



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

MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ PRO MOTOCYKLY

HANDLING EQUIPMENT FOR A MOTORCYCLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Šoulák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Vojtěch Šoulák
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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:

Manipulační zařízení pro motocykly

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zvedacího opravárenského zařízení pro zdvih motocyklu. Zvedák je stabilní zařízení pevně spojené s podlahou dílny. Obsluha zvedáku motocyklu má možnost po bezpečnostním zajištění přistupovat k opravovaným motocyklům okolo zvedáku bez omezení po rovné podlaze.

Technické parametry a požadavky:

Nosnost zvedáku 350 kg.

Minimální zdvih 900 mm.

Pohon zdvihu dle vlastního výběru.

Rozměrové parametry zvedáku dle typů opravovaných motocyklů.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor zvedáků pro motocykly požadované hmotnostní kategorie.

Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky.

Koncepční návrh zvedáku.

Rozměrové a funkční výpočty.

Upřesnění konstrukce zvedáku a návrh komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy zvedáku.

Podsestava rámu zvedáku.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

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

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

ČSN EN 1493+A1:2010. Zvedáky vozidel, vyd. Praha: ÚNMZ, 56 s., 2010.

ČSN EN 27 0808. Mobilní a přemístitelné zvedáky a souvisící zdvihací zařízení, vyd. Praha: ČNI, 24 s., 1995.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

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 konstrukčním řešením a návrhem manipulačního zařízení určeného pro motocykly dle zadaných parametrů. V práci je zpracována rešeršní část obsahující informace o manipulačních zařízeních. Dále je v práci zpracován návrh a výpočet konstrukce zdvihacího mechanismu, hydraulického obvodu a pohonu celého zařízení. Obsahem práce je také výkresová dokumentace zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

manipulační zařízení, zdvihací zařízení, zdvihací plošiny, motocykly, hydraulický pohon, pevnostní výpočet

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of handling equipment for a motorcycle according to the specified parameters. The search section, containing information about handling devices. Furthermore, the design and calculation of the construction of the lifting mechanism, hydraulic circuit and drive of the whole device is processed in this work. The content of the work is also the drawing documentation of the equipment.

KEYWORDS

handling equipment, lifting equipment, lifting platforms, motorcycles, hydraulic drive, strength calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠOULÁK, Vojtěch. *Manipulační zařízení pro motocykly* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124268>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 69 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 17. června 2020

.....

Vojtěch Šoulák

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce. Mému bratru, který mě vždy podporoval a byl mi vždy ochoten pomoci. Svým rodičům a prarodičům za jejich podporu během celého bakalářského studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Manipulační zařízení určené pro motocykly.....	12
1.1 Nízkoprofilové zdvihy	12
1.2 Dílenské jeřáby	13
1.3 Montážní stojany.....	13
1.4 Zdvihací plošiny	14
2 Pohony zdvižných zařízení.....	15
2.1 Hydrostatické pohony	15
2.2 Pneumatické pohony.....	15
2.3 Šroubové mechanismy	15
3 Přehled kategorií motocyklů.....	16
4 Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky zdvižných zařízení	18
4.1 Návrh konstrukce	18
4.2 Zatížení a síly	18
4.3 Manipulace.....	18
5 Výběr zařízení	19
6 Návrh rozměrů zdvihací plošiny	20
6.1 Výpočet základních rozměrů nůžkového mechanismu.....	21
6.2 Rozměry polohy přímočarého hydromotoru (Poloha 1).....	22
6.3 Rozměry polohy přímočarého hydromotoru (Poloha 2).....	24
7 Rozbor nůžkového mechanismu.....	27
7.1 Typy vazeb.....	27
7.2 Členy mechanismu.....	27
7.3 Kinematický rozbor	28
7.4 Uvolnění soustavy těles a podmínky statické rovnováhy	28
7.5 Statický rozbor	30
8 Výpočet konstrukce	31
8.1 Stanovení zatížení mechanismu.....	31
8.2 Zatížení horní plošiny	31
8.3 Výpočet soustavy rovnic.....	32
8.4 Výpočet vnitřních účinků.....	33
8.4.1 Člen druhý	33
8.4.2 Člen třetí	34
8.4.3 Člen čtvrtý	38
8.4.4 Člen pátý.....	40
8.5 Pevnostní výpočet členů mechanismu	42
8.5.1 Člen druhý	42
8.5.2 Člen třetí a čtvrtý	44
8.6 Pevnostní výpočet a návrh vazeb	46
8.6.1 Kontrola vazby A a D.....	47

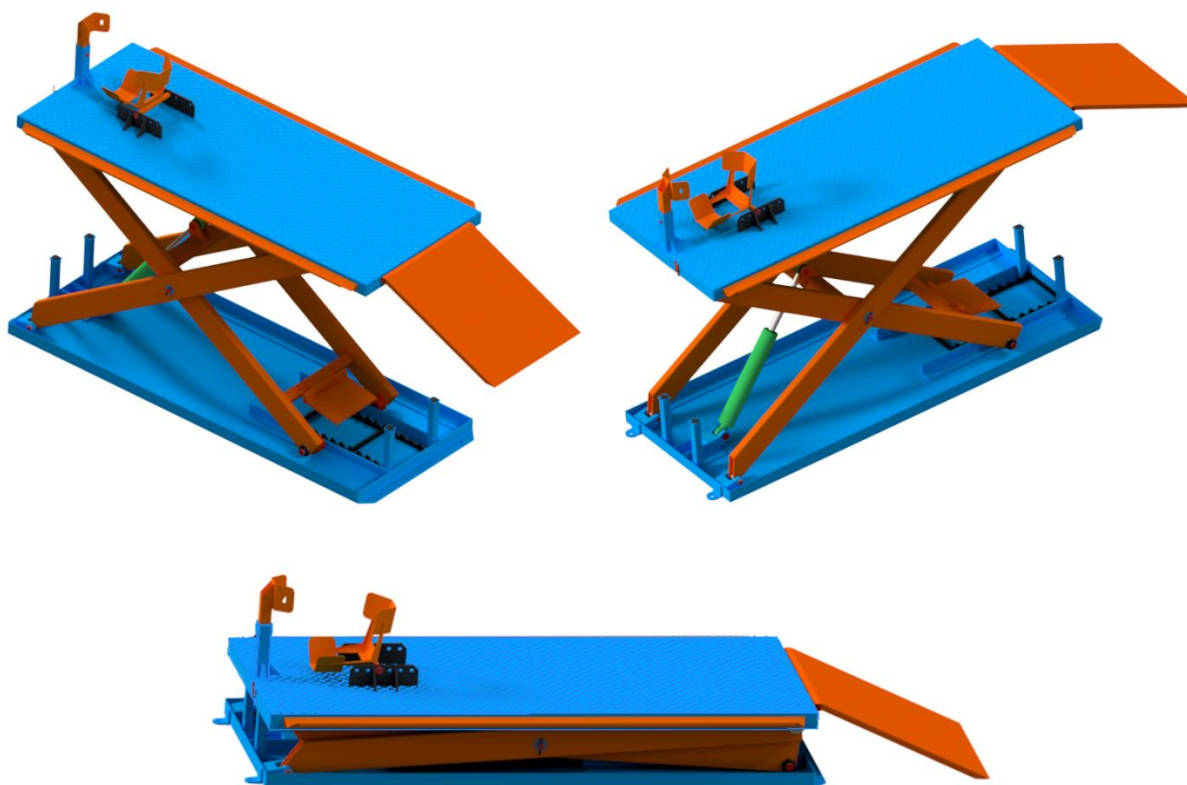
8.6.2	Kontrola vazby C	48
8.6.3	Kontrola vazby F a G	49
8.6.4	Návrh rolny	51
9	Návrh pohonu zdvižného zařízení	52
9.1	Návrh přímočarého hydromotoru	52
9.1.1	Výpočet jmenovitého průměru pístní tyče	53
9.1.2	Volby zdvihu	54
9.1.3	Kontrola pístní tyče na vzpěr	54
9.2	Volba elektromotoru	57
9.3	Volba hydrogenerátoru	57
9.3.1	Výpočet průtoku čerpadla	58
9.3.2	Výpočet rozdílu tlaku čerpadla	59
9.3.3	Kontrola síly zdvihu	60
9.3.4	Výpočet času zdvihu	60
	Závěr	61
	Seznam použitých zkratk a symbolů	65
	Seznam příloh	69

ÚVOD

Při výrobě, údržbě a opravě motocyklu je nedílnou součástí těchto úkonů manipulace se strojem. Ať už se jedná o zdvih břemene ve vertikálním směru nebo i o zdvih a přemístění břemene z jednoho místa na druhé. Za tímto účelem se používají manipulační zařízení, které tyto operace usnadní a z pohodlní.

Hlavním využitím zdvihacích plošin (obr. 1) je zdvižení motocyklu do takové výšky, ve které je požadovaný úkon proveditelný a pohodlný. Pracovník tak může pracovat rychleji, efektivněji a neškodí tak svému zdraví.

Cílem této práce je sestavit takové manipulační zařízení, aby bezpečně a rychle zdvihlo motocykl do potřebné výšky a mohly se tak na něm provádět potřebné operace.



Obr. 1 Zdvihací plošina.

1 MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ URČENÉ PRO MOTOCYKLY

Typy vyráběných manipulačních zařízení, které se využívají pro práci na motocyklech je velké množství. Každé z těchto zařízení je určeno pro jiný typ úprav prováděných na strojích. Mohou být určena k servisním pracím, montáži, demontáži a zimnímu uskladnění motocyklů.

1.1 NÍZKOPROFILOVÉ ZDVIHY

Tyto zdvihy jsou určeny pro práce na motocyklech a čtyřkolkách, u kterých není zapotřebí vysokého zdvihu. Jsou využívány pro výměnu kol a pro další méně časově náročné opravy. Zařízení se umísťuje pod motor do těžiště motocyklu. Zdvih je proveden šroubovým mechanismem, který svírá nebo rozevívá nůžkový mechanismus (obr.2). Druhý způsob zdvihu je pomocí přímočarého hydromotoru. Výška zdvihu se pohybuje až do 440 mm a únosnost může být až 680 kg. Příklady výrobců a parametrů nízkoprofilových zdvihů jsou uvedeny v tab. 1[20].

Tab. 1 Výrobci a parametry nízkoprofilových zdvihů [10,11,12,13].

Výrobce: MAR-POL					
Model	Výška zdvihu	Nosnost	Rozměr základny	Hmotnost	Typ
M80111	120-440 mm	680 kg	500x850 mm	27 kg	hydraulický
M80109A	120-380 mm	680 kg	800x365 mm	29 kg	hydraulický
Výrobce: Geko					
Model	Výška zdvihu	Nosnost	Rozměr základny	Hmotnost	Typ
G02170	95-400 mm	500 kg	450x150 mm	15 kg	mechanický
G02180	115-380 mm	680 kg	900x430 mm	35 kg	hydraulický



Obr. 2 Nízkoprofilový zdvih G02170 [11].

1.2 DÍLENSKÉ JEŘÁBY

Používají se zejména pro zdvih, přesun a usazení těžkých součástí. Jako například pro usazení motoru do rámu motocyklu. Zdvih břemene je konán přímočarým hydromotorem, který napřimuje sklopné rameno jeřábu. Kvůli zabezpečení proti přetížení jsou jeřáby vybaveny pojistným ventilem. Mobilita dílenského jeřábu je zajištěna pojezdovými koly připevněnými na podstavci jeřábu (obr. 3). Nosnosti dílenských jeřábů jsou až 2 t. Stručný přehled výrobců a parametrů dílenských jeřábů je vypsán v tab. 2 [17].

Tab. 2 Výrobci a parametry dílenských jeřábů [7,8,9,15].

Výrobce: AC Hydraulic				
Model	Výška zdvihu	Nosnost	Délka ramene	Hmotnost
WJN5	2020-2340 mm	550 kg	955-1375 mm	75 kg
Výrobce: OMCN				
Model	Výška zdvihu	Nosnost	Délka ramene	Hmotnost
GP05/DE	400-2360 mm	500 kg	1000-1300 mm	80 kg
GP10/DE	550-2320 mm	1000 kg	1170-1470 mm	122 kg
Výrobce: Geko				
Model	Výška zdvihu	Nosnost	Délka ramene	Hmotnost
G02080	400-2300 mm	2000 kg	950-1500 mm	85 kg



Obr. 3 Dílenský jeřáb G02080 [15].

1.3 MONTÁŽNÍ STOJANY

Montážní stojany jsou zařízení používané pro přivedení celého stroje nebo jedné strany, který je tak držen ve stabilní poloze. Montážní stojany jsou určeny pro servis, úpravy nebo zimní uskladnění motocyklů. Stojany jsou rozděleny dle typu stroje, pro který jsou využívány. Pro silniční motocykly se uchytává za zadní nebo za přední osu kola pomocí speciálních elementů (obr. 4). Pro motokrosově a enduro motocykly se umísťují pod motor. Nosnosti stojanů se pohybují až do 320 kg. Ukázku parametrů a výrobců montážních stojanů je uvedena v tab. 3 [19].

Tab. 3 Výrobci a parametry montážních stojanů [3,4,5,6].

Výrobce: QTECH				
Model	Výška zdvihu	Nosnost	Hmotnost	Typ
M002-19	300-410 mm	160 kg	7 kg	Enduro/motokros
Model	Výška	Nosnost	Hmotnost	Typ
M002-45	330 mm	320 kg	5 kg	Silniční
Výrobce: Geko				
Model	Výška	Nosnost	Hmotnost	Typ
G02166	320 mm	250 kg	4,8 kg	Silniční
Model	Výška zdvihu	Nosnost	Hmotnost	Typ
G02168	240-350 mm	160 kg	13 kg	Enduro/motokros



Obr. 4 Montážní stojan G02166 [4].

1.4 ZDVIHACÍ PLOŠINY

Zdvihací plošiny jsou určeny ke zdvižení strojů při rozsáhlejších a delších opravách prováděných zejména ve spodní části motocyklu. Plošina zdvihne stroj do výšky, kde je práce na motocyklu pohodlná. Plošina zdvihne stroj do výšky, kde je práce na motocyklu pohodlná. Pro stabilní upevnění motocyklu jsou zdvižné plošiny vybaveny upínací svěrkou předního kola. Zdvihací plošiny se dají rozdělit podle zdvihacího mechanismu, a to na nůžkové a paralelogramové. Kvůli větším zdviháním hmotnostem jsou pohony mechanismů na hydraulickém nebo na pneumatickém principu. Příklady parametrů vyráběných plošin a jejich výrobců jsou uvedeny v tab. 4 [18].

Tab. 4 Výrobci a parametry zdvihacích plošin [1,2,16].

Výrobce: Unicraft					
Model	Výška zdvihu	Nosnost	Rozměry plošiny	Hmotnost	Typ
MHB680	185-825 mm	680 kg	1995x710 mm	239 kg	Nůžkový
MHB455	175-750 mm	450 kg	2200x680 mm	127 kg	Paralelogramový
Výrobce: MSW Motor Technics					
Model	Výška zdvihu	Nosnost	Rozměry plošiny	Hmotnost	Typ
MSW-MHB-360-780	210-780 mm	360 kg	1750x500 mm	104,5 kg	Nůžkový

2 POHONY ZDVIŽNÝCH ZAŘÍZENÍ

Typem pohonu je definováno, jakým způsobem se do manipulačního zařízení předává a vytváří mechanický výkon.

2.1 HYDROSTATICKÉ POHONY

Uvedení do pohybu hydrostatického pohonu spočívá v dodání mechanické energie pomocí elektromotoru nebo spalovacího motoru. Tato energie je v hydrogenerátoru přeměněna na tlakovou energii, která je předána do pracovní kapaliny. Pracovní kapalina pak uvádí hydrostatický pohon do pohybu. Pohon pak generuje dostatečně velkou sílu, která je využita ke zdvihu manipulačního zařízení.

Výhodou je velký vyprodukovaný výkon vůči malému rozměru zařízení.

Nevýhodou je vyšší cena, kterou má za příčinu přesnost výroby pohonů. Další nevýhodou je náchylnost na znečištění pracovní kapaliny a velká environmentální zátěž [21].

2.2 PNEUMATICKÉ POHONY

Pneumatické pohony jsou poháněny stlačeným vzduchem, který je generován kompresorem. Pohony využívají energii tohoto stlačeného vzduchu k vytvoření potřebné síly ke zdvihu manipulačního zařízení.

Jejich výhodou je čistota při provozu a rychlost při manipulaci.

Nevýhodou je cena výroby dodávaného vzduchu a obtížné utěsnění pneumatických prvků [21].

2.3 ŠROUBOVÉ MECHANISMY

K vytvoření potřebné síly pro zdvih zařízení využívá šroubový mechanismus přeměnu rotačního pohybu na přímočarý pohyb, pomocí pohybového závitu a matice. Rotační pohyb je vytvářen elektromotorem nebo silou obsluhy zařízení.

Výhodou je jednoduchost samotného mechanismu, vysoké síly a možnost ručního pohonu.

Nevýhodou je velké tření, malá účinnost a nízká rychlost zdvihu.

3 PŘEHLED KATEGORIÍ MOTOCYKLŮ

V tab. 5, 6, 7, 8 jsou uvedeny příklady kategorií vyráběných motocyklů. K jednotlivým kategoriím jsou vypsány objemové třídy motorů a modely motocyklů, které do nich spadají. U modelů jsou uvedeny jejich parametry, potřebné k návrhu zdvižného zařízení. V tab. 6 a 7 jsou zvýrazněny modely, které přesahují nosnost zdvižného zařízení. Na obr. 5 je vyobrazen model BMW HP4 Race z kategorie sportovních motocyklů do 1000 ccm uvedený v tab. 8.

Tab. 5 Přehled kategorií chopperů a cruiserů [22].

Kategorie: Chopper / Cruiser				
Objemové třídy	Značka a model	Rozvor [mm]	Hmotnost [kg]	Průměr kol [“]
Do 500 ccm	Honda CMX500 Rebel	1488	190	16
	Yamaha XVS 400 Dragstar	1625	234	18
	Harley Davidson XG500	1534	222	17
Do 1000 ccm	Harley Davidson XLH883 Sportster	1520	265	19
	Triumph America	1610	250	16
	Yamaha XV 950R	1570	251	19
Nad 1000 ccm	Harley Davidson FLSTF Fat Boy	1665	317	18
	Honda VTX 1300CX Fury	1805	301	21
	Yamaha XV 1900 Raider	1715	346	18

Tab. 6 Přehled kategorií cestovních motocyklů [22].

Kategorie: Cestovní				
Objemové třídy	Značka a model	Rozvor [mm]	Hmotnost [kg]	Průměr kol [“]
Do 500 ccm	Benelli Leoncino 500	1413	207	17
	Suzuki GS 500E	1405	193	17
	Honda CX 500	1455	228	18
Do 1000 ccm	BMW F 850 GS	1593	229	21
	Ducati Multistrada 950S	1594	235	19
	Honda CRF1000L Africa Twin	1575	230	21
Nad 1000 ccm	Yamaha XVZ 1300 Royal Star Venture	1704	394	16
	Moto Guzzi California 1400 Touring	1665	370	18
	BMW K 1600 Grand America	1618	364	17

Tab. 7 Přehled kategorií endurových motocyklů [22].

Kategorie: Enduro				
Objemové třídy	Značka a model	Rozvor [mm]	Hmotnost [kg]	Průměr kol [“]
Do 500 ccm	Husqvarna 430 automatic	-	107	21
	KTM EXC 450	1482	111	21
	Suzuki RMX 450 Z	1495	124	21
Do 1000 ccm	KMT 690 Rally Replica	1535	162	21
	Suzuki DL 650 V-Strom	1560	216	19
	Kawasaki KL 650 Tengai	-	190	21
Nad 1000 ccm	Honda CRF 1000L Africa Twin	1575	227	21
	BMW R 1250 GS Adventure	1525	485	19
	BMW HP2 Enduro	1610	195	21

Tab. 8 Přehled kategorií sportovních motocyklů [22].

Kategorie: Sportovní				
Objemové třídy	Značka a model	Rozvor [mm]	Hmotnost [kg]	Průměr kol [“]
Do 500 ccm	Kawasaki Ninja 400	1370	168	17
	Honda CBR 500 F	1410	218	17
	Suzuki GS 500 F	1405	199	17
Do 1000 ccm	Ducati 959 Panigale	1431	176	17
	BMW HP4 Race	1422	199	17
	Kawasaki Ninja ZX-10 RR	1440	206	17
Nad 1000 ccm	Kawasaki ZZR 1400	1480	268	17
	Suzuki GSX-R 1300 Hayabusa	1480	266	17
	Ducati Panigale V4 R	1471	193	17



Obr. 5 BMW HP4 Race [25].

4 LEGISLATIVNÍ PŘEDPISY A BEZPEČNOSTNÍ POŽADAVKY ZDVIŽNÝCH ZAŘÍZENÍ

Zdvižná zařízení musí splňovat určité legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky, které udávají normy ČSN EN 1493 (Zvedáky vozidel) a ČSN EN 1494+A1 (Mobilní a přemístitelné zvedáky a související zdvihací zařízení). Tyto požadavky mají za úkol zredukovat počet nebezpečných situací, které se mohou při práci se zařízením vyskytnout. Napomáhají také ke zlepšení funkčnosti a ovladatelnosti zařízení. Předpisy a bezpečnostní požadavky se týkají zařízení, které neslouží k dopravě osob [23].

4.1 NÁVRH KONSTRUKCE

Všechna zdvižná zařízení je nutné konstruovat tak, aby vydržely nejméně 150 % maximálního zatížení, na které je zvedák navržen.

Při volbě materiálu konstrukce se berou v úvahu především požadavky na obrobiteľnosť a svařitelnost.

Při všech provozních situacích musí návrh konstrukce splňovat odpovídající úroveň bezpečnosti. Všechny tyto situace je nutno doložit výpočty [23,24].

4.2 ZATÍŽENÍ A SÍLY

Při výpočtu konstrukce zvedáku se musí brát ohled nejen na zatížení od břemene, ale i na zatížení způsobené hmotností samotné konstrukce.

U zdvihu zařízení se nesmí kombinovat ruční a dynamické síly. Naopak statické a ruční síly se kombinovat musí.

Jedná-li se o zdvižné zařízení provozované ve venkovním prostředí, je třeba zahrnout do výpočtů i zatížení způsobené větrem [23,24].

4.3 MANIPULACE

U zařízení určeného pro nekolejová vozidla, nesmí být při zdvihu a spouštění překročena rychlost 0,15 m/s.

Ovládací prvky musí být na principu tipovacího zařízení. Během chodu zdvižného zařízení musí být ovládací prvek po celou dobu držen obsluhou. Při uvolnění ovládacího prvku se chod zařízení přerušuje. Je nutné, aby ovládací prvky pro spouštění a zastavení, byly chráněny před neúmyslným sepnutím. Směry pohybů musí být na ovládacím prvku viditelně vyznačeny.

Každé opravné zdvižné zařízení musí být vybaveno samočinnou ochranou proti neúmyslnému poklesu, doplněné aretační mechanismu [23,24].

5 VÝBĚR ZAŘÍZENÍ

Dle vypracované rešeršní části byla zvolena zdvihací plošina s nůžkovým mechanismem. Nůžkový mechanismus bude ovládán hydrostatickým pohonem, kterému bude dodávána mechanická energie pomocí elektromotoru. Hydrogenerátor dodávající tlakovou energii kapalině bude zubové čerpadlo.

Plošina bude pevně připevněna k podlaze. Při zadané nosnosti 350 kg bude zdvihací plošina využívána především pro motocykly s objemem motoru do 1000 ccm, které nepřesahují tuto váhovou kategorii. Upevnění předního kola bude provedeno pomocí kolébky se zajištěním pomocí popruhu (Obr. 6). Ovládací mechanismus se bude nacházet v bezpečné vzdálenosti od zdvižného zařízení.



Obr. 6 Transportní motocyklový stojan s kolébkou na přední kolo [36].

6 NÁVRH ROZMĚRŮ ZDVIHACÍ PLOŠINY

Zadané parametry manipulačního zařízení:

nosnost: $m_1 = 350 \text{ kg}$
 zdvih: $h_1 = 900 \text{ mm}$

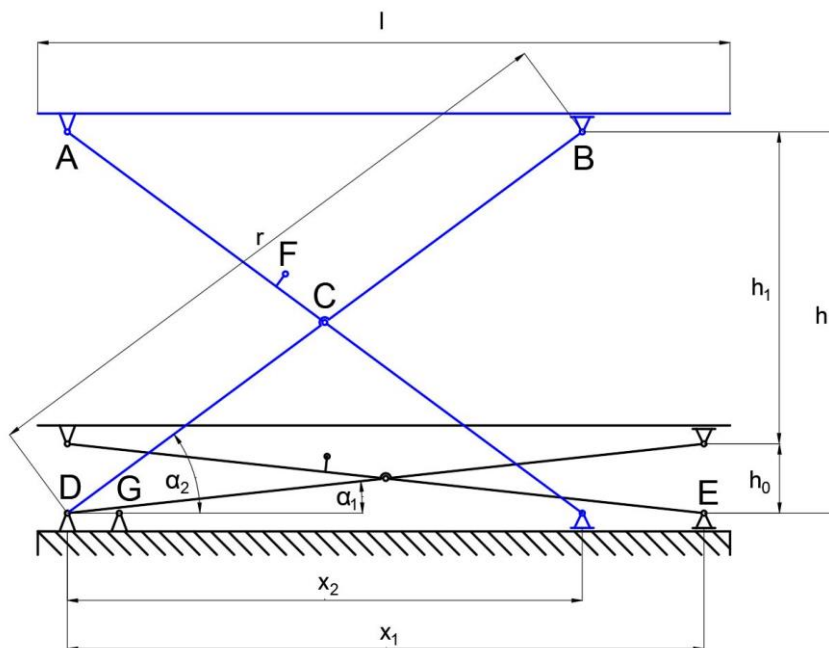
Délkový rozměr horního rámu plošiny je závislý na rozvoru motocyklu. Největší hodnota rozvoru motocyklu byla uvedena v tab. 5 a to 1805 mm. Dle tohoto rozměru je zvolen délkový rozměr rámu $l = 2000 \text{ mm}$.

Šířkový rozměr horního rámu plošiny je zvolen $b = 800 \text{ mm}$ dle vyráběných modelů zdvihacích plošin uvedených v kapitole 1. v Tab. 4.

Vzdálenost mezi čepy na rameni nůžkového mechanismu bude $r = 1850 \text{ mm}$.

Počáteční výška plošiny byla zvolena $h_0 = 200 \text{ mm}$.

$l = 2000 \text{ mm}$
 $b = 800 \text{ mm}$
 $r = 1850 \text{ mm}$
 $h_0 = 200 \text{ mm}$



Obr. 7 Schéma zdvihací plošiny v poloze 1 (černá) a poloze 2 (modrá).

6.1 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Výpočet bude proveden ve dvou polohách. V poloze 1, kde bude mechanismus spuštěný ve výšce h_0 a v poloze 2, kde je mechanismus zdvižen ve výšce h (obr. 7).

MAXIMÁLNÍ VÝŠKA

$$h = h_0 + h_1 \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

$$h = 200 + 900$$

$$h = 1100 \text{ mm}$$

Kde:

$$h_1 = 900 \text{ mm} \quad \text{zdvih zdvihacího zařízení [mm]}$$

$$h_0 = 200 \text{ mm} \quad \text{počáteční výška zdvihacího zařízení [mm]}$$

ÚHLY RAMEN V POLOZE 1 A 2

$$\sin^{-1}(\alpha_1) = \frac{h_0}{r} \quad [^\circ] \quad (2)$$

$$\sin^{-1}(\alpha_1) = \frac{200}{1850}$$

$$\alpha_1 = 6^\circ 12'$$

$$\sin^{-1}(\alpha_2) = \frac{h}{r} \quad [^\circ] \quad (3)$$

$$\sin^{-1}(\alpha_2) = \frac{1100}{1850}$$

$$\alpha_2 = 36^\circ 29'$$

Kde:

$$r = 1850 \text{ mm} \quad \text{rozteč čepů na rameni mechanismu [mm]}$$

ROZSAH ROZEVŘENÍ MECHANISMU

$$x_1 = \sqrt{r^2 + h_0^2} \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

$$x_1 = \sqrt{1850^2 + 200^2}$$

$$x_1 = 1839,2 \text{ mm}$$

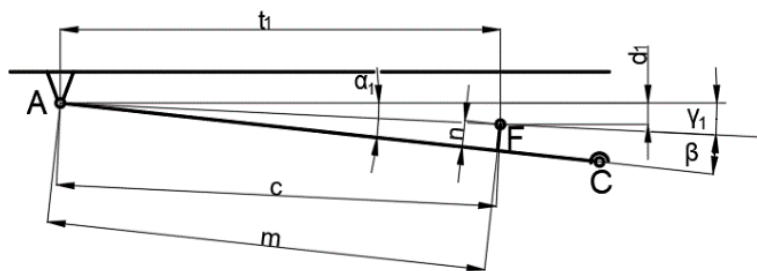
$$x_2 = \sqrt{r^2 + h^2} \quad [\text{mm}] \quad (5)$$

$$x_2 = \sqrt{1850^2 + 1100^2}$$

$$x_2 = 1487,5 \text{ mm}$$

6.2 ROZMĚRY POLOHY PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU (POLOHA 1)

Výpočty rozměrů, které určují v jaké poloze a délce se přímočarý hydromotor nachází (obr. 8, 9).



Obr. 8 Náčrt čtvrtiny nůžkového mechanismu v poloze 1.

ÚHEL VYOSENÍ VAZBY F OD RAMENE

$$\tan^{-1}(\beta) = \frac{n}{m} \quad [^\circ] \quad (6)$$

$$\tan^{-1}(\beta) = \frac{45}{750}$$

$$\beta = 3^\circ 26'$$

Kde:

$n = 45 \text{ mm}$ vzdálenost vyosení vazby F od ramene [mm]

$m = 750 \text{ mm}$ vzdálenost uložení vazby F na rameni od vazby A [mm]

ÚHEL POLOHY VAZBY F OD HORIZONTÁLNÍ OSY VAZBY A V POLOZE 1

$$\gamma_1 = \alpha_1 - \beta \quad [^\circ] \quad (7)$$

$$\gamma_1 = 6^\circ 12' - 3^\circ 26'$$

$$\gamma_1 = 2^\circ 46'$$

VZDÁLENOST POZICE VAZBY F OD VAZBY A

$$c = \sqrt{m^2 + n^2} \quad [\text{mm}] \quad (8)$$

$$c = \sqrt{750^2 + 45^2}$$

$$c = 751,4 \text{ mm}$$

HORIZONTÁLNÍ VZDÁLENOST VAZBY F OD VAZBY A

$$t_1 = \cos(\gamma_1) \cdot c \quad [\text{mm}] \quad (9)$$

$$t_1 = \cos(2^\circ 46') \cdot 751,4$$

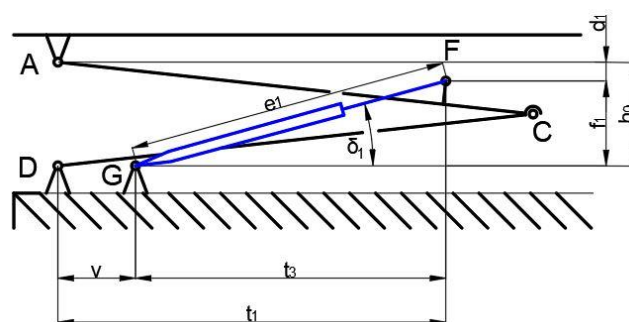
$$t_1 = 750,5 \text{ mm}$$

VERTIKÁLNÍ VZDÁLENOST VAZBY F OD VAZBY A

$$d_1 = \sin(\gamma_1) \cdot c \quad [\text{mm}] \quad (10)$$

$$d_1 = \sin(2^\circ 46') \cdot 751,4$$

$$d_1 = 36,3 \text{ mm}$$

HORIZONTÁLNÍ VZDÁLENOST VAZBY F OD VAZBY G

Obr. 9 Náčrt poloviny nůžkového mechanismu v poloze 1.

$$t_3 = t_1 - v \quad [\text{mm}] \quad (11)$$

$$t_3 = 750,5 - 150$$

$$t_3 = 600,5 \text{ mm}$$

Kde:

$$v = 150 \text{ mm} \quad \text{vzdálenost vazby G od vazby D [mm]}$$

VERTIKÁLNÍ VZDÁLENOST VAZBY F OD VAZBY G

$$f_1 = h_0 - d_1 \quad [\text{mm}] \quad (12)$$

$$f_1 = 200 - 36,3$$

$$f_1 = 163,8 \text{ mm}$$

DÉLKA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU V POLOZE 1

$$e_1 = \sqrt{f_1^2 + t_3^2} \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

$$e_1 = \sqrt{163,8^2 + 600,5^2}$$

$$e_1 = 622,4 \text{ mm}$$

ÚHEL NÁKLONU PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

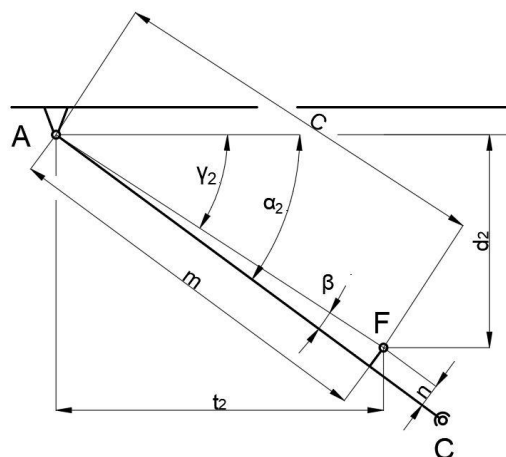
$$\tan^{-1}(\delta_1) = \frac{f_1}{t_3} \quad [^\circ] \quad (14)$$

$$\tan^{-1}(\delta_1) = \frac{163,8}{600,5}$$

$$\delta_1 = 15^\circ 16'$$

6.3 ROZMĚRY POLOHY PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU (POLOHA 2)

Výpočty rozměrů, které určují v jaké poloze a délce se přímočarý hydromotor nachází (obr. 10, 11).



Obr. 10 Náčrt čtvrtiny nůžkového mechanismu v poloze 2.

VERTIKÁLNÍ VZDÁLENOST VAZBY F OD VAZBY G

$$f_2 = h - d_2 \quad [\text{mm}] \quad (19)$$

$$f_2 = 1100 - 409,8$$

$$f_2 = 690,2 \text{ mm}$$

DÉLKA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU V POLOZE 2

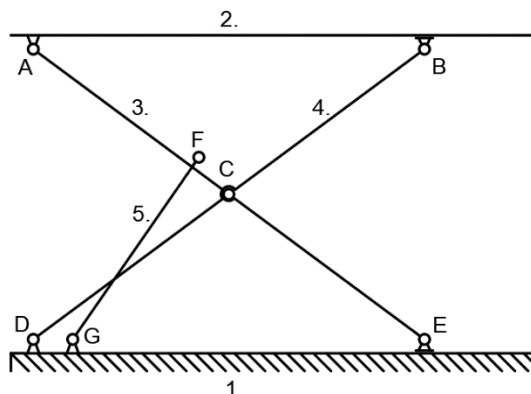
$$e_2 = \sqrt{f_2^2 + t_4^2} \quad [\text{mm}] \quad (20)$$

$$e_2 = \sqrt{690,2^2 + 479,8^2}$$

$$e_2 = 840,6 \text{ mm}$$

7 ROZBOR NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Pro správný výpočet mechanismu je třeba učit typy vazeb a jakými způsoby je lze nahradit (obr. 13). Označení vazeb a členů je vyobrazeno na obr. č. 12. Pro zjištění pohyblivosti nebo nepohyblivosti soustavy bude proveden kinematický rozbor. Statický rozbor je realizován za účelem zjištění statické určitosti mechanismu.



Obr. 12 Popis členů nůžkového mechanismu

7.1 TYPY VAZEB

Název	Značka	Schéma	v_A $v_x v_y \omega_z$	φ_A $F_x F_y M_z$	Uvolnění	ξ
Obecná	o		$\neq 0$ 0 $\neq 0$	0 F_y 0		1
Rotační	r		0 0 $\neq 0$	F_x F_y 0		2

Obr. 13 Základní kinematické vazby v rovině [26].

A, C, D, F, G - Rotační vazba

B, E – Obecná vazba

7.2 ČLENY MECHANISMU

- Člen 1.: Podstava mechanismu
- Člen 2.: Horní nosná plošina
- Člen 3.: Poháněné rameno mechanismu
- Člen 4.: Rameno mechanismu
- Člen 5.: Přímočarý hydromotor (člen je nahrazen prutem)

7.3 KINEMATICKÝ ROZBOR

$$i = (n_s - 1) \cdot i_v - \left(\sum \xi_i - \eta \right) \quad (21)$$

$$i = (5 - 1) \cdot 3 - \left(\overset{A}{\overset{\curvearrowright}{2}} + \overset{B}{\overset{\curvearrowright}{1}} + \overset{C}{\overset{\curvearrowright}{2}} + \overset{D}{\overset{\curvearrowright}{2}} + \overset{E}{\overset{\curvearrowright}{1}} + \overset{F}{\overset{\curvearrowright}{2}} + \overset{G}{\overset{\curvearrowright}{2}} - 0 \right)$$

$i = 0^\circ$ volnosti

Kde:

$i = 0$ počet stupňů volnosti vázaného tělesa

$n_s = 5$ počet členů soustavy

$i_v = 3$ počet stupňů volnosti volného tělesa v rovině

ξ_i počet složek mechanického pohybu odebraných vazbami

$\eta = 0$ počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

7.4 UVOLNĚNÍ SOUSTAVY TĚLES A PODMÍNKY STATICKÉ ROVNOVÁHY

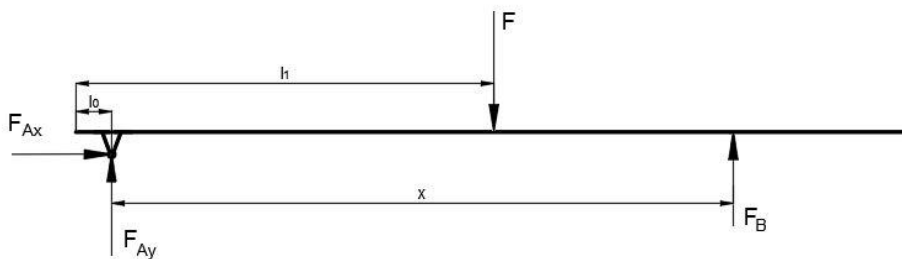
Hmotnost ramene je pomocí programu Autodesk Inventor zjištěna $m_3 = 17,5$ kg. Na obrázcích č. 14, 15, 16 a 17 jsou znázorněny síly zatěžující jednotlivé členy.

$$F_g = m_3 \cdot g \quad [\text{N}] \quad (22)$$

$$F_g = 17,5 \cdot 9,81$$

$$F_g = 171,7 \text{ N}$$

ČLEN DRUHÝ



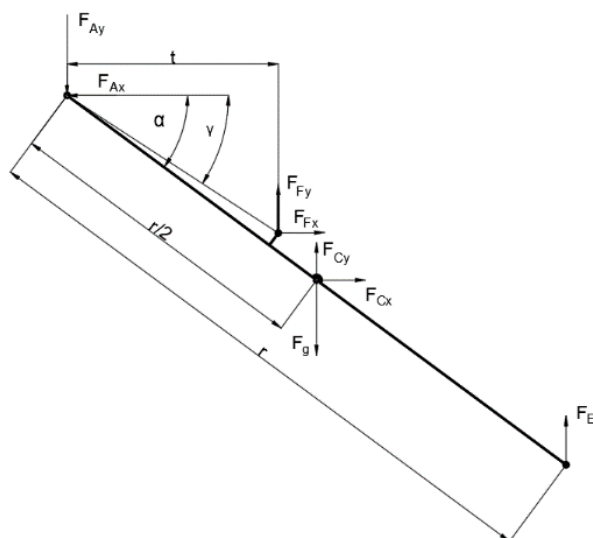
Obr. 14 Uvolnění 2. členu.

$$\sum F_x = 0: F_{Ax} = 0$$

$$\sum F_y = 0: F_{Ay} - F + F_B = 0$$

$$\sum M_A = 0: F \cdot (l_1 - l_0) - F_B \cdot x = 0$$

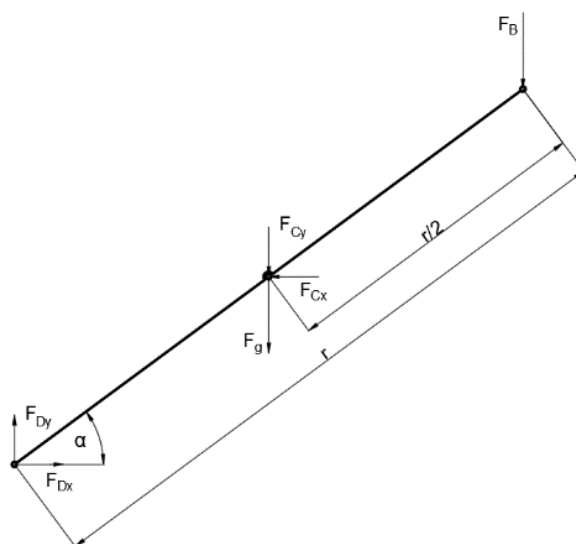
ČLEN TŘETÍ



Obr. 15 Uvolnění 3. členu.

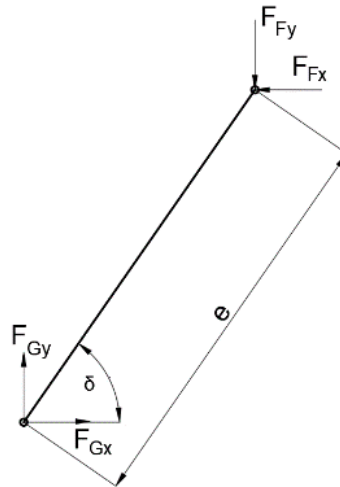
$$\begin{aligned} \sum F_x = 0: & -F_{Ax} + F_{Fx} + F_{Cx} = 0 \\ \sum F_y = 0: & -F_{Ay} + F_{Fy} + F_{Cy} + F_E - F_g = 0 \\ \sum M_A = 0: & -F_{Fy} \cdot t - F_{Fx} \cdot (\tan \gamma \cdot t) - F_{Cy} \cdot \left(\cos \alpha \cdot \frac{r}{2}\right) - F_{Cx} \cdot \left(\sin \alpha \cdot \frac{r}{2}\right) - \\ & -F_E \cdot (\cos \alpha \cdot r) + F_g \cdot \left(\cos \alpha \cdot \frac{r}{2}\right) = 0 \end{aligned}$$

ČLEN ČTVRTÝ



Obr. 16 Uvolnění 4. členu.

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0: & F_{Dx} - F_{Cx} = 0 \\ \sum F_y = 0: & F_{Dy} - F_{Cy} - F_B - F_g = 0 \\ \sum M_D = 0: & -F_{Cx} \cdot \left(\sin \alpha \cdot \frac{r}{2}\right) + F_{Cy} \cdot \left(\cos \alpha \cdot \frac{r}{2}\right) + F_B \cdot (\cos \alpha \cdot r) + F_g \cdot \left(\cos \alpha \cdot \frac{r}{2}\right) = 0 \end{aligned}$$

ČLEN PÁTÝ


Obr. 17 Uvolnění členu 5.

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0: F_{Gx} - F_{Fx} &= 0 \\ \sum F_y = 0: F_{Gy} - F_{Fy} &= 0 \\ \sum M_G = 0: -F_{Fx} \cdot (\sin\delta \cdot e) + F_{Fy} \cdot (\cos\delta \cdot e) &= 0 \end{aligned}$$

Neznámé parametry NP

$$NP = \{F_{Ax}, F_{Ay}, F_B, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_E, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Gx}, F_{Gy}\}$$

7.5 STATICKÝ ROZBOR

Podmínka statické určitosti:

$$v = \mu \wedge v_r + v_m \leq \mu_m \quad (23)$$

$$12 = 12 \wedge 0 + 0 \leq 4$$

Kde:

v	počet neznámých nezávislých parametrů
μ	počet použitelných podmínek statické rovnováhy
v_r	počet neznámých polohových nezávislých parametrů
v_m	počet neznámých momentových nezávislých parametrů
μ_m	počet použitelných momentových podmínek statické rovnováhy

Mechanismus je staticky určitý.

8 VÝPOČET KONSTRUKCE

8.1 STANOVENÍ ZATÍŽENÍ MECHANISMU

Na zdvižné plošině je motocykl vždy uchycen za přední kolo a postaven na stojanu, který je většinou umístěn pod motorem ve středu motocyklu. Kvůli nemožné identifikaci přesné polohy působící tíhové síly od hmotnosti motocyklu je zvoleno působiště síly ve středu horní plošiny.

Mechanismus je zatížený i váhou od horní plošiny, proto je třeba tuto hmotnost $m_2 = 95$ kg zahrnout do výpočtu. Hmotnost horní plošiny byla vypočítána pomocí programu Autodesk Inventor [27].

Jedná se o plošnou úlohu. Zařízení obsahuje dva nůžkové mechanismy, proto bude třeba počítat s poloviční hodnotou celkového zatížení.

Dle normy ČSN EN 1493 je třeba počítat s bezpečnostním koeficientem $k=1,5$.

$$m_1 = 350 \text{ kg}$$

$$m_2 = 95 \text{ kg}$$

$$k = 1,5$$

8.2 ZATÍŽENÍ HORNÍ PLOŠINY

SÍLA OD HMOTNOSTI BŘEMENE

$$F_b = m_1 \cdot g \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$F_b = 350 \cdot 9,81$$

$$F_b = 3433,5 \text{ N}$$

SÍLA OD HMOTNOSTI HORNÍ PLOŠINY

$$F_k = m_2 \cdot g \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$F_k = 95 \cdot 9,81$$

$$F_k = 932 \text{ N}$$

CELKOVÁ SÍLA

$$F_c = k \cdot F_b + F_k \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$F_c = 1,5 \cdot 3433,5 + 932$$

$$F_c = 6082,3 \text{ N}$$

ZATÍŽENÍ MECHANISMU

$$F = \frac{F_c}{2} \quad [N] \quad (27)$$

$$F = \frac{6082,3}{2}$$

$$F = 3041,2 \text{ N}$$

8.3 VÝPOČET SOUSTAVY ROVNIC

Soustava rovnic je počítána pomocí maticové metody [29] v programu GNU Octave [28]. Maticový zápis ze vztahu 28 je vyobrazen na obr. č. 18. Výsledné hodnoty soustavy rovnic budou zaokrouhleny na celá čísla.

$$x = A^{-1} \cdot b_v \quad (28)$$

Kde:

x vektor neznámých parametrů

A matice soustavy lineárních rovnic

b_v vektor pravých stran

$$\begin{matrix}
 \begin{matrix}
 F_{Ax} \\
 F_{Ay} \\
 F_B \\
 F_{Cx} \\
 F_{Cy} \\
 F_{Dx} \\
 F_{Dy} \\
 F_E \\
 F_{Fx} \\
 F_{Fy} \\
 F_{Gx} \\
 F_{Gy}
 \end{matrix} \\
 = \\
 \begin{bmatrix}
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -(\sin(\alpha) \cdot (r/2)) & -(\cos(\alpha) \cdot (r/2)) & 0 & 0 & -(\cos(\alpha) \cdot r) & -(\tan(\gamma) \cdot t) & -t & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & \cos(\alpha) \cdot r & -(\sin(\alpha) \cdot (r/2)) & \cos(\alpha) \cdot (r/2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -(\sin(\delta) \cdot e) & \cos(\delta) \cdot e & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}
 \end{matrix}
 \cdot
 \begin{matrix}
 \begin{matrix}
 0 \\
 F \\
 -F \cdot (11-10) \\
 0 \\
 F_G \\
 -F_G \cdot (\cos(\alpha) \cdot (r/2)) \\
 0 \\
 F_G \\
 -F_G \cdot (\cos(\alpha) \cdot (r/2)) \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{matrix}
 \end{matrix}$$

Obr. 18 Zápis matice.

VÝSLEDNÉ HODNOTY
POLOHA 1.

$F_{Ax} =$	0	N
$F_{Ay} =$	1520	N
$F_B =$	1521	N
$F_{Cx} =$	-22630	N
$F_{Cy} =$	-5673	N
$F_{Dx} =$	-22630	N
$F_{Dy} =$	-3980	N
$F_E =$	1187	N
$F_{Fx} =$	22630	N
$F_{Fy} =$	6177	N
$F_{Gx} =$	22630	N
$F_{Gy} =$	6177	N

POLOHA 2.

$F_{Ax} =$	0	N
$F_{Ay} =$	1160	N
$F_B =$	1881	N
$F_{Cx} =$	-5803	N
$F_{Cy} =$	-8225	N
$F_{Dx} =$	-5803	N
$F_{Dy} =$	-6172	N
$F_E =$	1212	N
$F_{Fx} =$	5803	N
$F_{Fy} =$	8344	N
$F_{Gx} =$	5803	N
$F_{Gy} =$	8344	N

8.4 VÝPOČET VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

V kapitole 8.3 byly vypočítány síly působící na jednotlivé vazby mechanismu. Pro určení vnitřních účinků jednotlivých členů je třeba přepočítat výsledné síly do souřadnicové soustavy, která je k nim kolmá (obr. č. 20, 22 a 24). Výpočtem vnitřních účinků zjistíme jejich průběh (obr. č. 19, 21, 23 a 25) a maximální hodnoty zatížení jednotlivých členů.

Dle [30]:

8.4.1 ČLEN DRUHÝ

TEČNÉ SÍLY (POLOHA 1)

$$T_{2A} = F_{Ay} \quad [\text{N}] \quad (29)$$

$$T_{2A} = 1520 \text{ N}$$

$$T_2 = F_{Ay} - F \quad [\text{N}] \quad (30)$$

$$T_2 = 1520 - 3041$$

$$T_2 = -1521 \text{ N}$$

$$T_{2B} = F_B \quad [\text{N}] \quad (31)$$

$$T_{2B} = -1521 \text{ N}$$

TEČNÉ SÍLY (POLOHA 2)

$$T_{2A} = F_{Ay} \quad [\text{N}] \quad (32)$$

$$T_{2A} = 1160 \text{ N}$$

$$T_2 = F_{Ay} - F \quad [\text{N}] \quad (33)$$

$$T_2 = 1160 - 3041$$

$$T_2 = -1881 \text{ N}$$

$$T_{2B} = F_B \quad [\text{N}] \quad (34)$$

$$T_{2B} = -1881 \text{ N}$$

OHYBOVÉ MOMENTY (POLOHA 1)

$$M_{o2A} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (35)$$

$$M_{o2} = F_{Ay} \cdot (l_1 - l_0) \quad [\text{N.m}] \quad (36)$$

$$M_{o2} = 1520 \cdot (1 - 0,08)$$

$$M_{o2} = 1398,4 \text{ N.m}$$

$$M_{o2B} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (37)$$

OHYBOVÉ MOMENTY (POLOHA 2)

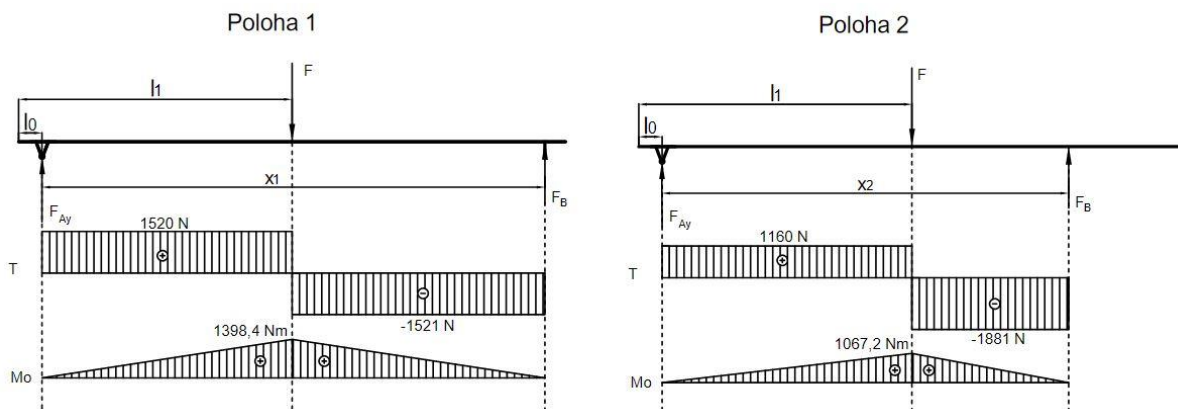
$$M_{o2A} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (38)$$

$$M_{o2} = F_{Ay} \cdot (l_1 - l_0) \quad [\text{N.m}] \quad (39)$$

$$M_{o2} = 1160 \cdot (1 - 0,08)$$

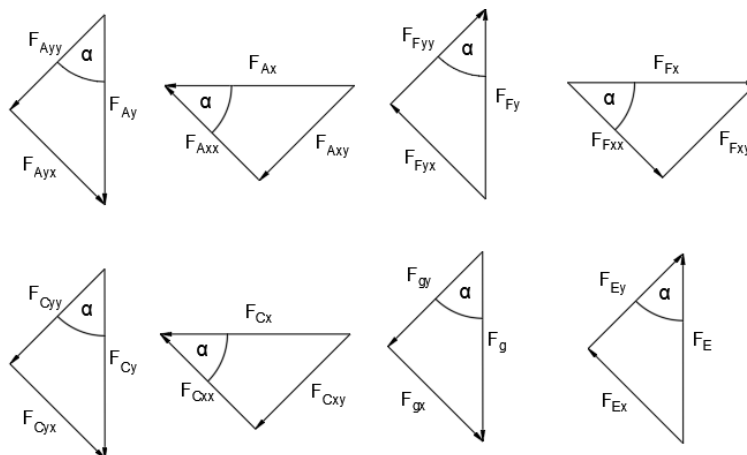
$$M_{o2} = 1067,2 \text{ N.m}$$

$$M_{o2B} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (40)$$



Obr. 19 Průběhy vnitřních účinků členu 2.

8.4.2 ČLEN TŘETÍ



Obr. 20 Rozložení sil členu 3.

POLOHA 1.

$F_{Ayy} =$	1511	N
$F_{Ayx} =$	164	N
$F_{Axy} =$	0	N
$F_{Axx} =$	0	N
$F_{Fyx} =$	667	N
$F_{Fyy} =$	6141	N
$F_{Fxy} =$	2444	N
$F_{Fxx} =$	22498	N
$F_{Cyx} =$	613	N
$F_{Cyy} =$	5639	N
$F_{Cxy} =$	2444	N
$F_{Cxx} =$	22498	N
$F_{gx} =$	19	N
$F_{gy} =$	171	N
$F_{Ex} =$	128	N
$F_{Ey} =$	1180	N
$F_{Fvx} =$	21831	N
$F_{Fyv} =$	8585	N
$F_{Cvx} =$	21867	N
$F_{Cyv} =$	8254	N

POLOHA 2.

$F_{Ayy} =$	933	N
$F_{Ayx} =$	690	N
$F_{Axy} =$	0	N
$F_{Axx} =$	0	N
$F_{Fyx} =$	4961	N
$F_{Fyy} =$	6709	N
$F_{Fxy} =$	3450	N
$F_{Fxx} =$	4666	N
$F_{Cyx} =$	4891	N
$F_{Cyy} =$	6613	N
$F_{Cxy} =$	3450	N
$F_{Cxx} =$	4666	N
$F_{gx} =$	102	N
$F_{gy} =$	138	N
$F_{Ex} =$	721	N
$F_{Ey} =$	974	N
$F_{Fvx} =$	295	N
$F_{Fyv} =$	10159	N
$F_{Cvx} =$	326	N
$F_{Cyv} =$	10202	N

NORMÁLOVÉ SÍLY (POLOHA 1)

$$N_{3A} = F_{Ayx} \quad [N] \quad (41)$$

$$N_{3A} = -164 \text{ N}$$

$$N_{3F} = F_{Ayx} + F_{Fvx} \quad [N] \quad (42)$$

$$N_{3F} = -164 - 21831$$

$$N_{3F} = -21995 \text{ N}$$

$$N_{3C} = F_{Ayx} + F_{Fvx} - F_{Cvx} \quad [N] \quad (43)$$

$$N_{3C} = -164 - 21831 + 21867$$

$$N_{3C} = -128 \text{ N}$$

NORMÁLOVÉ SÍLY (POLOHA 2)

$$N_{3A} = F_{Ayx} \quad [N] \quad (44)$$

$$N_{3A} = -690 \text{ N}$$

$$N_{3F} = F_{Ayx} - F_{Fvx} \quad [N] \quad (45)$$

$$N_{3F} = -690 + 295$$

$$N_{3F} = -395 \text{ N}$$

$$N_{3C} = F_{Ayx} - F_{Fxx} + F_{Cxx} \quad [\text{N}] \quad (46)$$

$$N_{3C} = -690 + 295 - 326$$

$$N_{3C} = -721 \text{ N}$$

TEČNÉ SÍLY (POLOHA 1)

$$T_{3A} = -F_{Ayy} \quad [\text{N}] \quad (47)$$

$$T_{3A} = -1511 \text{ N}$$

$$T_{3F} = -F_{Ayy} + F_{Fyy} \quad [\text{N}] \quad (48)$$

$$T_{3F} = -1511 + 8585$$

$$T_{3F} = 7074 \text{ N}$$

$$T_{3C} = -F_{Ayy} + F_{Fyy} - F_{Cyy} \quad [\text{N}] \quad (49)$$

$$T_{3C} = -1511 + 8585 - 8254$$

$$T_{3C} = -1180 \text{ N}$$

TEČNÉ SÍLY (POLOHA 2)

$$T_{3C} = -F_{Ayy} + F_{Fyy} - F_{Cyy} \quad [\text{N}] \quad (50)$$

$$T_{3C} = -932 + 10159 - 10202$$

$$T_{3C} = -975 \text{ N}$$

OHYBOVÉ MOMENTY (POLOHA 1)

$$M_{03A} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (51)$$

$$M_{03F} = -F_{Ayy} \cdot m \quad [\text{N.m}] \quad (52)$$

$$M_{03F} = -1511 \cdot 0,750$$

$$M_{03F} = -1133,3 \text{ N.m}$$

$$M_{03C} = F_{Ey} \cdot \frac{r}{2} \quad [\text{N.m}] \quad (53)$$

$$M_{03C} = 1180 \cdot 0,925$$

$$M_{03C} = 1091,5 \text{ N.m}$$

$$M_{03E} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (54)$$

OHYBOVÉ MOMENTY (POLOHA 2)

$$M_{03A} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (55)$$

$$M_{03F} = F_{Ey} \cdot \left(m + \frac{r}{2}\right) - F_{Cyy} \cdot \frac{r}{2} \quad [\text{N.m}] \quad (56)$$

$$M_{03F} = 974 \cdot (0,175 + 0,925) - 10202 \cdot 0,925$$

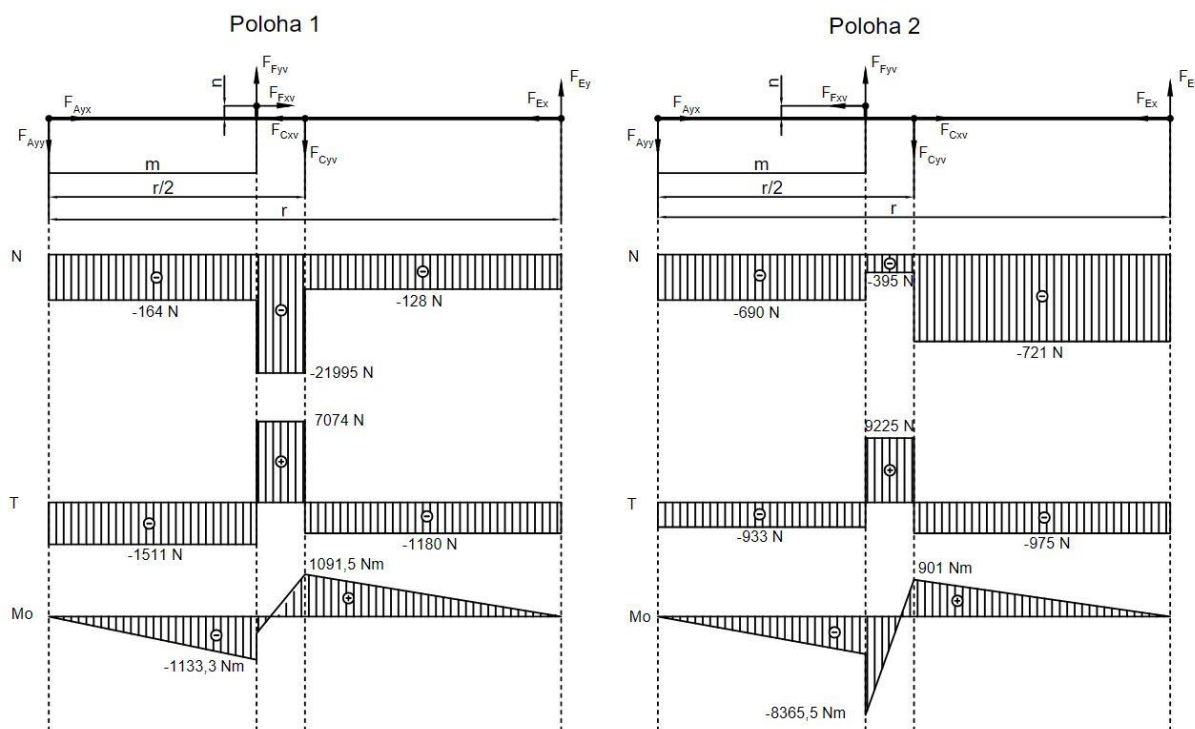
$$M_{03F} = -8365,5 \text{ N.m}$$

$$M_{03C} = F_{Ey} \cdot \frac{r}{2} \quad [\text{N.m}] \quad (57)$$

$$M_{03C} = 974 \cdot 0,925$$

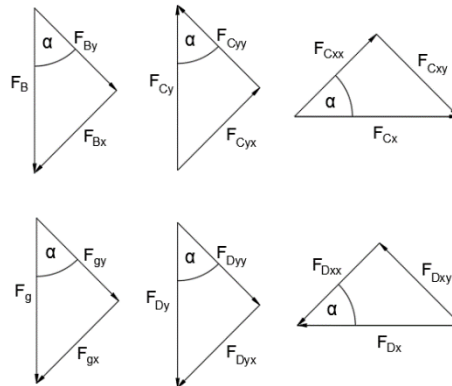
$$M_{03C} = 901 \text{ N.m}$$

$$M_{03E} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (58)$$



Obr. 21 Průběhy vnitřních účinku členu 3.

8.4.3 ČLEN ČTVRTÝ



Obr. 22 Rozložení sil členu 4.

POLOHA 1.

$F_{Bx} =$	164	N
$F_{By} =$	1512	N
$F_{Cyx} =$	613	N
$F_{Cyy} =$	5640	N
$F_{Cxy} =$	2444	N
$F_{Cxx} =$	22498	N
$F_{gx} =$	19	N
$F_{gy} =$	171	N
$F_{Dyx} =$	430	N
$F_{Dyy} =$	3957	N
$F_{Dxy} =$	2444	N
$F_{Dxx} =$	22497	N
$F_{C_{xv}} =$	23091	N
$F_{C_{yv}} =$	3024	N
$F_{D_{xv}} =$	22927	N
$F_{D_{yv}} =$	1513	N

POLOHA 2.

$F_{Bx} =$	1118	N
$F_{By} =$	1512	N
$F_{Cyx} =$	4891	N
$F_{Cyy} =$	6613	N
$F_{Cxy} =$	3450	N
$F_{Cxx} =$	4666	N
$F_{gx} =$	102	N
$F_{gy} =$	138	N
$F_{Dyx} =$	3670	N
$F_{Dyy} =$	4963	N
$F_{Dxy} =$	3450	N
$F_{Dxx} =$	4666	N
$F_{C_{xv}} =$	9454	N
$F_{C_{yv}} =$	3025	N
$F_{D_{xv}} =$	8336	N
$F_{D_{yv}} =$	1512	N

NORMÁLOVÉ SÍLY (POLOHA 1)

$$N_{4D} = F_{D_{xv}} \quad [\text{N}] \quad (59)$$

$$N_{4D} = 22927 \text{ N}$$

$$N_{4C} = F_{D_{xv}} - F_{C_{xv}} \quad [\text{N}] \quad (60)$$

$$N_{4C} = 22927 - 23091$$

$$N_{4C} = -164 \text{ N}$$

NORMÁLOVÉ SÍLY (POLOHA 2)

$$N_{4D} = F_{D_{xv}} \quad [\text{N}] \quad (61)$$

$$N_{4D} = 8335 \text{ N}$$

$$N_{4C} = F_{D_{xv}} - F_{C_{xv}} \quad [\text{N}] \quad (62)$$

$$N_{4C} = 8335 - 9454$$

$$N_{4C} = -1119 \text{ N}$$

TEČNÉ SÍLY (POLOHA 1)

$$T_{4D} = -F_{D_{yv}} \quad [\text{N}] \quad (63)$$

$$T_{4D} = -1513 \text{ N}$$

$$T_{4C} = -F_{D_{yv}} + F_{C_{yv}} \quad [\text{N}] \quad (64)$$

$$T_{4C} = -1513 + 3025$$

$$T_{4C} = 1512 \text{ N}$$

TEČNÉ SÍLY (POLOHA 2)

$$T_{4D} = -F_{D_{yv}} \quad [\text{N}] \quad (65)$$

$$T_{4D} = -1513 \text{ N}$$

$$T_{4C} = -F_{D_{yv}} + F_{C_{yv}} \quad [\text{N}] \quad (66)$$

$$T_{4C} = -1512 + 3024$$

$$T_{4C} = 1512 \text{ N}$$

OHYBOVÉ MOMENTY (POLOHA 1)

$$M_{o4D} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (67)$$

$$M_{o4C} = -F_{D_{yv}} \cdot \frac{r}{2} \quad [\text{N.m}] \quad (68)$$

$$M_{o4C} = -1513 \cdot 0,925$$

$$M_{o4C} = -1399,5 \text{ N.m}$$

$$M_{o4B} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (69)$$

OHYBOVÉ MOMENTY (POLOHA 2)

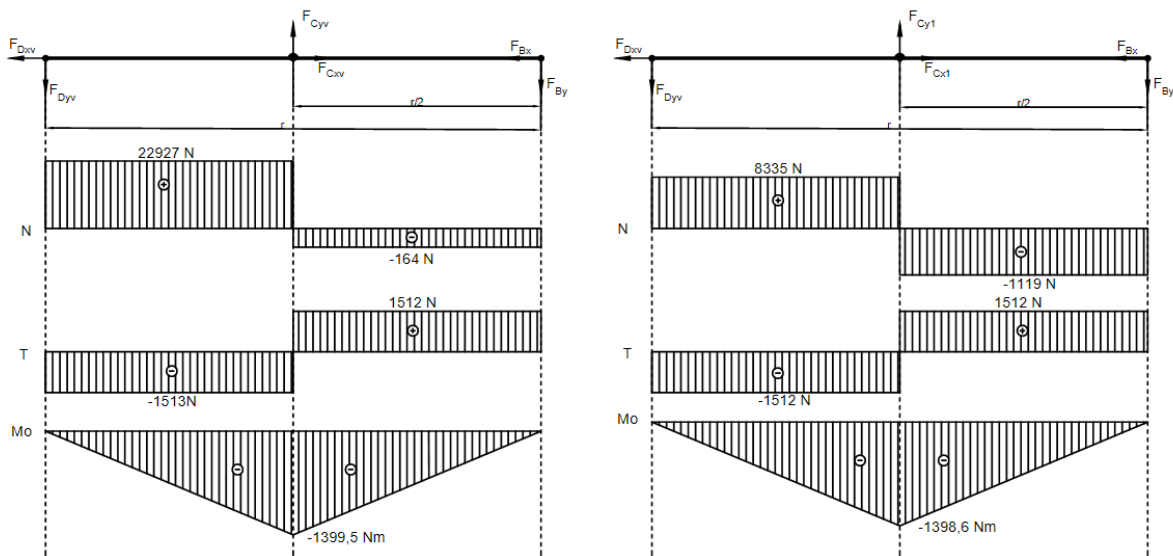
$$M_{O_4D} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (70)$$

$$M_{O_4C} = -F_{Dyv} \cdot \frac{r}{2} \quad [\text{N.m}] \quad (71)$$

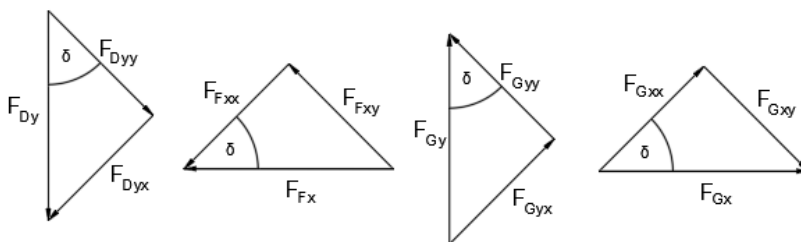
$$M_{O_4C} = -1513 \cdot 0,925$$

$$M_{O_4C} = -1399,5 \text{ N.m}$$

$$M_{O_4B} = 0 \text{ N.m} \quad [\text{N.m}] \quad (72)$$



Obr. 23 Průběhy vnitřních účinků členu 4.

8.4.4 ČLEN PÁTÝ


Obr. 24 Rozložení sil členu 5.

POLOHA 1.

$F_{Fyx} =$	1626	N
$F_{Fyy} =$	5959	N
$F_{Fxy} =$	5959	N
$F_{Fxx} =$	21831	N
$F_{Gyx} =$	1627	N
$F_{Gyy} =$	5959	N
$F_{Gxy} =$	5959	N
$F_{Gxx} =$	21831	N
$F_{F xv} =$	23458	N
$F_{Fyv} =$	0	N
$F_{G xv} =$	23458	N
$F_{Gyv} =$	0	N

POLOHA 2.

$F_{Fyx} =$	6850	N
$F_{Fyy} =$	4764	N
$F_{Fxy} =$	4764	N
$F_{Fxx} =$	3313	N
$F_{Gyx} =$	6850	N
$F_{Gyy} =$	4764	N
$F_{Gxy} =$	4764	N
$F_{Gxx} =$	3313	N
$F_{F xv} =$	10164	N
$F_{Fyv} =$	0	N
$F_{G xv} =$	10164	N
$F_{Gyv} =$	0	N

NORMÁLOVÉ SÍLY (POLOHA 1)

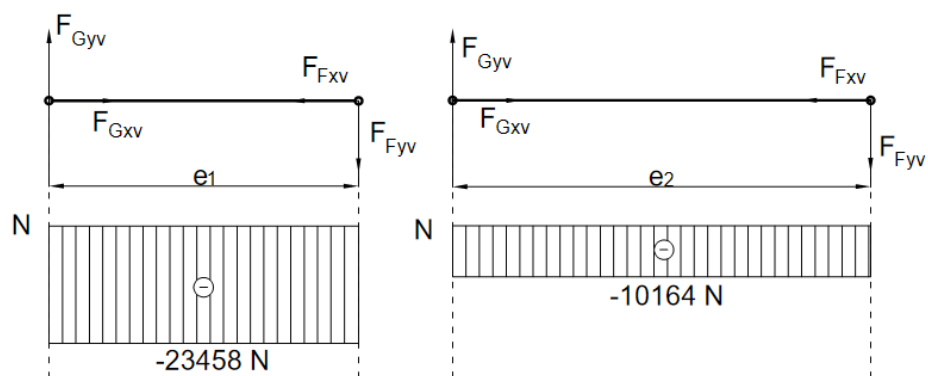
$$N_{5G} = -F_{G xv} \quad [\text{N}] \quad (73)$$

$$N_{5G} = -23458 \text{ N}$$

NORMÁLOVÉ SÍLY (POLOHA 2)

$$N_{5G} = -F_{G xv} \quad [\text{N}] \quad (74)$$

$$N_{5G} = -10164 \text{ N}$$



Obr. 25 Průběhy vnitřních účinků členu 5.

8.5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČLENŮ MECHANISMU

Pro návrh profilů, použitých na jednotlivé členy, je potřeba provést pevnostní výpočet. Z výpočtu je zjištěno, zda profil vyhovuje danému zatížení. Dále je potřeba vypočítat rozměry čepů v jednotlivých vazbách. Čepy budou uloženy v pouzdech, které budou přivařeny k profilu. Tím se zvýší pevnost oslabeného profilu dírou pro čep alepší se vlastnosti vazby.

8.5.1 ČLEN DRUHÝ

Návrh profilu použitého pro horní plošinu zdvihacího mechanismu.

NÁVRH POLOTOVARU A MATERIÁLU

Pro člen 2 byla zvolena tyč průřezu rovnoramenného L profilu 60 x 60 x 8 z materiálu S355J2 (1.0577) odpovídající materiálu 11 503. Ocel pro součásti zařízení vhodná pro svařování [31]. Pro výpočet je zvolen bezpečnostní koeficient $s = 1,5$ dle [24].

$$R_{EH} = 335 \text{ MPa}$$

Kde:

$$R_{EH} = 335 \text{ MPa} \quad \text{mez kluzu materiálu [MPa]}$$

Dle [24]:

DOVOLENÉ NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_{EH}}{s} \quad [\text{MPa}] \quad (75)$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{335}{1,5}$$

$$\sigma_{Dov} = 223,3 \text{ MPa}$$

DOVOLENÉ TEČNÉ NAPĚTÍ

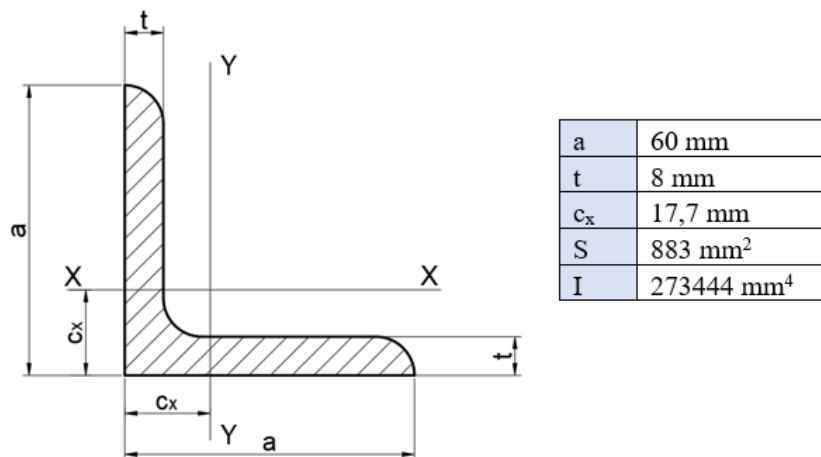
$$\tau_{Dov} = \frac{\sigma_{Dov}}{\sqrt{3}} \quad [\text{MPa}] \quad (76)$$

$$\tau_{Dov} = \frac{223,3}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{Dov} = 128,9 \text{ MPa}$$

PARAMETRY PROFILU

Parametry profilu (obr. 26), jako plocha průřezu S a kvadratický moment průřezu I , jsou vypočítány pomocí programu Autodesk Inventor [27].



Obr. 26 Parametry tyče rovnoramenné L 60 x 60 x 8.

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{O_x} = \frac{I}{c_x} \quad [\text{mm}^3] \quad (77)$$

$$W_{O_x} = \frac{273444}{17,7}$$

$$W_{O_x} = 15448,8 \text{ mm}^3$$

Kde:

$$c_x = 17,7 \text{ mm} \quad \text{vzdálenost hlavní osy od kraje průřezu [mm]}$$

SMYK

$$\tau_{2\text{MAX}} = \frac{T_{2\text{MAX}}}{S} \leq \tau_{Dov} \quad [\text{MPa}] \quad (78)$$

$$\tau_{2\text{MAX}} = \frac{1881}{903} \leq 128,9$$

$$\tau_{2\text{MAX}} = 2,1 \text{ MPa} \leq 128,9 \text{ MPa}$$

Kde:

$$T_{2\text{MAX}} = 1881 \text{ N} \quad \text{maximální tečná síla členu 2 [N]}$$

OHYB

$$\sigma_{2MAX} = \frac{M_{O2MAX}}{W_{Ox}} \leq \sigma_{Dov} \quad [\text{MPa}] \quad (79)$$

$$\sigma_{2MAX} = \frac{1398400}{15448,8} \leq 223,3$$

$$\sigma_{2MAX} = 90,5 \text{ MPa} \leq 223,3 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{O2MAX} = 1398400 \text{ N.mm}$ Maximální ohybový moment v členu 2 [N.mm]

8.5.2 ČLEN TŘETÍ A ČTVRTÝ

Návrh profilu ramen zdvižného mechanismu.

NÁVRH POLOTOVARU A MATERIÁLU

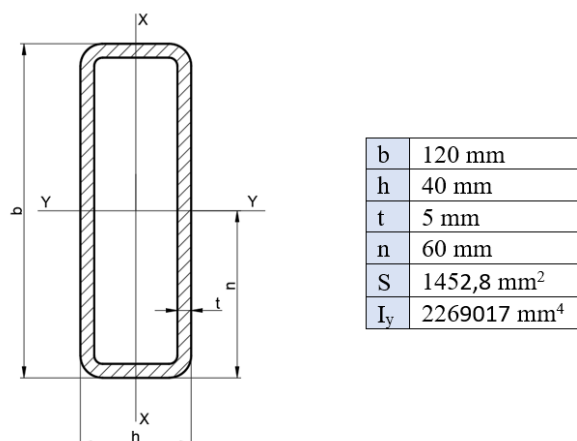
Pro člen 3 a 4 bude zvolen profil s uzavřeným obdélníkovým průřezem 120 x 40 x 5 z materiálu S355J2 (1.0577) odpovídající materiálu 11 503. Ocel pro součásti zařízení vhodná pro svařování [31].

$$\sigma_{Dov} = 223,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Dov} = 128,9 \text{ MPa}$$

PARAMETRY PROFILU

Parametry profilu (obr. 27), jako plocha průřezu S a kvadratický moment průřezu I, jsou vypočítány pomocí programu Autodesk Inventor [27].



Obr. 27 Parametry profilu s uzavřeným obdélníkovým průřezem 120 x 40 x 5.

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{0y} = \frac{I_y}{n} \quad [\text{mm}^3] \quad (80)$$

$$W_{0y} = \frac{2269017}{60}$$

$$W_{0y} = 37817 \text{ mm}^3$$

TAH (TLAK)

$$\sigma_{3\text{MAX}} = \frac{N_{2\text{MAX}}}{S} \leq \sigma_{Dov} \quad [\text{MPa}] \quad (81)$$

$$\sigma_{3\text{MAX}} = \frac{21995}{1452,8} \leq 223,3$$

$$\sigma_{3\text{MAX}} = 15,1 \text{ MPa} \leq 223,3 \text{ MPa}$$

Kde:

$$N_{3\text{MAX}} = 21995 \text{ N} \quad \text{Maximální normálová síla v členu 3 a 4 [N]}$$

SMYK

$$\tau_{3\text{MAX}} = \frac{T_{2\text{MAX}}}{S} \leq \tau_{Dov} \quad [\text{MPa}] \quad (82)$$

$$\tau_{3\text{MAX}} = \frac{9225}{1452,8} \leq 128,9$$

$$\tau_{3\text{MAX}} = 6,3 \text{ MPa} \leq 128,9 \text{ MPa}$$

Kde:

$$T_{3\text{MAX}} = 9225 \text{ N} \quad \text{Maximální tečná síla v členu 3 a 4 [N]}$$

OHYB

Tečné síly působící v ose X.

$$\sigma_{3\text{MAX}} = \frac{M_{03\text{MAX}}}{W_{0y}} \leq \sigma_{Dov} \quad [\text{MPa}] \quad (83)$$

$$\sigma_{3\text{MAX}} = \frac{8365450}{37817} \leq 223,3$$

$$\sigma_{3\text{MAX}} = 221,2 \text{ MPa} \leq 223,3 \text{ MPa}$$

Kde:

$$M_{03\text{MAX}} = 8365450 \text{ N.mm} \quad \text{Maximální ohybový moment působící na členy 3 a 4 [N.mm]}$$

8.6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET A NÁVRH VAZEB

V jednotlivých vazbách je potřeba vypočítat rozměry čepů, které budou uloženy v pouzdech a přivařeny k profilu. Tím se zvýší pevnost oslabeného profilu dírou pro čep alepší se vlastnosti vazby. Ve vazbě B a E budou přimontovány rolny.

Pro vazby zvedáku jsou zvoleny čepy s hlavou dle ČSN EN 22341. Materiál čepů je E295 (1.0050) odpovídající materiálu ČSN 11 500. Pro výpočet čepů je zvolen koeficient bezpečnosti $s = 1,5$ dle [24].

$$R_{EH} = 275 \text{ MPa}$$

Dle [14, 24]:

DOVOLENÉ NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ ČEPU

$$\sigma_{D\check{c}} = \frac{R_{EH}}{s} \quad [\text{MPa}] \quad (84)$$

$$\sigma_{D\check{c}} = \frac{275}{1,5}$$

$$\sigma_{D\check{c}} = 183,3 \text{ MPa}$$

DOVOLENÉ TEČNÉ NAPĚTÍ ČEPU

$$\tau_{D\check{c}} = \frac{\sigma_{D\check{c}}}{\sqrt{3}} \quad [\text{MPa}] \quad (85)$$

$$\tau_{D\check{c}} = \frac{183,3}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{D\check{c}} = 105,8 \text{ MPa}$$

DOVOLENÝ TLAK

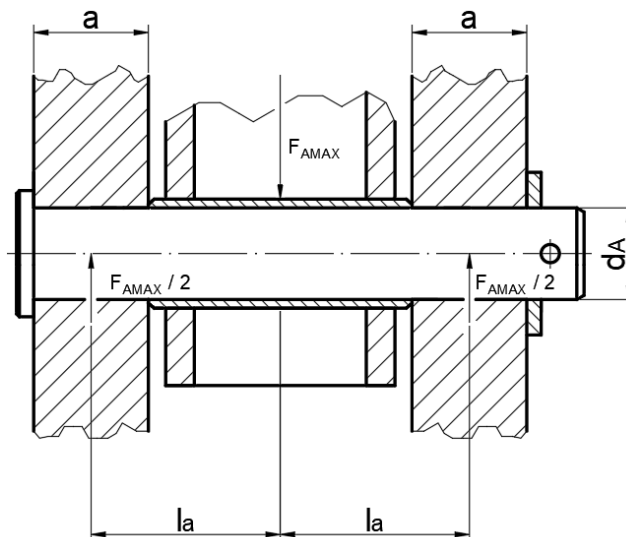
$$p_D = 1,3 \cdot \sigma_{D\check{c}} \quad [\text{MPa}] \quad (86)$$

$$p_D = 1,3 \cdot 183,3$$

$$p_D = 238,3 \text{ MPa}$$

8.6.1 KONTROLA VAZBY A A D

Způsob zatížení a uložení čepu ve vazbě A a D je znázorněno na obr. č 28. Největší síla působící ve vazbě je $F_{A_{MAX}} = 1520$ N.



Obr. 28 Schéma uložení čepu ve vazbě A a D.

NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} = \frac{M_0}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_D \quad [\text{MPa}] \quad (87)$$

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{O_{A_{MAX}}} = \frac{F_{A_{MAX}}}{2} \cdot l_a \quad [\text{N}\cdot\text{mm}] \quad (88)$$

$$M_{O_{A_{MAX}}} = \frac{1520}{2} \cdot 34$$

$$M_{O_{A_{MAX}}} = 26600 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

VYPOČTENÝ PRŮMĚR ČEPU VAZBY A A D

$$d_{A'} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O_{A_{MAX}}}}{\pi \cdot \sigma_{D\check{c}}}} \quad [\text{mm}] \quad (89)$$

$$d_{A'} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 26600}{\pi \cdot 183,3}}$$

$$d_{A'} = 11,4 \text{ mm}$$

Pro vazby bude zvolen čep o průměru $d_A = 16 \text{ mm}$. ISO 2341 - B - 16 x 97,7 x 3,2 x 4,5.

KONTROLA NA STŘIH

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S} \leq \tau_D \quad [\text{MPa}] \quad (91)$$

$$\tau_{sA} = \frac{F_{A\text{MAX}}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_A^2}{4}} \leq \tau_{D\check{c}} \quad [\text{MPa}] \quad (92)$$

$$\tau_{sA} = \frac{1520}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4}} \leq 105,8$$

$$\tau_{sA} = 3,8 \text{ MPa} \leq 105,8 \text{ MPa}$$

KONTROLA NA OTLAČENÍ VE VIDLIČI

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (93)$$

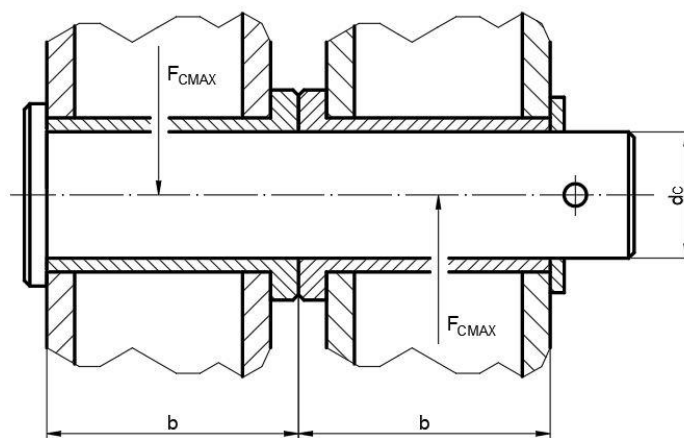
$$p_A = \frac{F_{A\text{MAX}}}{2 \cdot a \cdot d_A} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (94)$$

$$p_A = \frac{1520}{2 \cdot 20 \cdot 16} \leq 238,3$$

$$p_A = 2,4 \leq 238,3 \text{ MPa}$$

8.6.2 KONTROLA VAZBY C

Způsob zatížení a uložení čepu ve vazbě C je znázorněn na obr. č 29. Největší síla působící ve vazbě je $F_{C\text{MAX}} = 23330 \text{ N}$.



Obr. 29 Schéma uložení čepu ve vazbě C.

NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D \quad [\text{MPa}] \quad (95)$$

VYPOČTENÝ PRŮMĚR ČEPU VAZBY C

$$d_C' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{C_{MAX}}}{\pi \cdot \tau_{D\check{c}}}} \quad [\text{mm}] \quad (96)$$

$$d_C' = \sqrt{\frac{4 \cdot 23330}{\pi \cdot 105,8}}$$

$$d_C' = 16,8 \text{ mm}$$

Pro vazbu C je zvolen čep o průměru $d_C = 25 \text{ mm}$. ISO 2341 - B - 25 x 106 x 9 x 6.

KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p_A = \frac{F_{C_{MAX}}}{b \cdot d_C} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (97)$$

$$p_A = \frac{23330}{46 \cdot 25} \leq 238,3$$

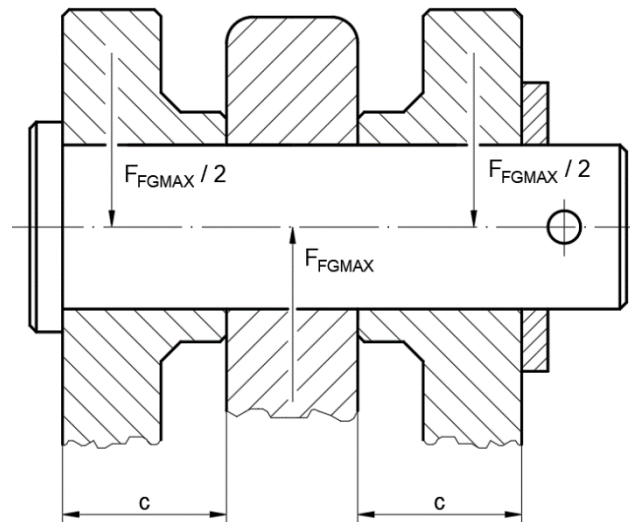
$$p_A = 20,3 \text{ MPa} \leq 238,3 \text{ MPa}$$

8.6.3 KONTROLA VAZBY F A G

Průměry čepů ve vazbě G a F jsou závislé na průměru díry oka přímočarého hydromotoru, který je $d_F = 25 \text{ mm}$.

Způsob zatížení a uložení čepu ve vazbě F a G je znázorněn na obr. č 30. Maximální síla působící ve vazbách je $F_{FG_{MAX}} = 47043 \text{ N}$.

Pro vazby F a G je zvolen čep o průměru $d_F = 25 \text{ mm}$. ISO 2341 - B - 25 x 86 x 6,3 x 9.



Obr. 30 Schéma uložení čepu ve vazbě F a G.

KONTROLA NA STŘIH

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S} \leq \tau_D$$

$$\tau_{FGMAX} = \frac{F_{FGMAX}}{\frac{\pi \cdot d_F^2}{4}} \leq \tau_{D\tau} \quad [\text{MPa}] \quad (98)$$

$$\tau_{FGMAX} = \frac{47043}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} \leq 105,8$$

$$\tau_{FGMAX} = 47,9 \text{ MPa} \leq 105,8 \text{ MPa}$$

KONTROLA NA OTLAČENÍ VE VIDLICI

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p_{FG} = \frac{F_{FGMAX}}{2 \cdot c \cdot d_F} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (99)$$

$$p_{FG} = \frac{47043}{2 \cdot 25 \cdot 25} \leq 238,3$$

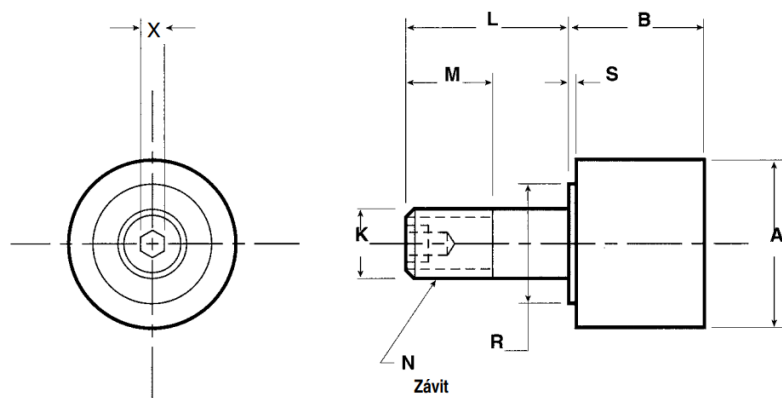
$$p_{FG} = 37,6 \text{ MPa} \leq 238,3 \text{ MPa}$$

8.6.4 NÁVRH ROLNY

Rolna je navržena dle rozměrů ramen zdvižného zařízení a zatížení, které na ni působí. Typ rolny byl zvolen HPC76 (tab. 9) od firmy Matis (obr. 30) [32].

Tab. 9 Technické údaje rolny HPC76 [32].

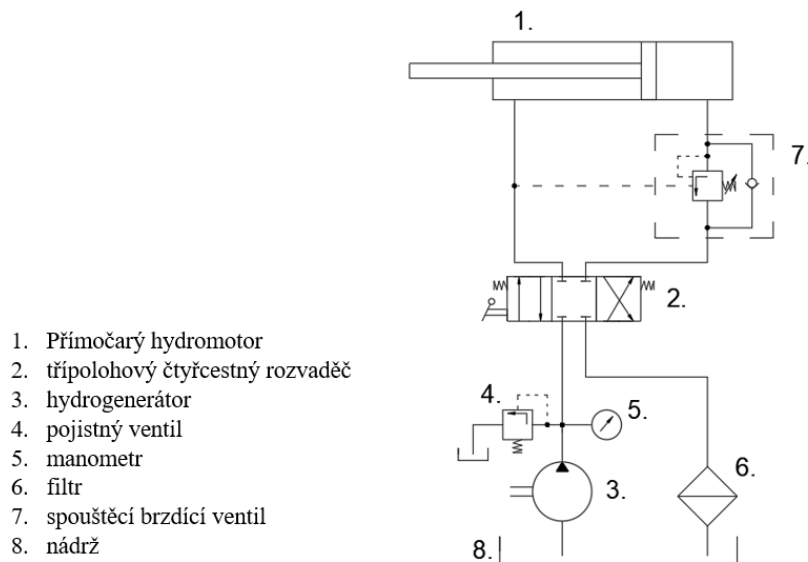
Technické údaje	
Obj. číslo	HPC76
A	76 mm
B	52 mm
K	30 mm
L	69,5 mm
M	40 mm
Závit	M30x3,5
R	44,5 mm
S	1,6 mm
X	12 mm
Otvor pro čep rolny	30,02 mm
Maximální radiální zatížení	89000 N



Obr. 31 Rozměry rolny HPC76 [32].

9 NÁVRH POHONU ZDVIŽNÉHO ZAŘÍZENÍ

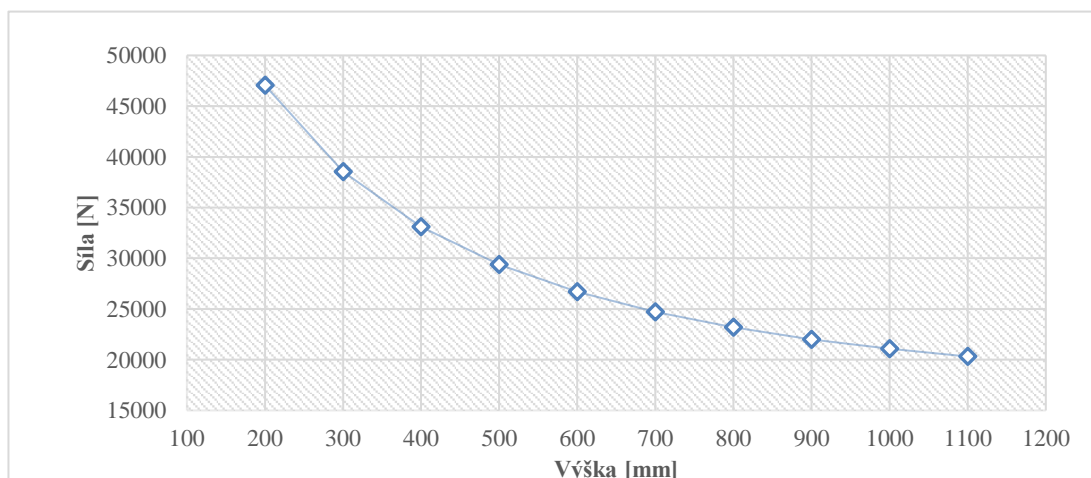
Typem pohonu zdvižného zařízení je zvolen hydrostatický pohon. Otevřený hydraulický obvod obsahuje: dvojitý přímočarý hydromotor, hydrogenerátor, třípolohový čtyřcestný rozvaděč, pojistný ventil, manometr, spouštěcí brzdící ventil a filtr k čištění hydraulické kapaliny (obr. 32). Spouštěcí brzdící ventil zabezpečuje obvod proti neřízenému spouštění zdvihacího zařízení a blokuje jeho pohyb při přerušení potrubí [33].



Obr. 32 Schéma hydraulického obvodu.

9.1 NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Mechanismus byl počítán jako plošná úloha. Vypočítaná síla F_{Fmax} je výpočtově určena pro jednu stranu nůžkového mechanismu. Proto musí být skutečná síla vyvozená hydromotorem rovna dvojnásobku síly F_{Fmax} . Průběh síly působící na hydromotor je závislý na výšce zdvihu zatížené zdvihací plošiny (obr. 33).



Obr. 33 Závislost síly na výšce zdvihu.

9.1.1 VÝPOČET JMENOVITÉHO PRŮMĚRU PÍSTNÍ TYČE

VÝPOČTOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU PÍSTNÍ TYČE

$$S_v = \frac{F_{FMAX}}{p_j} \quad [\text{mm}^2] \quad (100)$$

$$S_v = \frac{47043}{16}$$

$$S_v = 2940,2 \text{ mm}^2$$

Kde:

$p_j = 16 \text{ MPa}$ Jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru [MPa]

$F_{FMAX} = 47042 \text{ N}$ maximální síla na přímočarý hydromotor [N]

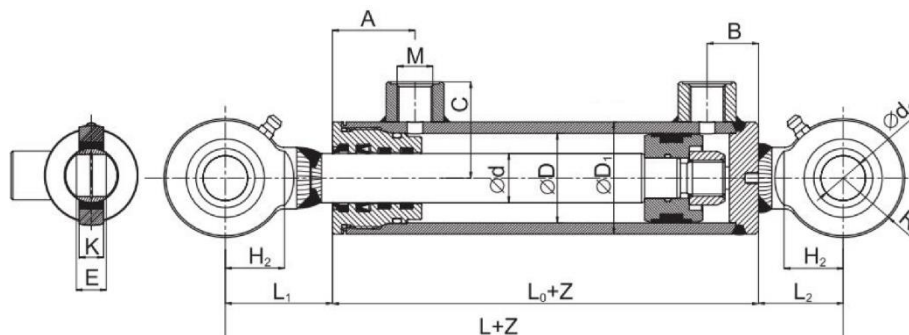
VÝPOČTOVÝ PRŮMĚR PÍSTNÍ TYČE

$$\varnothing D' = \sqrt{\frac{4 \cdot S_v}{\pi}} \quad [\text{mm}] \quad (101)$$

$$\varnothing D' = \sqrt{\frac{4 \cdot 2940,2}{\pi}}$$

$$\varnothing D' = 61,2 \text{ mm}$$

Přímočarý hydromotor je vybrán od firmy Hydraulics. Ze série dvojčinných přímočarých motorů EH. Na základě vypočítané hodnoty $\varnothing D'$ je zvolen hydromotor EH 63/32 (obr. 34) [34]. Jehož parametry jsou uvedeny v tab. č. 10.



Obr. 34 Dvojčinný přímočarý hydromotor EH 63/32 [34].

Tab. 10 Parametry přímočarého hydromotoru EH 63/32 [34].

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	L_0	L_1	L_2	H_2
63 mm	32 mm	73 mm	25 mm	224 mm	119 mm	60 mm	45 mm	32 mm
M	A	B	C	R	K	E	Maximální doporučený zdvih	hmotnost
16x1,5	46 mm	28 mm	54,5 mm	32 mm	17 mm	20 mm	380 mm	9,88 kg

9.1.2 VOLBY ZDVIHU

Zdvih byl zvolen na $Z = 350$ mm. Hodnoty musí splňovat podmínky $e_1 > e_1'$ a $e_2 < e_2'$.

Kde:

$e_1 = 622$ mm délka přímočarého hydromotoru v poloze 1 [mm]

$e_2 = 841$ mm délka přímočarého hydromotoru v poloze 2 [mm]

VÝPOČTOVÁ DÉLKA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU V POLOZE 2

$$e_1' = L + Z \quad [\text{mm}] \quad (102)$$

$$e_1' = 224 + 350$$

$$e_1' = 574 \text{ mm}$$

Kde:

$L = 224$ mm počáteční délka přímočarého hydromotoru [mm]

VÝPOČTOVÁ DÉLKA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU V POLOZE 2

$$e_2' = L + 2 \cdot Z \quad [\text{mm}] \quad (103)$$

$$e_2' = 224 + 2 \cdot 350$$

$$e_2' = 924 \text{ mm}$$

Označení přímočarého hydromotoru EH - 63 / 32 x 350 - K [34].

9.1.3 KONTROLA PÍSTNÍ TYČE NA VZPĚR

Materiál pístní tyče byl zvolen CK45-IH [34].

Dle [37]:

Kde:

$R_{p0,2} = 440$ MPa mez kluzu materiálu pístové tyče [MPa]

$E = 210000$ MPa Youngův modul materiálu [MPa]

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU PÍSTNÍ TYČE

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad [\text{mm}^4] \quad (104)$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot 32^4}{64}$$

$$I_p = 51472 \text{ mm}^4$$

Kde:

$$d = 32 \text{ mm}$$

průměr pístové tyče [mm]

PLOCHA PRŮŘEZU PÍSTNÍ TYČE

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (105)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot 32^2}{4}$$

$$S_p = 804 \text{ mm}^2$$

POLOMĚR KVADRATICKÉHO MOMENTU PRŮŘEZU

$$i_p = \sqrt{\frac{I_p}{S_p}} \quad [\text{mm}] \quad (106)$$

$$i_p = \sqrt{\frac{51472}{804}}$$

$$i_p = 8 \text{ mm}$$

ŠTÍHLOST PÍSTNÍ TYČE

$$\lambda = \frac{Z}{i_p} \quad [-] \quad (107)$$

$$\lambda = \frac{350}{8}$$

$$\lambda = 47,5$$

KRITICKÁ ŠTÍHLOST

Kritická štíhlost závisí na typu uložení přímočarého hydromotoru. Způsob uložení hydromotoru je vyobrazen na obr. 35.



Obr. 35 Typ uložení přímočarého hydromotoru.

$$\lambda_{kr} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{R_{p0,2}}} \quad [-] \quad (108)$$

$$\lambda_{kr} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{440}}$$

$$\lambda_{kr} = 68,6$$

Jestliže $\lambda < \lambda_{kr}$, pak v případech, kdy nepřipouštíme vznik plastických deformací, kontrolujeme pístní tyč na prostý tlak.

PROSTÝ TLAK

$$\sigma_p = \frac{F_{FMAX}}{S_p} \quad [\text{MPa}] \quad (109)$$

$$\sigma_p = \frac{47043}{804}$$

$$\sigma_p = 58,5 \text{ MPa}$$

BEZPEČNOST KOEFICIENT PÍSTNÍ TYČE

$$k_p = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_p} \quad [-] \quad (110)$$

$$k_p = \frac{440}{58,5}$$

$$k_p = 7,5$$

9.2 VOLBA ELEKTROMOTORU

Pohon hydrogenerátoru byl zvolen indukční jednofázový elektromotor 1ML90L2-2 od firmy VYBO Electric [35]. S hydrogenerátorem bude spojen pomocí pevné spojky.

Tab. 11 Technické parametry motoru 1ML90L2-2 [35]

Parametry motoru	
Typ:	1ML90L2-2
Výkon:	2,2 kW
Otáčky:	2800 ot/min
Proud:	13,7 A
Napětí:	220 V

9.3 VOLBA HYDROGENERÁTORU

Hydrogenerátorem je zubové čerpadlo s vnějším ozubením typu AZPB 3.0 od firmy Bosch Rexroth AG [38].

Tab. 12 Technické parametry zubového čerpadla AZPB 3.0.

Parametry čerpadla	
Typ:	AZPB
Velikost:	3.0
Zdvih za otáčku:	3.15 cm ³
Maximální trvalý tlak:	220 bar
Maximální přerušovaný tlak:	250 bar
Minimální otáčky:	750 ot./min
Maximální otáčky:	4000 ot./min

Pro výpočet průtoku a tlaku čerpadla bylo počítáno s nejmenšími účinnostmi uváděnými pro zubová čerpadla. V katalogu čerpadel Bosch Rexroth je uvedena i závislost otáček na průtoku (obr. 36) a závislost výkonu na otáčkách (obr. 37) zubového čerpadla.

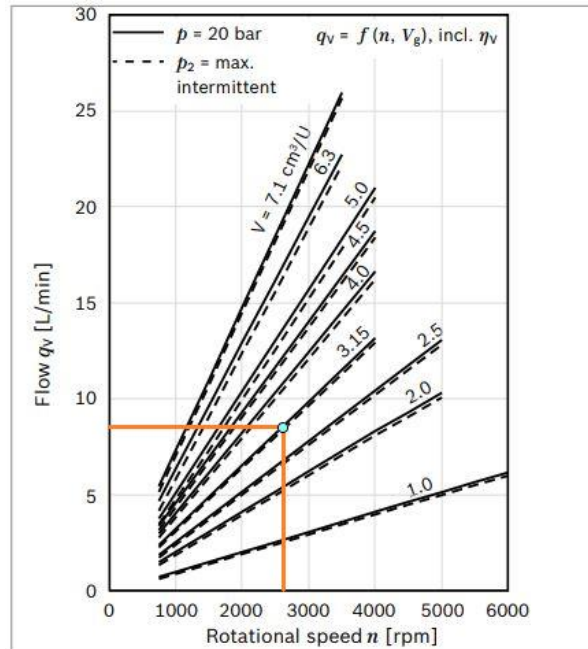
Kde:

$\eta_v = 0,9$ objemová účinnost

$\eta_t = 0,81$ celková účinnost

9.3.1 VÝPOČET PRŮTOKU ČERPADLA

Dle [38]:



Obr. 36 Závislost otáček na průtoku zubového čerpadla [38].

$$q_v = \frac{V_g \cdot n_m \cdot \eta_v}{1000} \quad [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (111)$$

$$q_v = \frac{3,15 \cdot 2800 \cdot 0,9}{1000}$$

$$q_v = 7,9 l \cdot \text{min}^{-1}$$

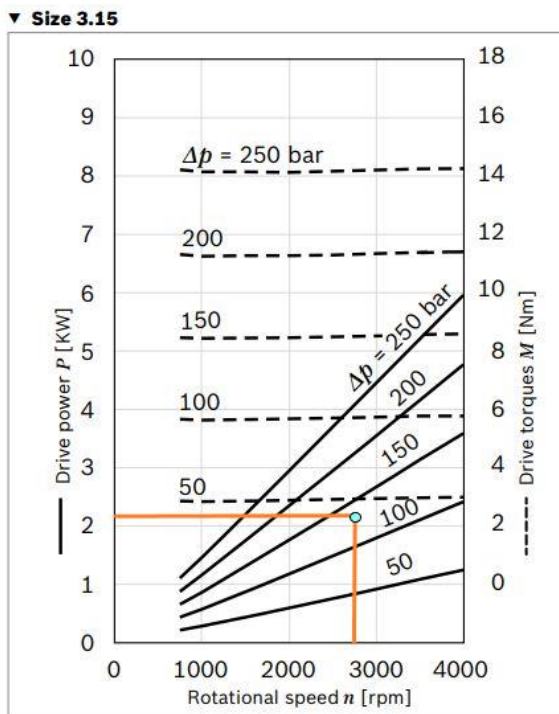
Kde:

$$V_g = 3,15 \text{ cm}^3 \quad \text{zdvih na otáčku [cm}^3\text{]}$$

$$n_m = 2800 \text{ ot.} \cdot \text{min}^{-1} \quad \text{otáčky motoru [ot.} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

9.3.2 VÝPOČET ROZDÍLU TLAKU ČERPADLA

Dle [38]:



Obr. 37 Závislost výkonu na otáčkách zubového čerpadla [38].

$$\Delta p = \frac{P \cdot 600 \cdot \eta_t}{q_v} \quad [\text{MPa}] \quad (112)$$

$$\Delta p = \frac{2,2 \cdot 600 \cdot 0,81}{7,94}$$

$$\Delta p = 135 \text{ bar}$$

Kde:

$P = 2,2 \text{ kW}$ výkon motoru [kW]

$\Delta p = 135 \text{ bar}$ rozdíl tlaku v zubovém čerpadle [bar]

$p_0 = 20 \text{ bar}$ tlak v sacím potrubí [bar]

TLAK VE VÝTLAČNÉM POTRUBÍ

$$p_2 = \Delta p + p_0 \quad [\text{MPa}] \quad (113)$$

$$p_2 = 135 + 20$$

$$p_2 = 155 \text{ bar} \rightarrow 15,5 \text{ MPa}$$

9.3.3 KONTROLA SÍLY ZDVIHU

Je třeba přepočítat sílu, kterou generuje přímočarý hydromotor. Výsledná síla musí splňovat podmínku $F_{p2} > F_{\text{FMAX}}$.

REÁLNÁ PLOCHA PRŮŘEZU PÍSTNÍ TYČE

$$S_{v2} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (114)$$

$$S_{v2} = \frac{\pi \cdot 63^2}{4}$$

$$S_{v2} = 3117 \text{ mm}^2$$

SÍLA VYGENEROVANÁ PŘÍMOČARÝM HYDROMOTOREM

$$F_{p2} = p_2 \cdot S_{v2} > F_{\text{FMAX}} \quad [\text{N}] \quad (115)$$

$$F_{p2} = 15,5 \cdot 3117 > 47042$$

$$F_{p2} = 48313,5 \text{ N} > 47042 \text{ N}$$

9.3.4 VÝPOČET ČASU ZDVIHU

Doba, za kterou zdvihací zařízení dosáhne koncové polohy, je závislá na průtoku zubového čerpadla počítaném v kapitole 9.3.1.

OBJEM PÍSTNÍHO VÁLCE

$$V_v = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 10^6} \cdot Z \quad [\text{l}] \quad (116)$$

$$V_v = \frac{\pi \cdot 63^2}{4 \cdot 10^6} \cdot 350$$

$$V_v = 1,1 \text{ l}$$

ČAS ZDVIHU

$$t_z = \frac{V_v \cdot 60}{q_v} \quad [\text{s}] \quad (117)$$

$$t_z = \frac{1,1 \cdot 60}{7,9}$$

$$t_z = 8,4 \text{ s}$$

ZÁVĚR

Cílem práce bylo provést konstrukční návrh a výpočet manipulačního zařízení určeného pro motocykly na základě zadaných parametrů. Práce obsahuje rešeršní rozbor zdvihacích zařízení pro motocykly, výpis parametrů vybraných kategorií motocyklů, pohony využívané pro zdvižná zařízení, bezpečnostní a legislativní požadavky z norem ČSN EN 1493 a ČSN EN 1494+A1, které se zaobírají zvedáky vozidel.

Na základě shromážděných informací o manipulačních zařízeních byla vybrána zdvihací plošina. Po výběru byl proveden výpočet rozměrů a rozbor zdvihacího mechanismu plošiny. Následně byly vytvořeny podmínky statické rovnováhy, ze kterých byly sestaveny soustavy rovnic. Pomocí maticové metody a výpočtového programu byly vypočítány síly působící ve vazbách. Síly ve vazbách tak umožnily provést výpočet vnitřních účinků jednotlivých členů, které tak umožňují provést pevnostní výpočet každého členu. Za použití bezpečnostního součinitele $s = 1,5$ (dle ČSN EN 1493) bylo provedeno porovnání největších napětí s mezí kluzu vybraných materiálů. Tímto způsobem byly zkontrolovány ramena mechanismu a horní rám plošiny. Obdobným způsobem byly zkontrolovány i všechny čepy vyskytující se ve vazbách mechanismu, které byly zkontrolovány na střih a otláčení.

Při návrhu pohonu zdvižného zařízení a některých komponentů hydraulického obvodu bylo postupováno dle katalogů jejich výrobců.

Výsledkem této práce je zdvihací plošina s nůžkovým mechanismem s délkou plošiny 2 m a šířkou 0,8 m, vybavenou odnímatelnou nájezdovou plošinou. Plošina je poháněna dvojčinným přímočarým hydromotorem, ovládaným třípolohovým čtyřcestným rozvaděčem. Generátorem tlaku je zubové čerpadlo. Mechanickou energii dodává čerpadlu 2,2 kW jednofázový elektromotor, který lze zapojit do sítě na 230 V. Zdvih plošiny je 900 mm s nejvyšší výškou zdvihu 1203 mm. Nosnost plošiny je do 350 kg. Zdvihací plošina je vybavena mechanickým pojistným zařízením pro bezpečné zajištění polohy, které je ovládáno lankem. Na spodním rámu jsou přivařeny dorazy spodní polohy a k hornímu rámu jsou po bocích připevněny zohýbané profily pro odložení součástek či náradí.

Dále by plošina musela být vybavena dorazy horní polohy, které by přerušili přívod tlakové energie do přímočarého hydromotoru při dosažení maximální výšky a zastavili tak zdvih.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Unicraft Zvedací plošina pro motocykly MHB 455. *Worka* [online]. [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: <https://www.worka.cz/unicraft-zvedaci-plosina-pro-motocykly-mhb-455-6201505/>
- [2] Zvedací plošina pro motocykly MHB 680 Unicraft. *ELESPO* [online]. [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: <https://www.elespo.cz/zvedaci-plosina-pro-motocykly-mhb-680-unicraft>
- [3] Stojan motocyklový Cross, Enduro s volitelnou výškou pracovní plochy. *Pro Dílnu* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.pro-dilnu.cz/Stojan-motocyklovy-Cross-Enduro-s-volitelnou-vyskou-pracovni-plochy-d6753.htm>
- [4] Stojan na silniční motocykly - motostojan, zadní, nosnost 250 kg. *Pro Dílnu* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.pro-dilnu.cz/Stojan-na-silnicni-motocykly-motostojan-zadni-nosnost-250-kg-d6752.htm>
- [5] STOJAN NA MOTOCYKL PŘEDNÍ / ZADNÍ, Q-TECH (ČERNÝ). *ACI* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: https://www.aci.cz/m002-45-stojan-na-motocykl-predni-zadni-q-tech-cerny-_d189326.html
- [6] Stojan PITBIKE snížený zdvih, Q-TECH (černá matná). *MotoNero* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: https://www.motonero.cz/stojany-2/stojan-pitbike-snizeny-zdvih-qtech-eu--cerna-matna-/?gclid=CjwKCAjwq832BRA5EiwACvCWsYXkufW6EFENxDMTLL19n2ZeN-wNIDB9hWT4BjHAeC5U4QXJFo59JhoCD_YQAvD_BwE
- [7] POJÍZDNÝ DÍLENSKÝ JEŘÁB OMCN GP05/DE (0,5 T). *Technology garage* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: https://www.technology-garage.cz/pojizdny-dilensky-gerab-omcn-gp05-de-0-5-t_z678/
- [8] POJÍZDNÝ DÍLENSKÝ JEŘÁB OMCN GP10/DE (1 T). *Technology garage* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: https://www.technology-garage.cz/pojizdny-dilensky-gerab-omcn-gp10-de-1-t_z680/
- [9] Hydraulic workshop crane for auto workshops and service vans. *AC Hydraulic* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.ac-hydraulic.dk/us/products/workshop-cranes/wjn5-wjn10/>
- [10] Hydraulický zvedák GEKO na motorky a ATV. *Motocyklový obchod* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.motocyklovyobchod.cz/hydraulicke-zvedaky/3159-hydraulicky-zvedak-geko-na-motorky-a-atv.html>
- [11] ZVEDÁK NA MOTOCYKL 500KG GEKO. *Jipos* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.jipos.cz/produkt/zvedak-na-motocykl-500kg-geko/#2045885395>
- [12] HYDRAULICKÝ ZVEDÁK NA MOTORKU, ČTYŘKOLKU, 680KG MAR-POL. *Super hobby* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.hyperhobby.cz/zvedaky-hydraulicke/hydraulicky-zvedak-na-motorku--ctyrkolku--680kg-mar-pol/>

- [13] Hydraulický zvedák ATV 1500LB/680kg hliníkový na motorku, čtyřkolku MAR-POL. *Hoby nářadí* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.hobynaradi.cz/hydraulicky-zvedak-atv-1500lb-680kg-hlinikovy-na-motorku-ctyrkolku-mar-pol/#>
- [14] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN isbn978-80-7361-111-8.
- [15] DÍLENSKÝ JEŘÁB "ŽIRAFÁ"- POJÍZDNÝ, SKLÁDACÍ 2T MD02080. *BOVRAM* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.bovram.cz/dilensky-gerab--zirafa-pojizdny--skladaci-2t-md02080/>
- [16] Hydraulická rampa pre motocykle – 360 kg – 175 x 50 cm | MSW-MHB-360-780. *Prevádzkareň* [online]. [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: <https://prevadzka.sk/obchod/hydraulicka-rampa-pre-motocykle-360-kg-175-x-50-cm-msw-mhb-360-780/>
- [17] Dílenské jeřáby - žirafa. *Moje dílna* [online]. [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/dilenske-geraby-zirafa/>
- [18] Plošinové zvedáky na motorku. *Moje dílna* [online]. [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/plosinove-zvedaky-na-moto/>
- [19] Stojany na motorku - motostojany. *Moje dílna* [online]. [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/stojany-na-motorku/>
- [20] Zvedáky na motorku a ATV - čtyřkolku. *Moje dílna* [online]. [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/zvedaky-na-motorku-a-atv/>
- [21] HORNÍČEK, Tomáš. Hydraulické a pneumatické pohony ve strojírenství. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2014, 25.06.2014, (140723) [cit. 2020-02-20]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/hydraulicke-a-pneumaticke-pohony-ve-strojirenstvi.html>
- [22] *Motokatalog* [online]. 2020 [cit. 2020-03-01]. ISSN 1214-7125. Dostupné z: <https://www.motokari.cz/motokatalog/>
- [23] ČSN EN 1494+A1. *Mobilní a přemístitelné zvedáky a souvisící zdvihací zařízení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, ©2010, 40 s.
- [24] ČSN EN 1493. *Zvedáky vozidel*. 2. dopl. vyd. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, ©2010, 56 s.
- [25] 2018 BMW HP4 Race. *CYCLE WORLD* [online]. © 2020 [cit. 2020-03-20]. Dostupné z: <https://www.cycleworld.com/2018-bmw-hp4-race/>
- [26] FLORIAN, Zdeněk, Karel PELLANT a Miroslav SUCHÁNEK. *TECHNICKÁ MECHANIKA I: STATIKA* [online]. Brno, 2004 [cit. 2020-03-23]. Dostupné z: http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/Mechanika%20I%20-%20Statika/Tech_mech_I.pdf

- [27] Profesionální 3D CAD software pro navrhování a strojírenství: Inventor®. *Autodesk* [online]. © 2020 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: <https://www.autodesk.cz/products/inventor/overview?plc=INVPROSA&term=1-YEAR&support=ADVANCED&quantity=1>
- [28] GNU Octave: Scientific Programming Language. *GNU* [online]. © 1998 - 2020 [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://www.gnu.org/software/octave/>
- [29] MATEMATIKA I: Matice, hodnost matice, soustavy lineárních rovnic, determinanty. *Math online fme vutbr* [online]. Brno: Ústav matematiky FSI VUT Brno, © 2015 [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://mathonline.fme.vutbr.cz/Matice-hodnost-matice-soustavy-linearnich-rovnic-determinanty/sc-63-sr-1-a-33/default.aspx>
- [30] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [31] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [32] HPC - podpůrné rolny centrické: Informace o produktu. *Matis* [online]. [cit. 2020-03-26]. Dostupné z: <https://www.matis.cz/cs/produkt/hpc-podpurne-rolny-centricke>
- [33] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů: studijní text* [pdf]. Brno, 2009 [cit. 2020-04-12].
- [34] *Výrobní katalog: Přímočarých hydromotorů* [online]. Slopné, 2017 [cit. 2020-04-09]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf
- [35] ELEKTROMOTOR 2,2KW 1ML90L2-2. *VYBO Electric* [online]. © 2019 [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <https://elektromotory-vybo.cz/obchod/elektromotor-22kw-1ml90l2-2/>
- [36] Transportní stojan na motocykly. *Atools* [online]. [cit. 2020-05-01]. Dostupné z: <https://www.atools.cz/?action=detail&id=ID1487&catg=14>
- [37] HORNÍKOVÁ, Jana, Jiří BURŠA a Pavel ŠANDERA. *Pružnost a pevnost: Interaktivní učební text*. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-7204-268-8.
- [38] *Rexroth A Bosch Company: High-Performance external gear pump AZPB* [online]. Elchingen, 2019 [cit. 2020-03-12]. Dostupné z: https://brmv2.kittelberger.net/borexmvz2-internet/pdfDownloadInternet.jsp?fn=re10088_2019-01.pdf&lvid=1210039&mvid=14640&

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\emptyset D'$	[mm]	Výpočtový průměr pístití tyče
A	[-]	Matice soustavy lineárních rovnic
b	[mm]	Šířka horního rámu
b_v	[-]	Vektor pravých stran
c	[mm]	Vzdálenost vazby F od vazby A
c_x	[mm]	Vzdálenost hlavní osy od kraje průřezu
d_1	[mm]	Vertikální vzdálenost vazby F od vazby A
d_2	[°]	Vertikální vzdálenost vazby F od vazby A
E	[MPa]	Youngův modul materiálu
e_1	[mm]	Délka přímočarého hydromotoru v poloze 1
e_2	[mm]	Délka přímočarého hydromotoru v poloze 2
F	[N]	Zatížení mechanismu
f_1	[mm]	Vertikální vzdálenost vazby F od vazby G v poloze 1
f_2	[mm]	Vertikální vzdálenost vazby F od vazby G v poloze 2
F_{Ax}	[N]	Síla působící ve vazbě A v ose X
F_{Ay}	[N]	Síla působící ve vazbě A v ose Y
F_B	[N]	Síla působící ve vazbě B
F_b	[N]	Síla od hmotnosti břemene
F_c	[N]	Celková síla
F_{Cx}	[N]	Síla působící ve vazbě C v ose X
F_{Cy}	[N]	Síla působící ve vazbě C v ose Y
F_{Dx}	[N]	Síla působící ve vazbě D v ose X
F_{Dy}	[N]	Síla působící ve vazbě D v ose Y
F_E	[N]	Síla působící ve vazbě E
F_{Fx}	[N]	Síla působící ve vazbě F v ose X
F_{Fy}	[N]	Síla působící ve vazbě F v ose Y
F_g	[N]	Síla od hmotnosti ramene
F_{Gx}	[N]	Síla působící ve vazbě G v ose X
F_{Gy}	[N]	Síla působící ve vazbě G v ose Y
F_k	[N]	Síla od hmotnosti horní plošiny
F_{p2}	[N]	Síla vygenerovaná přímočarým hydromotorem
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení

h	[mm]	Maximální výška zdvižného mechanismu
h_0	[mm]	Počáteční výška plošiny
h_1	[mm]	Zdvih zdvihacího zařízení
i	[-]	Počet stupňů volnosti vázaného tělesa
I	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
I_p	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu pístní tyče
i_p	[mm]	Poloměr kvadratického momentu průřezu
i_v	[-]	Počet stupňů volnosti volného tělesa v rovině
k	[-]	Koeficient bezpečnosti zařízení
l	[mm]	Délka horního rámu
l_0	[mm]	Vzdálenost vazby A od okraje plošiny
l_1	[mm]	Vzdálenost do středu plošiny
m	[mm]	Vzdálenost uložení vazby F na rameni od vazby A
m_1	[kg]	Nosnost zdvihacího zařízení
m_2	[kg]	Hmotnost horní plošiny
m_3	[kg]	Hmotnost ramene
M_0	[N·m]	Ohybové momenty
n	[mm]	Vzdálenost vyosení vazby F od ramene
N	[N]	Normálové síly
n_m	[ot·min ⁻¹]	Otáčky motoru
n_s	[-]	Počet členů soustavy
p	[MPa]	Tlak
P	[kW]	Výkon motoru
p_0	[bar]	Tlak v sacím potrubí
p_2	[bar]	Tlak ve výtlačném potrubí
p_D	[MPa]	Dovolený tlak
q_v	[l·min ⁻¹]	Průtok zubového čerpadla
r	[mm]	Vzdálenost mezi čepy na rameni
R_{EH}	[MPa]	Mez kluzu materiálu
$R_{p0,2}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu pístní tyče
s	[-]	Součinitel bezpečnosti
S_p	[mm ²]	Plocha průřezu pístní tyče
S_v	[mm ²]	Výpočtová plocha průřezu pístní tyče

S_{v2}	[mm ²]	Reálná plocha průřezu pístní tyče
T	[N]	Tečné síly
t_1	[mm]	Horizontální vzdálenost vazby F od vazby A
t_2	[°]	Horizontální vzdálenost vazby F od vazby A
t_3	[mm]	Horizontální vzdálenost vazby F od vazby G
t_4	[mm]	Horizontální vzdálenost vazby F od vazby G
v	[mm]	Vzdálenost vazby G od vazby D
V_g	[cm ³]	Zdvih na otáčku
V_v	[l]	Objem pístního válce
W_{O_x}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose X
W_{O_y}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose Y
x	[-]	Vektor neznámých parametrů
x_1	[mm]	Rozevření ramen v poloze 1
x_2	[mm]	Rozevření ramen v poloze 2
α	[-]	Typ uložení přímočarého hydromotoru
α_1	[°]	Úhel ramene v poloze 1
α_2	[°]	Úhel ramene v poloze 2
β	[°]	Úhel vyosení vazby F od ramene
γ_1	[°]	Úhel polohy vazby F od horizontální osy vazby A v poloze 1
γ_2	[°]	Úhel polohy vazby F od horizontální osy vazby A v poloze 2
Δp	[bar]	Rozdíl tlaku v zubovém čerpadle
η	[-]	Počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami
η_t	[-]	Celková účinnost zubového čerpadla
η_v	[-]	Objemová účinnost zubového čerpadla
λ	[-]	Štíhlost pístní tyče
λ_{kr}	[-]	Krytická štíhlost pístní tyče
ξ_i	[-]	Počet složek mechanického pohybu odebraných vazbami
σ	[MPa]	Normálové ohybové napětí
$\sigma_{D\check{c}}$	[MPa]	Dovolené normálové napětí čepu
σ_{Dov}	[MPa]	Dovolené normálové napětí
τ	[MPa]	Tečné smykové napětí
$\tau_{D\check{c}}$	[MPa]	Dovolené tečné napětí čepu
τ_{Dov}	[MPa]	Dovolené tečné napětí

d'	[mm]	Výpočtové průměry čepů
t_z	[s]	Čas zdvihu
δ_1	[°]	Úhel náklonu přímočarého hydromotoru
μ	[-]	Počet použitelných podmínek statické rovnováhy
μ_m	[-]	Počet použitelných momentových podmínek statické rovnováhy
ν	[-]	Počet neznámých nezávislých parametrů
ν_m	[-]	Počet neznámých momentových nezávislých parametrů
ν_r	[-]	Počet neznámých polohových nezávislých parametrů
σ_p	[MPa]	Prosté napětí v tlaku

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy:	ÚADI-2020-00/00
Výkres svarku:	ÚADI-2020-00/02
Výkres součásti:	ÚADI-2020-04/05
	ÚADI-2020-02/03
	ÚADI-2020-03/01