b = 2 \cdot t = 2 \cdot 10 = 20\ mm$$

$$h_R = 80\ mm$$

Kde b je šířka kontrolovaného průřezu a h_R je zvolená výška průřezu ramen.

Napětí způsobené ohybovým momentem je vypočítáno podle rovnice (33)[3, (4-28)] a následně porovnáno s dovoleným napětím σ_{DR}.

$$\sigma_o = \frac{\alpha_v \cdot M_o}{W_o} \tag{33}$$

Kde α_v je součinitel vrubu, Mo je ohybový moment a Wo je modul průřezu v ohybu. [3, (4-28), Tab. A-18]

$$W_o = \frac{b \cdot h_R^2}{6} = \frac{20 \cdot 80^2}{6} = 21333\ mm^3 \tag{34}$$

Ze strojnických tabulek je odečten odpovídající součinitel vrubu $\alpha_v = 1{,}5$ [2, s. 51]. Za ohybový moment je dosazen maximální ohybový moment pro dané těleso. Dovolené ohybové napětí pro materiál 11 500 při míjivém zatížení je 100 ÷ 150 MPa, uvažujeme $\sigma_{DR} = 100$ MPa [2, s. 54].

Pro těleso 2:

$$\sigma_{o2} = \frac{\alpha_v \cdot M_{o2max}}{W_o} = \frac{1{,}5 \cdot 1248}{21{,}33 \cdot 10^{-6}} = 87{,}7\ MPa \tag{35}$$

$$\sigma_{o2} \leq \sigma_{DR} = 100\ MPa \tag{36}$$

Pro těleso 3:

$$\sigma_{o3} = \frac{\alpha_v \cdot M_{o3max}}{W_o} = \frac{1{,}5 \cdot 1382}{21{,}33 \cdot 10^{-6}} = 97{,}1\ MPa \tag{37}$$

$$\sigma_{o3} \leq \sigma_{DR} = 100\ MPa \tag{38}$$

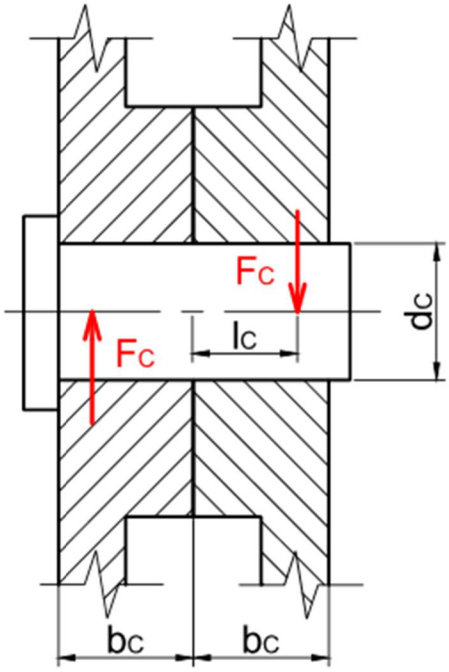
Materiál i rozměry obou ramen vyhovují dovolenému ohybovému napětí.

5.3 VOLBA A KONTROLA ČEPŮ

Čepy jsou voleny a kontrolovány podle jejich funkce a umístění. Všechny čepy jsou vyrobeny z konstrukční ocele 11 600.

5.3.1 Čep C

Dovolené ohybové napětí pro materiál 11 600 při míjivém zatížení je 125 ÷ 180 MPa, uvažujeme σ_{DC} = 125 MPa [2, s. 54].



Obr. 23 Čep C

Síla působící na čep C:

$$F_C = \sqrt{{F_{Cx}}^2 + {F_{Cy}}^2} = \sqrt{0^2 + 5016^2} = 5016\ N \tag{39}$$

$l_C = 15\ mm$

$b_C = 20\ mm$

Kde l_c je rameno ohybového momentu a b_c je šířka uložení v rameni (Obr. 23).

Ohybový moment působící na čep C:

$$M_{oC} = F_C \cdot l_C = 5016 \cdot 15 = 75240\ N \cdot mm \tag{40}$$

Minimální průměr čepu lze zjistit dosazením dovoleného napětí do upravené rovnice pro výpočet ohybového napětí.

$$\sigma_{DC} = \frac{M_{oC} \cdot 32}{\pi \cdot {d_{Cm}}^3} \tag{41}$$

Kde d_{Cm} je minimální průměr čepu C.

Po úpravě:

$$d_{Cm} = \sqrt[3]{\frac{M_{oC} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{DC}}} = \sqrt[3]{\frac{75240 \cdot 32}{\pi \cdot 125}} = 18{,}3\ mm$$

Zvolený průměr čepu C:

$$d_C = 20\ mm$$

Při kontrole na střih je porovnáváno výsledné střihové napětí s dovoleným střihovým napětím při míjivém zatížení. Z rozsahu 65 ÷ 105 MPa je zvoleno napětí τ_{DC} = 65 MPa. [2, s. 55][3, (8-50)]

$$\tau_C = \frac{4 \cdot F_C}{\pi \cdot {d_C}^2} = \frac{4 \cdot 5016}{\pi \cdot 20^2} = 15{,}97\ MPa \tag{42}$$

$$\tau_C \leq \tau_{DC} = 65\ MPa \tag{43}$$

Pro zajištění pohyblivosti čepu je provedena kontrola otlačení vzhledem k dovolenému stykovému tlaku při míjivém zatížení p_{DC} = 24 MPa.[1, s. 171, Tab. 1.45][3, (8-52)]

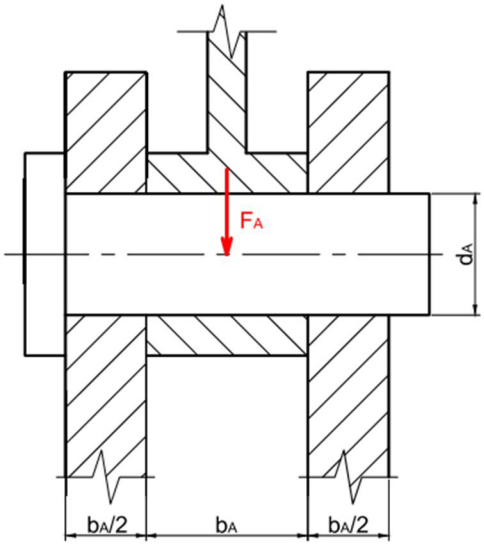
$$p_C = \frac{F_C}{b_C \cdot d_C} = \frac{5016}{20 \cdot 20} = 12{,}54\ MPa \tag{44}$$

$$p_C \leq p_{DC} = 24\ MPa \tag{45}$$

Zvolený průměr čepu vyhovuje požadavkům.

5.3.2 Čep A

Průměr čepu A (Obr. 24) je volen z rovnice pro napětí ve střihu (47). Následně je čep zkontrolován na otlačení. Dovolené smykové napětí i stykový tlak jsou stejné jako pro čep C (viz 5.3.1).



Obr. 24 Čep A

$b_A = 40\ mm$

Kde b_A je šířka uložení čepu A.

Síla působící na čep A:

$$F_A = \sqrt{{F_{Ax}}^2 + {F_{Ay}}^2} = \sqrt{30125^2 + 1451^2} = 30363\ N \tag{46}$$

Volba průměru:

$$\tau_{DC} = \frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot {d_{Am}}^2} \tag{47}$$

Po úpravě:

$$d_{Am} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot \tau_{DC}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 30363}{\pi \cdot 65}} = 17{,}97\ mm$$

Zvolený průměr čepu A:

$d_A = 32{,}8\ mm$

Kontrola na otlačení:

$$p_A = \frac{F_A}{b_A \cdot d_A} = \frac{30363}{40 \cdot 32{,}8} = 23{,}14\ MPa \tag{48}$$

$$p_A \leq p_{DC} = 24\ MPa \tag{49}$$

Zvolený průměr čepu vyhovuje požadavkům.

5.3.3 Čep B

Čep B je zvolen a zkontrolován podle stejného postupu jako čep A (viz 5.3.2).

$$b_B = 10\ mm$$

Kde b_B je šířka uložení čepu B.

Síla působící na čep B:

$$F_B = \sqrt{{F_{Bx}}^2 + {F_{By}}^2} = \sqrt{0^2 + 2508^2} = 2508\ N \tag{50}$$

Volba průměru:

$$\tau_{DC} = \frac{2 \cdot F_B}{\pi \cdot {d_{Bm}}^2} \tag{51}$$

Po úpravě:

$$d_{Bm} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_B}{\pi \cdot \tau_{DC}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2508}{\pi \cdot 65}} = 4{,}96\ mm$$

Zvolený průměr čepu B:

$$d_B = 20\ mm$$

Kontrola na otlačení:

$$p_B = \frac{F_B}{b_B \cdot d_B} = \frac{2508}{10 \cdot 20} = 3{,}99\ MPa \tag{52}$$

$$p_B \leq p_{DC} = 24\ MPa \tag{53}$$

Zvolený průměr čepu vyhovuje požadavkům.

5.3.4 Čepy D a E

Průměry těchto čepů jsou dány průměry ok zvoleného hydromotoru (Tab. 3). Oka hydromotoru mají svá ložiska, proto jsou čepy počítány jako nepohyblivé a kontrolovány na střih. Dovolené střihové napětí má rozsah 105 ÷ 145 MPa [2, s. 55]. Zvoleno τ_{DD} = 105 MPa.

Velikosti sil působící na čepy se rovnají.

$$F_D = F_E = \sqrt{{F_{Dx}}^2 + {F_{Dy}}^2} = \sqrt{30125^2 + 7099^2} = 31148\ N \quad (54)$$

$d_1 = 25\ mm$

Kde d_1 je průměr čepů hydromotoru.

Kontrola na střih:

$$\tau_D = \tau_E = \frac{2 \cdot F_D}{\pi \cdot {d_1}^2} = \frac{2 \cdot F_D}{\pi \cdot 25^2} = 31{,}73\ MPa \quad (55)$$

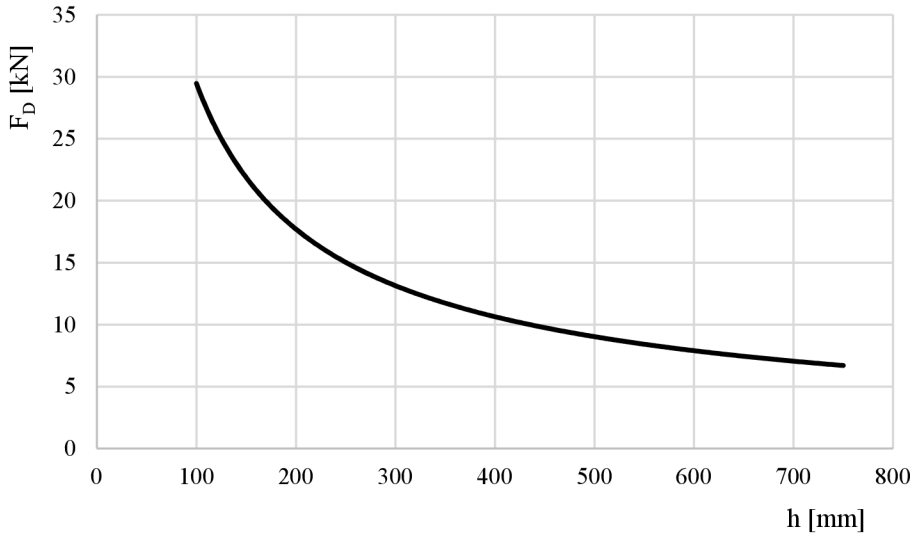
$$\tau_D = \tau_E \leq \tau_{DD} = 105\ MPa \quad (56)$$

Čepy vyhovují požadavkům.

6 VOLBA HYDROMOTORU

Podle zadání má být plošina zvedána hydraulicky. Ke zvedání je tedy použit jednočinný přímočarý hydromotor ZH-PL1 (Obr. 26) od firmy Hydraulics s.r.o. Tyto hydromotory pracují s jmenovitým tlakem p_{jm} = 20 MPa. [4]

Na hydromotor působí síla F_D. Z grafu (Obr. 25) plyne, že největší síla působí v dolní poloze plošiny.



Obr. 25 Graf závislosti síly F_D na vzdálenosti h

Průměr pístu hydromotoru je tedy stanoven pomocí jmenovitého tlaku a největší síly, která zde působí.

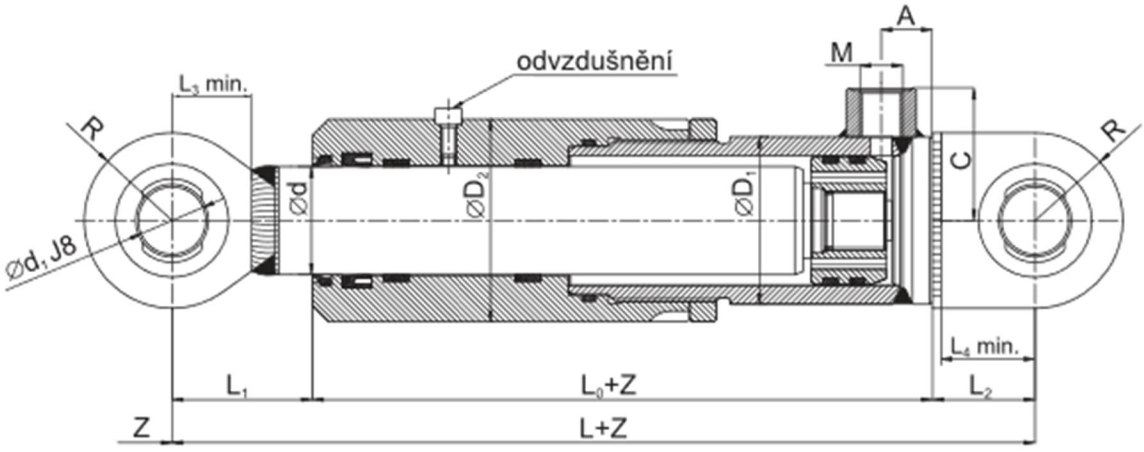
$$p_{jm} = \frac{F_D}{S} = \frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot {d_{min}}^2} \tag{57}$$

Po úpravě:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot p_{jm}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 31148}{\pi \cdot 20}} = 44{,}5\ mm$$

Kde d_{min} je minimální průměr pístu hydromotoru a S je plocha pístu hydromotoru.

Průměr pístu hydromotoru je zvolen $d = 45$ mm.



Obr. 26 Jednočinný hydromotor [19]

Tab. 3 Rozměry hydromotoru [4]

	d	*D1*	*D2*	*d1*	*L*	*L0*	*L1*	*L2*	*R*
[mm]	45	62	77	25	190	100	52	38	32,5

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce byl návrh dílenského zvedacího zařízení pro motocykl.

V rešeršní části jsou popsány vybrané druhy zvedáků pro automobily a dostupná zařízení pro zvedání jednostopých vozidel. Jsou zde také uvedeny výhody a nevýhody jejich použití.

Ke zdvihu plošiny je využito nůžkového mechanismu, jehož potřebné parametry jsou získány ze statického výpočtu. Sestava je počítána jako rovinná. Z výsledků vyplývá, že největší zatížení nastane v nejnižší poloze.

Dále je popsána konstrukce plošiny, která se dělí na spodní rám, ramena a horní část konstrukce. Hlavní části jsou většinou svařeny z výpalků nebo dalšího hutního materiálu. Podle potřeby jsou také zvolena pojezdová kolečka ramen.

V páté kapitole jsou zkontrolována na ohyb tělesa 2 a 3 (ramena). Dalšími kontrolovanými díly jsou čepy. Kontrola je provedena na ohyb, střih (smyk) a otlačení. Všechny vypočítané hodnoty s použitím zvolených materiálů a rozměrů součástí vyhovují dovoleným hodnotám.

Poslední kapitola se věnuje výběru jednočinného přímočarého hydromotoru použitého k pohonu zvedací plošiny.

Výsledná nejvyšší poloha odměřená z modelu plošiny je požadovaných 800 mm. Nejnižší poloha je 200 mm od podlahy.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] KŘÍŽ, Rudolf, Pavel VÁVRA a Jindřich HERBRYCH. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích. 5. svazek, O - Technika konstruování. P - Technická dokumentace. R - Části strojů a převody (1. část)*. Praha: Scientia, 1994, 241 s. ISBN 80-85827-59-X.

[2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

[3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

[4] Přímočaré hydromotory série ZH-PL1. In: *HYDRAULICS s.r.o.* [online]. Emersion Software, c2017 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/zh-pl1.pdf

[5] Inventor. *Autodesk* [online]. Autodesk, c2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.autodesk.cz/products/inventor/overview

[6] AutoCAD. *Autodesk* [online]. Autodesk, c2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.autodesk.cz/products/autocad/overview

[7] *Autodesk* [online]. Autodesk, c2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.autodesk.cz/

[8] *Eika* [online]. VIZUS, c2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.eika.cz/

[9] Jekly čtvercové a jekly obdélníkové. *Eika* [online]. VIZUS, c2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.eika.cz/hutni-material/jekly-ctvercove-a-jekly-obdelnikove/

[10] Trubky různých profilů a tlouštěk. *Eika* [online]. VIZUS, c2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.eika.cz/hutni-material/trubky-ruznych-profilu-a-tloustek/

[11] Vačkové kladky. *SKF* [online]. Göteborg: SKF, c2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-rollers/cam-rollers/cam-rollers-pt/index.html?designation=361204%20R&unit=metricUnit

[12] Dvousloupový zvedák. In: *Golemtech* [online]. c2019 [cit. 2019-03-13]. Dostupné z: https://www.golemtech.cz/585-large_default/dvousloupovy-hydraulicky-zvedak-4000-kg.jpg

[13] Nůžkový automobilový zvedák. In: *Autotech Chotěboř* [online]. c2013 [cit. 2019-03-13]. Dostupné z: https://www.autotech-chotebor.cz/images/product/52fb253ddd49a.JPG

[14] Stojan na silniční motocykly. In: *MojeDílna.cz* [online]. 2019 [cit. 2019-03-13]. Dostupné z: https://www.mojedilna.cz/data/imgauto/2/0/stojan-na-silnicni-motocykly-motostojan-zadni-nosnost-250-kg-geko-g02166-1.jpg

[15] Pojízdný zvedák. In: *DOMATECH.CZ s.r.o.* [online]. 2019 [cit. 2019-03-13]. Dostupné z: https://www.domacitechnika.cz/datazbozi/g/genborx-paralelogramovy-hydraulicky-pojizdny-zvedak-pro-motocykly-zd05157-f1.jpg

[16] Zvedací plošina s kyvadlovým mechanismem. In: *MojeDílna.cz* [online]. 2019 [cit. 2019-03-13]. Dostupné z: https://www.mojedilna.cz/data/imgauto/2/0/_vyr_1415moto_sd1005.jpg

[17] Zvedací plošina s nůžkovým mechanismem. In: *MojeDílna.cz* [online]. 2019 [cit. 2019-03-13]. Dostupné z: https://www.mojedilna.cz/data/imgauto/2/0/_vyr_1031SD1008A--profiobchod.jpg

[18] Nůžkový zvedák. In: *Uni-max* [online]. Giant, c2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://img2.azureedge.net/thumbnails/p/28b6363c-287d-4c6b-91c5-d2e8f5644d7c/_h800px_w1200px

[19] Jednočinný hydromotor. In: HYDRAULICS s.r.o. [online]. Emersion Software, c2017 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/zh-pl1.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Vzdálenost bodu B od G
b	[mm]	Šířka průřezu
b_A	[mm]	Šířka uložení čepu A
b_C	[mm]	Šířka uložení v rameni
b_B	[mm]	Šířka uložení čepu B
d_1	[mm]	Průměr čepů hydromotoru
d_A	[mm]	Průměr čepu A
d_{Am}	[mm]	Minimální průměr čepu A
d_B	[mm]	Průměr čepu B
d_{Bm}	[mm]	Minimální průměr čepu B
d_{Cm}	[mm]	Minimální průměr čepu C
d_C	[mm]	Průměr čepu C
d_{min}	[mm]	Minimální průměr pístu hydromotoru
d	[mm]	Průměr pístu hydromotoru
h	[mm]	Výška plošiny
h_R	[mm]	Výška průřezu ramen
F	[N]	Síla působící na mechanismus
F_A	[N]	Síla působící v bodě A
F_{Ax}	[N]	Síla působící v bodě A ve směru osy x
F_{Ay}	[N]	Síla působící v bodě A ve směru osy y
F_B	[N]	Síla působící v bodě B
F_{Bx}	[N]	Síla působící v bodě B ve směru osy x
F_{By}	[N]	Síla působící v bodě B ve směru osy y
F_C	[N]	Síla působící v bodě C
F_{Cx}	[N]	Síla působící v bodě C ve směru osy x
F_{Cy}	[N]	Síla působící v bodě C ve směru osy y
F_D	[N]	Síla působící v bodě D
F_{Dx}	[N]	Síla působící v bodě D ve směru osy x
F_{Dy}	[N]	Síla působící v bodě D ve směru osy y
F_E	[N]	Síla působící v bodě E
F_{Ex}	[N]	Síla působící v bodě E ve směru osy x
F_{Ey}	[N]	Síla působící v bodě E ve směru osy y

F_{Fy}	[N]	Síla působící v bodě F ve směru osy y
F_{Gy}	[N]	Síla působící v bodě G ve směru osy y
T_{A3}	[N]	Tečná síla v bodě A pro těleso 3
T_{B2}	[N]	Tečná síla v bodě B pro těleso 2
T_{C2}	[N]	Tečná síla v bodě C pro těleso 2
T_{F2}	[N]	Tečná síla v bodě F pro těleso 2
T_{C3}	[N]	Tečná síla v bodě C pro těleso 3
T_{D3}	[N]	Tečná síla v bodě D pro těleso 3
T_{G3}	[N]	Tečná síla v bodě G pro těleso 3
N_{A3}	[N]	Normálová síla v bodě A pro těleso 3
N_{C3}	[N]	Normálová síla v bodě C pro těleso 3
N_{D3}	[N]	Normálová síla v bodě D pro těleso 3
N_{G3}	[N]	Normálová síla v bodě G pro těleso 3
N_{C2}	[N]	Normálová síla v bodě C pro těleso 2
N_{F2}	[N]	Normálová síla v bodě F pro těleso 2
N_{B2}	[N]	Normálová síla v bodě B pro těleso 2
p_{DC}	[MPa]	Dovolený stykový tlak pro čep C
p_C	[MPa]	Stykový tlak pro čep C
p_A	[MPa]	Stykový tlak pro čep A
p_B	[MPa]	Stykový tlak pro čep B
p_{jm}	[MPa]	Jmenovitý tlak hydromotoru
g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení
i	[–]	Počet stupňů volnosti soustavy
iv	[–]	Počet stupňů volnosti volného tělesa
l_{AD}	[mm]	Vzdálenost bodu A od D
l_{AE}	[mm]	Vzdálenost bodu A od E
l_F	[mm]	Vzdálenost síly F od bodu B
l_R	[mm]	Délka ramen
l_C	[mm]	Rameno ohybového momentu
m	[kg]	Maximální hmotnost břemene
M_{zA}	[N·mm]	Moment k bodu A
M_{zB}	[N·mm]	Moment k bodu B
M_{zC}	[N·mm]	Moment k bodu C

M_{zE}	[N·mm]	Moment k bodu E
M_{o2max}	[N·m]	Maximální ohybový moment tělesa 2
M_{o3max}	[N·m]	Maximální ohybový moment tělesa 3
M_o	[N·m]	Ohybový moment
M_{oC}	[N·mm]	Ohybový moment působící na čep C
S	[mm^2]	Plocha pístu hydromotoru
W_o	[mm^3]	Modul průřezu v ohybu
n	[–]	Počet členů soustavy
α	[°]	Úhel mezi základním rámem a ramenem
α_v	[–]	Součinitel vrubu
σ_{DR}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí pro ramena
σ_{DC}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí pro čep C
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{o2}	[MPa]	Ohybové napětí pro těleso 2
σ_{o3}	[MPa]	Ohybové napětí pro těleso 3
τ_{DC}	[MPa]	Dovolené střihové napětí pro čep C
τ_{DD}	[MPa]	Dovolené střihové napětí pro čep D
τ_C	[MPa]	Střihové napětí pro čep C
τ_D	[MPa]	Střihové napětí pro čep D
τ_E	[MPa]	Střihové napětí pro čep E
η	[–]	Počet omezených deformačních parametrů
$\Sigma\xi$	[–]	Počet stupňů volnosti odebraných vazbami

SEZNAM PŘÍLOH

ZVEDACÍ PLOŠINA	ZP-01/00
SPODNÍ RÁM	ZP-02/00
VNITŘNÍ RAMENO	ZP-03/00
VNĚJŠÍ RAMENO	ZP-04/00
DESKA	ZP-05/00
KRYT	ZP-06/00
NÁJEZDOVÁ RAMPA	ZP-07/00