



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

DÍLENSKÁ ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ PRO MANIPULACI V OPRAVÁRENSTVÍ

WORKSHOP LIFTING AND HANDLING DEVICES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Benda

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Petr Benda
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2016/17

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:

Dílenská zvedací zařízení pro manipulaci v opravárenství

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kritická rešerše dílenských zvedacích zařízení, umožňujících příležitostnou manipulaci s břemeny v menších opravárenských provozech. Zařízení by mělo být schopno zvedat břemena v rozmezí 125 až 500 kg.

Koncepční návrh zvedacího zařízení se závěsným hákem vhodného pro manipulaci v opravných osobních a užitkových vozidel s pohotovostní hmotností do 3,5 t.

Základní technické parametry:

- nosnost 500 kg,
- pohon zdvihu přímočarým hydromotorem s ruční pumpou.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.

Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.

Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.

Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.

Celková sestava zařízení.

Podsestavy a výrobní výkresy vybraných konstrukčních uzlů.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 11. 2016]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena na zvedací zařízení, která se uplatňují v dílenských a opravárenských provozech. V úvodní části práce je provedeno základní rozdělení těchto zařízení a v další části se práce zaměřuje na koncepční návrh hydraulického mobilního jeřábu. Je proveden funkční výpočet navrženého zařízení, pevnostní kontrola hlavních komponent a na závěr je vypracována výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zvedací zařízení, hydraulický mobilní jeřáb, přímočarý hydromotor

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with workshop lifting and handling devices. At the beginning these devices are divided into several groups depending on its characters and benefits. Afterwards the thesis deals with a conceptual design of a movable hydraulic crane. The attention is focused on functional calculation and strength assessment of the main parts. At the end the thesis contains a drawing documentation.

KEYWORDS

Lifting device, movable hydraulic crane, linear hydraulic jack

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BENDA, P. *Dílenská zvedací zařízení pro manipulaci v opravárenství*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 52 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Petr Benda

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady, věcné připomínky a odborné vedení při vypracování této bakalářské práce.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Základní rozdělení zvedacích zařízení	12
1.1 Zvedáky.....	12
1.1.1 Hřebenový zvedák.....	12
1.1.2 Šroubový zvedák	12
1.1.3 Hydraulický zvedák.....	13
1.2 Kladkostroje	16
1.2.1 Násobný kladkostroj	16
1.2.2 Diferenciální kladkostroj	16
1.2.3 Šnekový kladkostroj.....	16
1.2.4 Kladkostroj s čelními koly	16
1.3 Jeřáby.....	17
1.3.1 Portálové a poloportálové jeřáby.....	17
1.3.2 Mostové jeřáby	18
1.3.3 Konzolové jeřáby	18
1.3.4 Sloupové jeřáby	19
2 Koncepce navrženého řešení.....	21
3 Funkční a pevnostní výpočty hlavních komponent.....	24
3.1 Výložník.....	24
3.1.1 Výpočet síly vyvolané zavěšeným břemenem	24
3.1.2 Výpočet liniového zatížení výložníku	24
3.1.3 Výpočet reakčních sil ve vazbách	25
3.1.4 Výpočet výsledných vnitřních účinků	25
3.1.5 Výpočet maximálního napětí	26
3.1.6 Kontrola výložníku k meznímu stavu pružnosti.....	27
3.2 Stojan	28
3.2.1 Výpočet reakčních sil ve vazbách	28
3.2.2 Výpočet výsledných vnitřních účinků	29
3.2.3 Výpočet maximálního napětí	31
3.2.4 Kontrola stojanu k meznímu stavu pružnosti	31
3.3 Příčník	32
3.3.1 Výpočet výsledných vnitřních účinků	32
3.3.2 Výpočet maximálního napětí	33

3.3.3	Kontrola příčnicku k meznímu stavu pružnosti	34
3.4	Rameno podvozku	35
3.4.1	Výpočet reakčních sil ve vazbách	35
3.4.2	Výpočet výsledných vnitřních účinků	37
3.4.3	Výpočet maximálního napětí	37
3.4.4	Kontrola ramene podvozku k meznímu stavu pružnosti	37
4	Volba dalších komponent	38
4.1	Pojzdové kladky	38
4.1.1	Zadní pojezdová kladka	38
4.1.2	Přední pojezdová kladka	38
4.2	Hydromotor s ruční pumpou	39
4.3	Čepy	41
4.3.1	Čepy hydromotoru	42
4.3.2	Čep výložníku	43
	Závěr	45
	Seznam použitých zkratk a symbolů	49
	Seznam příloh	52

ÚVOD

Při práci v dílenských a opravárenských provozech je nevyhnutelná manipulace s břemeny různých hmotností a velikostí. Podle velikostí a požadavků provozoven se využívají různá zvedací zařízení, která se odlišují svojí velikostí, typem konstrukce, mechanismem zdvihu, určením pro různá pracovní prostředí nebo různé typy břemen.

Cílem této práce je provést kritickou rešerši dílenských zvedacích zařízení a vytvořit koncepční návrh zvedacího zařízení včetně provedení funkčních výpočtů, pevnostní kontroly a vytvoření výkresové dokumentace.

Nejprve je pozornost věnována rešeršní části, kde je provedeno základní rozdělení zvedacích zařízení na zvedáky, kladkostroje a jeřáby. Pro každou kategorii jsou uvedeny základní charakteristiky, další rozdělení, přednosti a zápory, ale také konkrétní zařízení vybraná z katalogů výrobců. Pozornost je však věnována pouze takovým zařízením, která svými parametry odpovídají zadání této práce. Těmito parametry jsou především nosnost, výška zdvihu, možnost manipulace s břemenem a možnost uplatnění v menších opravárenských provozech.

V další části se práce zaměřuje na vlastní koncepční návrh zvedacího zařízení – hydraulického mobilního jeřábu. Pozornost je věnována funkčním a pevnostním výpočtům, volbě vhodných materiálů a dalších prvků, které jsou součástí navrženého zařízení.

V závěru práce je vypracována výkresová dokumentace.



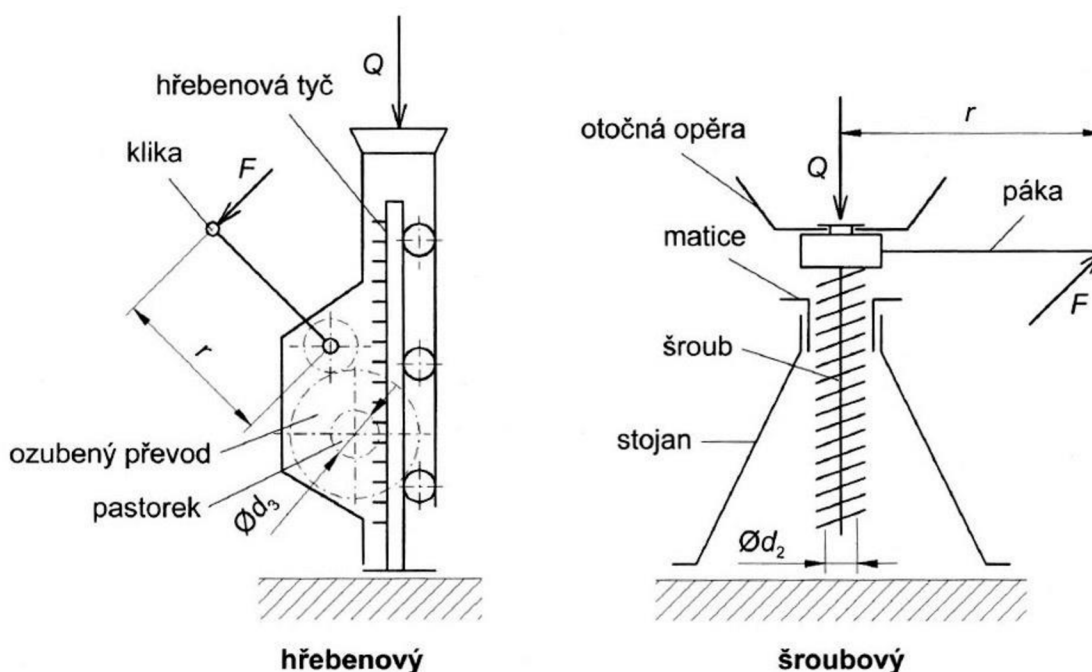
Obr. 1 Hydraulický mobilní jeřáb [24]

1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ

V dnešní době existuje celá řada zvedacích zařízení, která se odlišují nejrůznějšími parametry. Tato zařízení lze rozdělit do následujících kategorií.

1.1 ZVEDÁKY

Zvedáky jsou zařízení, která umožňují manipulaci s břemeny pouze ve svislém směru. Obvykle jsou konstruovány pro ruční pohon a jsou charakteristické malou vlastní hmotností vůči hmotnosti zvedaného břemene. Podle principu zvedacího mechanismu dělíme zvedáky na hřebenové, šroubové a hydraulické. [1] (str. 12)



Obr. 2 Schéma hřebenového a šroubového zvedáku [1] (str. 12)

1.1.1 HŘEBENOVÝ ZVEDÁK

„Tvoří jej ozubená tyč (hřeben), která je uložena ve skříni a je poháněna pákou přes několikanásobný ozubený převod. Polohu břemena zajišťuje západka s rohatkou.“

1.1.2 ŠROUBOVÝ ZVEDÁK

„Využívá posuvu šroubu v matici, která je pevně spojena se stojanem zvedáku. Závit šroubu je obvykle lichoběžníkový a musí být samosvorný, aby byla zajištěna poloha břemena.“ [1] (str. 13)

1.1.3 HYDRAULICKÝ ZVEDÁK

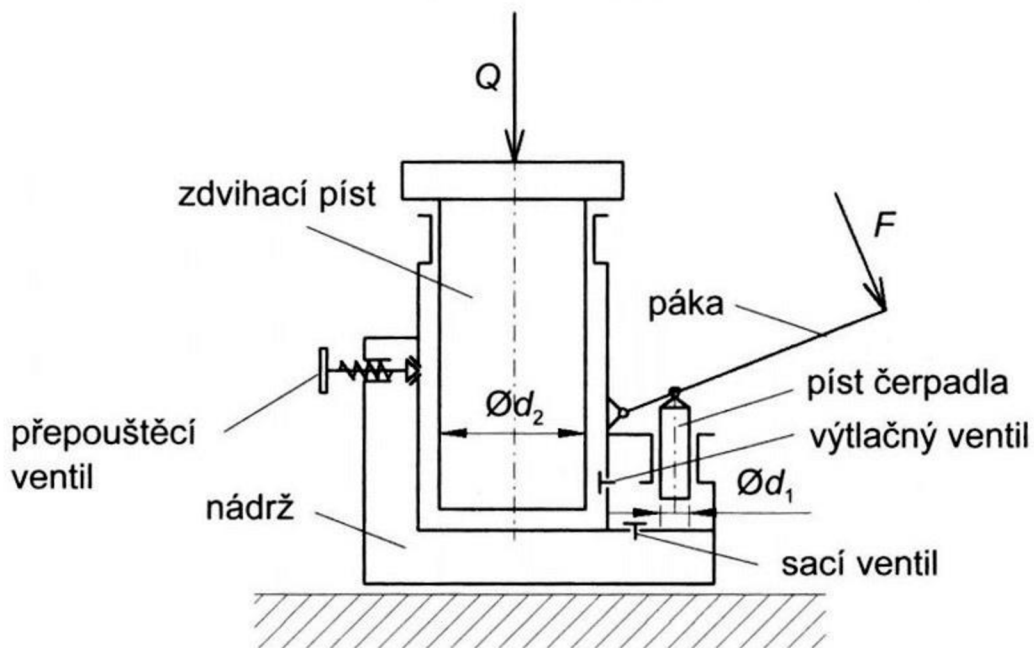
Zvedák se skládá ze dvou pístů, mezi kterými je uzavřená kapalina (obvykle hydraulický olej). Mechanismus zdvihu vychází z Pascalova zákona – síla působící na první píst vyvolá v kapalině tlak, který působí i na druhý píst. Velikost obsahu druhého pístu určuje velikost výsledné síly. [1] (str. 14)

PRINCIP HYDRAULICKÉHO ZVEDÁKU

V první fázi se rameno páky pohybuje směrem vzhůru. Tím se píst čerpadla vysouvá, v pracovním prostoru vzniká podtlak, dochází k otevření sacího ventilu a nasátí hydraulické kapaliny.

Ve druhé fázi se rameno páky stlačuje směrem dolů, píst čerpadla se zasouvá a pracovní prostor se zmenšuje. Tak vzniká přetlak, který způsobí zavření sacího ventilu a otevření výtlačného ventilu. Díky tomu dojde k vytlačení kapaliny pod zvedací píst a zvednutí břemena.

Tento cyklus se opakuje, dokud není dosaženo požadované výšky zdvihu. Následné spouštění břemene se provádí otevřením přepouštěcího ventilu. [1] (str. 14)



Obr. 3 Schéma hydraulického zvedáku [1] (str. 12)

NÍZKOPROFILOVÝ POJÍZDNÝ HYDRAULICKÝ ZVEDÁK

Tento typ zvedáku je vhodný zejména pro zdvih automobilů s nízkou pojezdovou výškou. Další výhodou této konstrukce je možnost zvedání automobilů za části podvozku, které se nenacházejí bezprostředně na okraji vozidla.

Zvedák se ovládá pomocí dlouhé páky. Rukojeť páky je otočná, což umožňuje volit mezi zvedáním a spouštěním břemena. Zařízení je také opatřeno pojezdovými kladkami, které umožňují snadný pohyb pod vozidlem. Maximální výška zdvihu se obvykle pohybuje v rozmezí 300 až 400 mm. [9]



Obr. 4 Nízkoprofilový pojízdný hydraulický zvedák převodovek [10]

HYDRAULICKÝ ZVEDÁK PŘEVODOVEK

Hydraulický zvedák se vyrábí s nožním nebo ručním pohonem pumpy. Jeho uplatnění je však poměrně úzké. V opravárenství se využívá pouze pro zvedání převodovek nebo náprav při jejich montáži a demontáži. Pro upínání součástí ke zvedáku se využívá kolébkové podpěry, která je různě nastavitelná a vybavená uchycovacími řetězy za účelem větší bezpečnosti. [11]



Obr. 5 Hydraulický zvedák převodovek [12]

NŮŽKOVÉ ZVEDACÍ PLOŠINY

Nůžkové plošiny představují širokou kategorii zvedacích zařízení. Jednotlivá provedení se liší především typem konstrukce a možností manipulace s plošinou. Můžeme ale říci, že většina nůžkových plošin využívá ke svému pohonu přímočaré hydromotory. Ty se také označují jako hydraulické válce, mají rozmanitou konstrukci a snadno docílí přímočarého pohybu při dané síle a rychlosti. [2] (str. 74)

- Rozdělení podle možnosti manipulace s plošinou po pracovišti
 - a) Zvedáky **pevně zabudované v podlaze** se vyznačují robustní konstrukcí, větší dosažitelnou výškou a především vyšší nosností.
 - b) Zvedáky **pojízdné** mají nižší nosnost a nižší výšku zdvihu. Mezi jejich přednosti ovšem patří možnost manipulace s břemeny po dílně, lepší skladnost, vyšší rychlost zvedání plošiny a také nižší pořizovací náklady. [13]
- Rozdělení podle uspořádání nůžkového mechanismu
 - a) Plošiny **s jednoduchým mechanismem** představují základní typ zdvižných plošin. Maximální výška zdvihu zpravidla nepřesahuje 1500 mm. [14]
 - b) Plošiny **s vícenásobným mechanismem** dosahují vyššího zdvihu bez potřeby prodloužení rámu zařízení. [15]
 - c) **Tandemové** zvedací plošiny mají stabilnější konstrukci, a proto jsou určeny především pro zvedání rozměrnějších břemen. [16]

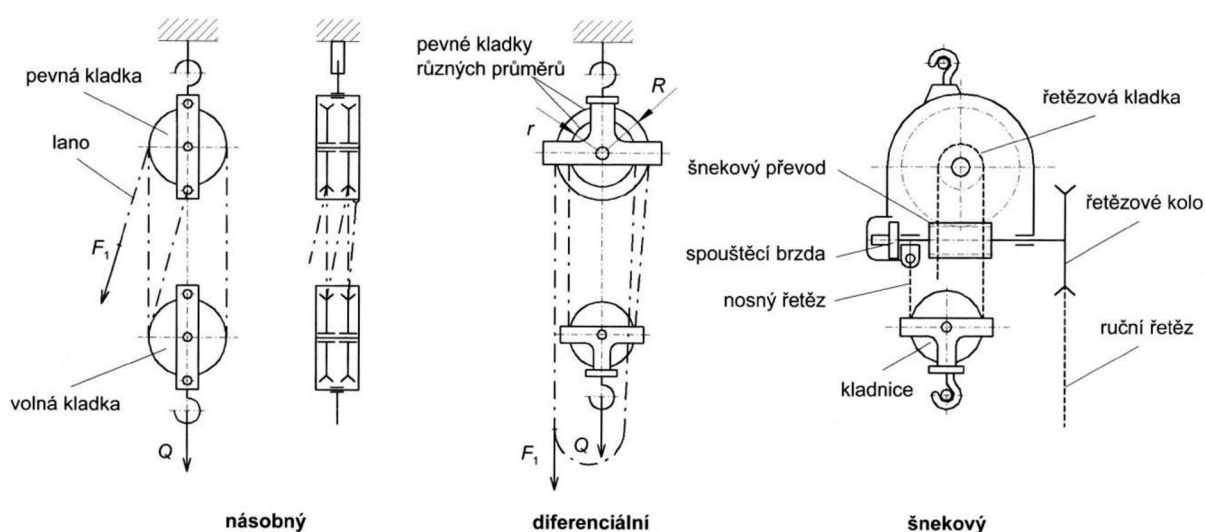


Obr. 6 Nůžková zvedací plošina s jednoduchým mechanismem [17]

1.2 KLADKOSTROJE

Kladkostroj patří mezi jednoduché stroje. Vzniká spojením pevné a volné kladky, popř. několika takových párů. Pevná kladka je upevněna ke konstrukci, nosníku nebo visuté kočce a volná kladka je zavěšena na laně nebo řetězu. Kombinace pevné a volné kladky umožňuje snížení síly potřebné ke zvednutí břemena. Pohon kladkostroje může být ruční, nebo elektrický. [1] (str. 15)

Podle konstrukce lze kladkostroje rozdělit na násobné, diferenciální, šnekové a s čelními koly.



Obr. 7 Schéma základních typů kladkostrojů [1] (str. 15)

1.2.1 NÁSOBNÝ KLADKOSTROJ

Skládá se z ohebného zvedacího členu (řetěz), pohyblivé a nepohyblivé části. Pohyblivá část je tvořena kladnicí a hákem pro zavěšení břemene.

1.2.2 DIFERENCIÁLNÍ KLADKOSTROJ

Na rozdíl od násobného kladkostroje využívá kladek různých průměrů.

1.2.3 ŠNEKOVÝ KLADKOSTROJ

„Základem konstrukce je šnekový převod. Šnekové kolo je spojeno s řetězovým kolem, po kterém se obvykle odvíjí článkový řetěz se zavěšeným břemenem.“

1.2.4 KLADKOSTROJ S ČELNÍMI KOLY

„Konstrukce je obdobná jako u šnekového kladkostroje, pouze šnekový převod je nahrazen čelními koly.“ [1] (str. 17)

1.3 JEŘÁBY

Jeřáby jsou zařízení, která ve vymezeném prostoru umožňují manipulaci s břemeny jak ve svislém, tak ve vodorovném směru. Uplatnění jeřábů je velmi široké, a proto je lze rozdělit dle různých hledisek. Např. podle druhu pohonu, druhu pohybu, druhu práce, místa použití nebo podle celkového tvaru. [1] (str. 19)

Vzhledem k tématu této práce bude pozornost věnována pouze dílenským jeřábům. Ty lze podle konstrukce rozdělit na mostové, portálové a poloportálové, konzolové a sloupové.

1.3.1 PORTÁLOVÉ A POLOPORTÁLOVÉ JEŘÁBY

„Nosnou konstrukci portálových jeřábů tvoří portál, který se skládá z jeřábového mostu a dvou podpěr. Portál může být pevně ukotvený v základu (stabilní jeřáb) nebo se může pohybovat.“ [3] (str. 34)

Pojízdné jeřáby vyšších nosností pojíždí po ocelových kolejnicích zabudovaných v podlaze, zatímco lehké mobilní portálové jeřáby používané k montážním pracím v dílnách využívají pojezdová polyuretanová zatačecí kola, která se pohybují po dostatečně tvrdé podložce. Tato zařízení se vyrábějí převážně do nosnosti 3,2 tun. [18]

Jako příklad jeřábu používaného v opravárenství uvedme portálový jeřáb PJR firmy Tedox. Po hlavním nosníku tohoto jeřábu pojíždí elektrický kladkostroj, maximální nosnost jeřábu je 500 kg a výška zdvihu téměř 3 000 mm. [19]



Obr. 8 Portálový jeřáb PJR [20]

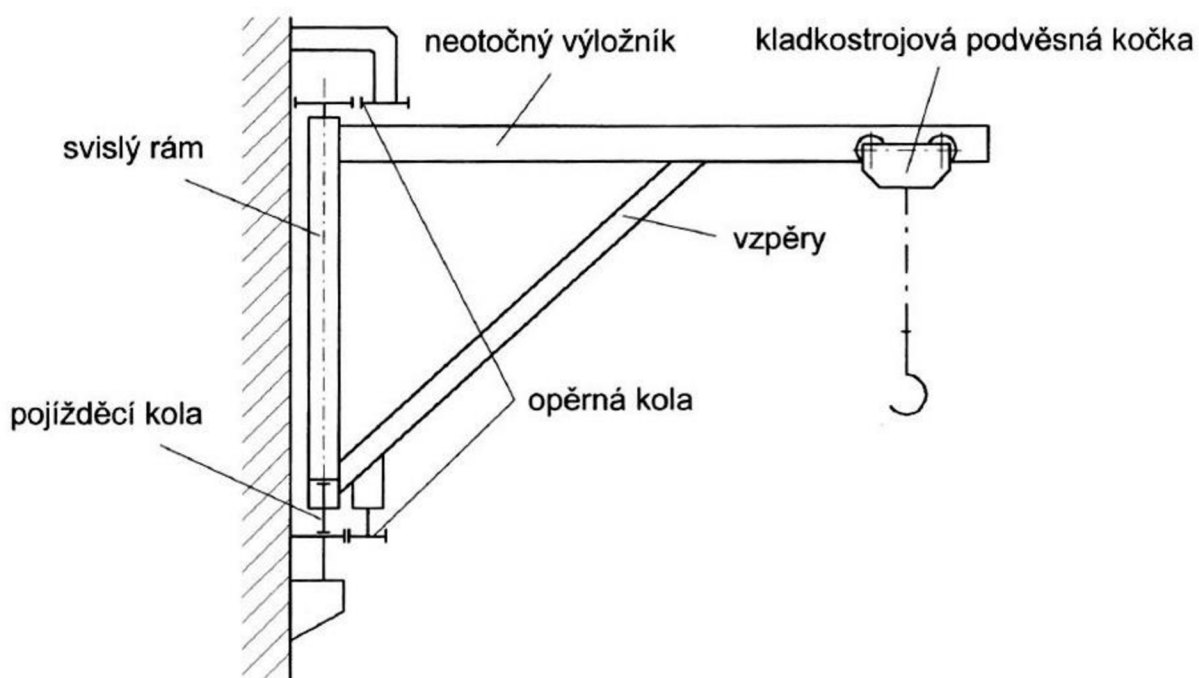
1.3.2 MOSTOVÉ JEŘÁBY

Nosnou konstrukci jeřábu tvoří jeřábový most, který se zpravidla pohybuje po vyvýšené dráze se dvěma větvemi. Na mostě nebo pod mostem se pohybuje jeřábová kočka s mechanismy zdvihu a pojezdu, popř. s dalšími pomocnými mechanismy. [3] (str. 15)

Konstrukce mostových jeřábů je určena zejména pro vyšší nosnosti. Z toho důvodu se pro zvedání výhradně takových břemen, jejichž hmotnost odpovídá zadání této práce (tedy 125 až 500 kg), v opravárenských provozech neinstalují. Pro zvedání takových břemen se využívají především mobilní portálové jeřáby.

1.3.3 KONZOLOVÉ JEŘÁBY

Nosná konstrukce konzolového jeřábu se skládá ze svislého rámu a ramena (výložníku). Svislý rám je buď pevný, nebo může pojíždět po dráze upevněné na stěně dílny, rameno je buď v otočném provedení, nebo má proměnlivé vyložení. [1] (str. 24) Jeřáby nižších nosností (do 3,2 tuny) využívají pro manipulaci s břemenem řetězový kladkostroj a ruční obsluhu.



Obr. 9 Schéma konzolového jeřábu [1] (str. 25)

Konzolové jeřáby **neotočné** mají vždy proměnlivé vyložení, kterého se dosahuje pojezdem jeřábové kočky po vodorovném rameni.

Konzolové jeřáby **otočné do 180°** mají otočný výložník, který je uložený v ložiskách ve svislém rámu. Vyložení je z důvodu obtížné konstrukce zpravidla neměnné.

Konzolové jeřáby **otočné o 360°** využívají otočného výložníku, který je umístěný pod úrovní jeřábové dráhy. [3] (str. 43)

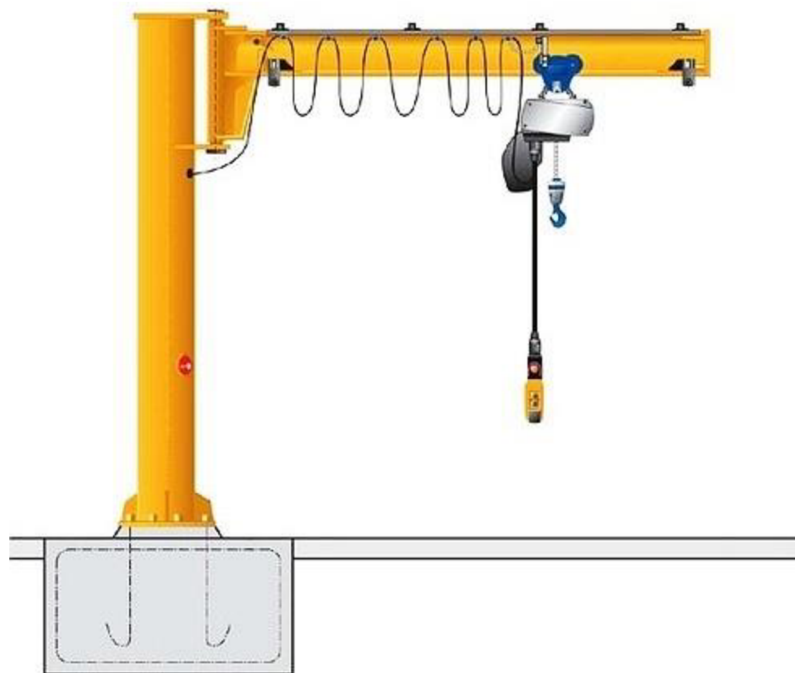
1.3.4 SLOUPOVÉ JEŘÁBY

Podle konstrukčního provedení lze slouповé jeřáby rozdělit na jeřáby s otočným sloupem a jeřáby s nehybným sloupem. Pro jeřáby s otočným sloupem je charakteristické, že výložník a sloup jsou spojeny nehybně a otáčí se jako celek, zatímco v případě jeřábů s pevným sloupem se výložník otáčí pomocí ložisek kolem sloupu, který je pevně upevněn k podlaze nebo jiné konstrukci. Pro oba případy může být sloup buď krátký jednoduchý prut, nebo vyšší příhradová konstrukce. Podle možnosti pohybu jeřábu jako celku rozlišujeme jeřáby pojízdné a stacionární. [3] (str. 45)

JEŘÁB S NEHYBNÝM SLOUPEM

Jeřáb je upevněn k podlaze pomocí roznášecí desky a chemických kotev, nebo pomocí kotevního koše, který je zapuštěný do nově vytvořeného betonového podkladu. Sloup jeřábu je dutý ocelový a výložník se kolem něj otáčí díky dvěma ložiskům, která jsou kluzná nebo valivá.

Jako příklad lze uvést slouповý jeřáb SJER firmy Tedox, který má nosnost 500 kg, vyložení 3000 mm a jako zdvihadlo elektrický řetězový kladkostroj. [21]



Obr. 10 Slouповý jeřáb SJER [22]

HYDRAULICKÝ MOBILNÍ JEŘÁB

Pojízdné hydraulické jeřáby s používají především pro manipulaci s agregáty osobních automobilů. Uplatňují se při jejich zvedání a ukládání při montáži i demontáži. Tomu je přizpůsobena konstrukce jeřábu, která umožňuje najet přímo pod opravované vozidlo.

Nosné rameno má několik poloh vysunutí. Míra vysunutí ramene určuje nosnost jeřábu, přičemž větší délka ramene znamená snížení nosnosti jeřábu.

Podvozek jeřábu je vybaven nylonovými kladkami, které pojíždějí po pevném rovném podkladu. Podvozek a nosné rameno jsou nabízeny také ve sklopném provedení, což umožňuje lepší skladnost jeřábu v dílně. [23]



Obr. 11 Hydraulický mobilní jeřáb [24]

2 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Dle zadaných parametrů je vytvořen návrh hydraulického mobilního jeřábu.

Tato varianta je zvolena pro svoji jednoduchou konstrukci, široké využití, cenovou dostupnost, možnost uplatnění v menších opravárenských provozech a fakt, že pro jejich využití není nutné provádět stavební úpravy, které by souvisely např. se zakotvením zařízení do podlahy nebo na stěnu dílny.

Konstrukce jeřábu se skládá ze dvou částí. První část tvoří svařenec stojanu, příčníků, vzpěr, ramen podvozku, madla, držáků na ruční pumpu a držáku na hydromotor. Druhou část tvoří svařenec výložníku, držáku na hydromotor a držáku stojanu.

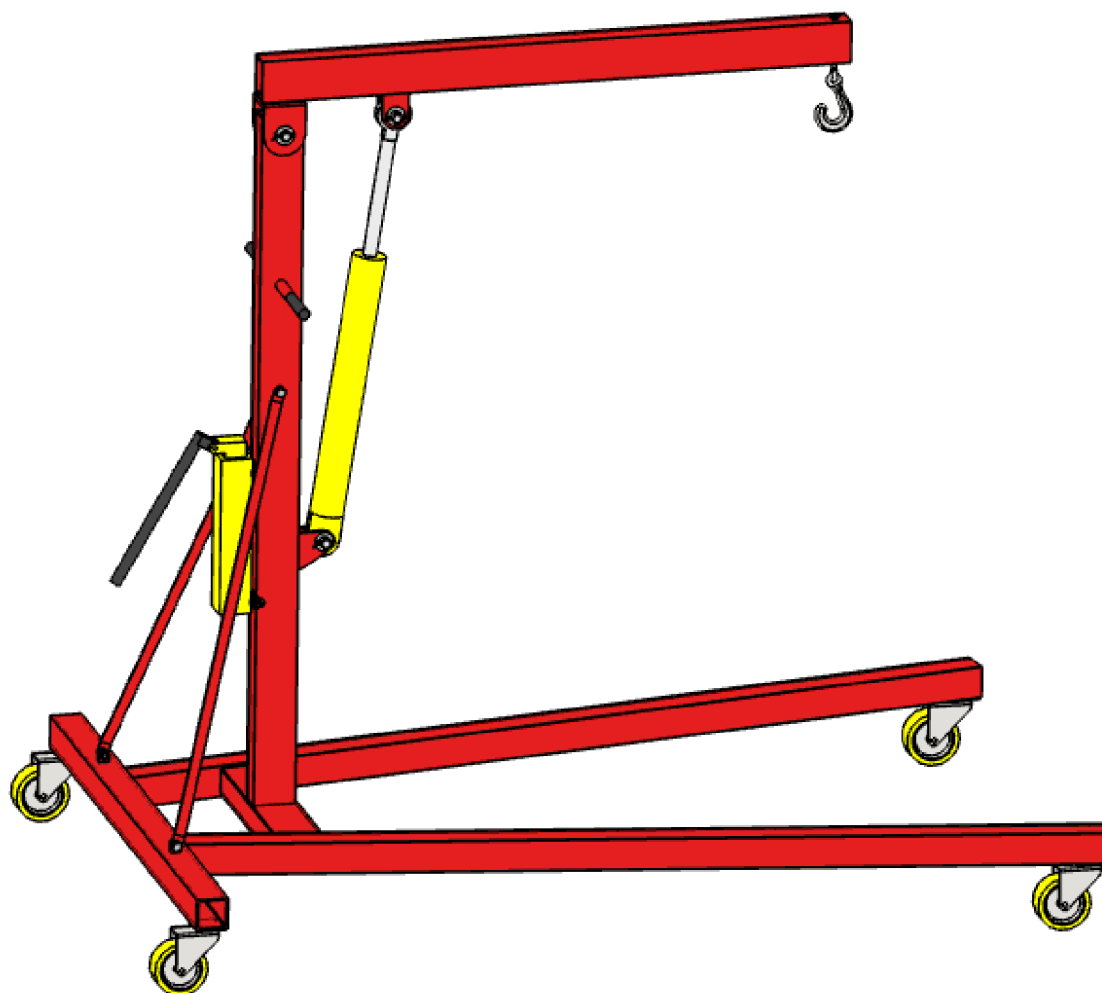
Jeřáb je dále vybaven dvěma páry pojezdových kladek a přímočarým hydromotorem s ruční pumpou, které jsou na základě požadovaných parametrů vybrány z katalogů výrobců. Pro zvedání břemen je využito háku, který je upevněný na konci výložníku.

Na základě výpočtu maximálních napětí v jednotlivých dílech jsou zvoleny profily vhodných průřezů a délek. Jsou voleny duté profily vyrobené z oceli S355J2, které jsou normalizovaných rozměrů.

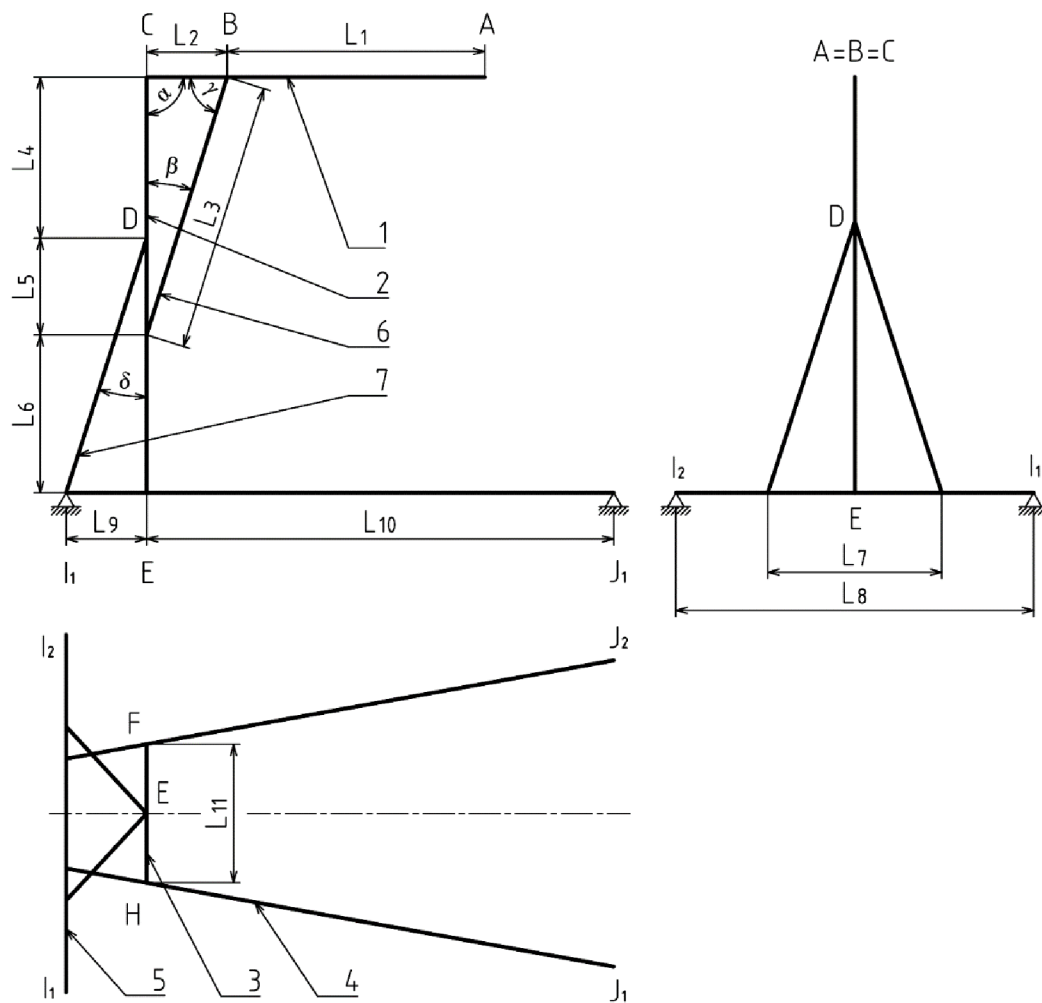
Pro pohyblivá spojení mezi výložníkem, stojanem a hydromotorem jsou navrženy čepové spoje. Jsou voleny čepy s hlavou, které jsou normalizovaných rozměrů, vyrobené z oceli ČSN 12 061 a ve spoji zajištěné pomocí závlaček.

Základní parametry navrženého zařízení:

Nosnost:	500 kg
Celková šířka:	1 100 mm
Celková délka:	1 744 mm
Nejvyšší poloha výložníku (od podlahy):	1 990 mm
Nejnižší poloha výložníku (od podlahy):	358 mm
Výška podvozku:	188 mm
Rozchod předních pojezdových kladek:	982 mm



Obr. 12 Model navrženého zařízení



Obr. 13 Schéma navrženého zařízení

Tabulka 1: Základní prvky konstrukce a jejich rozměry

Pozice	Označení	Kóta	Rozměr [mm]
1	Výložník	L_1	800
2	Stojan	L_2	250
3	Příčník	L_3	560 až 950
4	Rameno podvozku	L_4	500
5	Zadní příčník	L_5	300
6	Hydromotor	L_6	490
7	Vzpěra	L_7	540
		L_8	1 100
		L_9	250
		L_{10}	1 450
		L_{11}	430

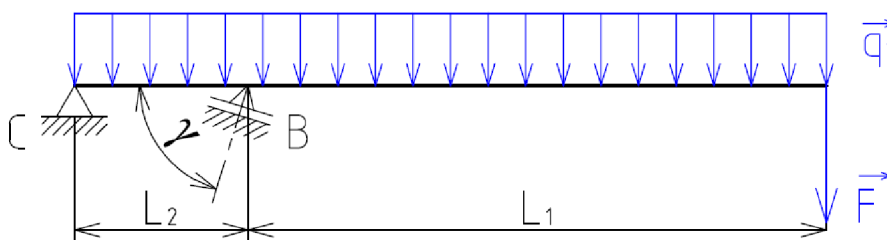
3 FUNKČNÍ A PEVNOSTNÍ VÝPOČTY HLAVNÍCH KOMPONENT

3.1 VÝLOŽNÍK

Pro výpočet výložníku je zavedeno zjednodušení na rovinnou úlohu. Výložník je uvažován jako staticky uložený prut namáhaný ohybovým momentem a tahovou silou. V místě čepového spoje se stojanem je vázán rotační vazbou a v místě spoje s hydromotorem je vázán podporou. Prut je zatížen osamělou silou, která je vyvolaná zavěšeným břemenem, a liovým zatížením, které je vyvoláno vlastní hmotností výložníku.

Dle normy ČSN EN 1494+A1, která se vztahuje na mobilní a přemístitelné zvedáky, musí být bráno v úvahu 150 % maximálního možného zatížení. Vzhledem k zadané nosnosti 500 kg je tedy uvažována síla o velikosti 7355 N.

Při výpočtu je výložník uvažován pouze v horizontální poloze. Tehdy síla vyvolaná zavěšeným břemenem působí kolmo ke střednici výložníku a způsobuje největší ohybový moment. Výložník je vyroben z dutého obdélníkového profilu 80x50x4 z oceli S355J2.



Obr. 14 Schéma výložníku

3.1.1 VÝPOČET SÍLY VYVOLANÉ ZAVĚŠENÝM BŘEMENEM

$$F = 1,5 \cdot m \cdot g \text{ [N]} \quad (3.1.1)$$

$$F = 1,5 \cdot 500 \cdot 9,81 = 7\,355 \text{ N}$$

3.1.2 VÝPOČET LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ VÝLOŽNÍKU

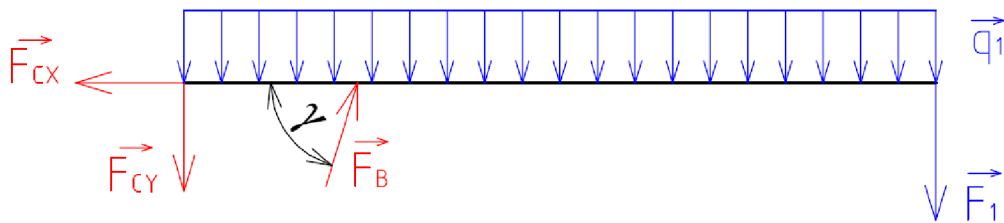
$$q_1 = m_{p1} \cdot g \text{ [N/m]} \quad (3.1.2)$$

$$q_1 = 7,118 \cdot 9,81 = 69,8 \text{ N/m}$$

Kde q_1 liniové zatížení výložníku [N/m]

m_{p1} hmotnost profilu výložníku [kg/m] dle [25]

g tíhové zrychlení [m/s²]



Obr. 15 Úplné uvolnění výložníku

3.1.3 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

$$F_B = \frac{F \cdot (L_1 + L_2) + 0,5 \cdot q_1 \cdot (L_1 + L_2)^2}{\sin(\gamma) \cdot L_2} \quad [N] \quad (3.1.3a)$$

$$F_B = \frac{7\,355 \cdot (0,8 + 0,25) + 0,5 \cdot 69,8 \cdot (0,8 + 0,25)^2}{\sin(72,6^\circ) \cdot 0,25} = 32\,525,5 \text{ N}$$

$$F_{CX} = F_B \cdot \cos(\gamma) \quad [N] \quad (3.1.3b)$$

$$F_{CX} = 32\,525,5 \cdot \cos(72,6^\circ) = 9\,701,5 \text{ N}$$

$$F_{CY} = F_B \cdot \sin(\gamma) \quad [N] \quad (3.1.3c)$$

$$F_{CY} = 32\,525,5 \cdot \sin(72,6^\circ) = 23\,616,6 \text{ N}$$

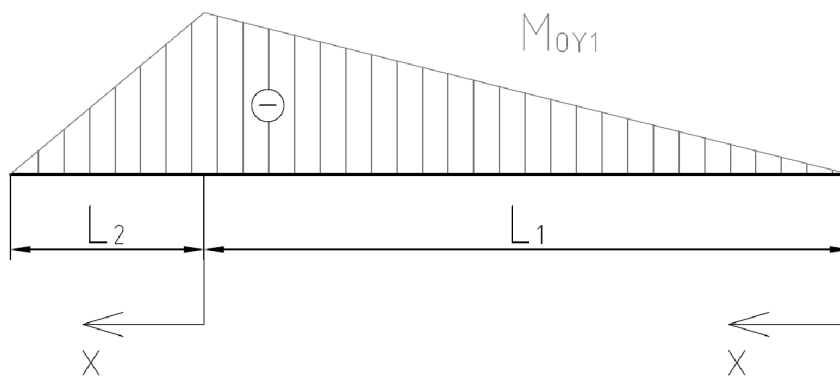
3.1.4 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x \in (0, L_1) \quad M_{o11} = -F \cdot x - 0,5 \cdot q_1 \cdot x^2 \quad [N \cdot m] \quad (3.1.4a)$$

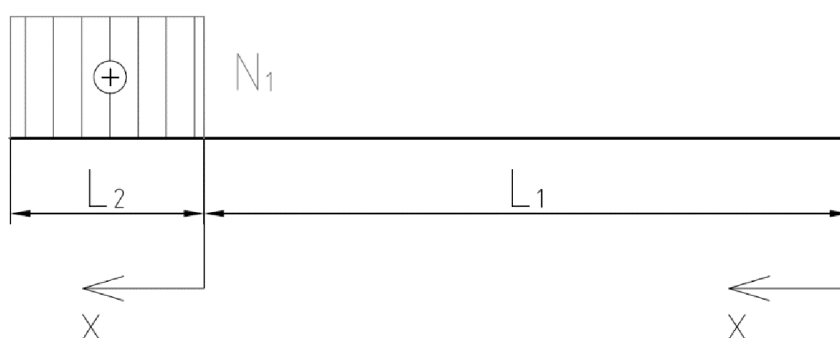
$$N_{11} = 0 \quad [N]$$

$$x \in (0, L_2) \quad M_{o12} = -F \cdot (x + L_1) - 0,5 \cdot q_1 \cdot (x + L_1)^2 + F_B \cdot \sin(\gamma) \cdot x \quad [N \cdot m] \quad (3.1.4b)$$

$$N_{12} = F_B \cdot \cos(\gamma) \quad [N]$$



Obr. 16 Průběh ohybového momentu na výložníku



Obr. 17 Průběh tahové síly na výložníku

Největší napětí vzniká v místě, kde je k výložníku upevněn hydromotor.

3.1.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Výpočet ohybového napětí: dle [4] (str. 141)

$$\sigma_{o1_max} = \frac{M_{o1_max}}{w_1} \text{ [MPa]} \quad (3.1.5a)$$

$$\sigma_{o1_max} = \frac{5\,906,3}{1,909 \cdot 10^{-5}} = 309,4 \text{ MPa}$$

Kde σ_{o1_max} maximální ohybové napětí na výložníku [MPa]

M_{o1_max} maximální ohybový moment na výložníku [N.m]

w_1 pružný modul průřezu pro výložník [m³] dle [25]

Výpočet tahového napětí: dle [4] (str. 138)

$$\sigma_{N1_max} = \frac{N_{1_max}}{S_1} [MPa] \quad (3.1.5b)$$

$$\sigma_{N1_max} = \frac{9\,701,5}{9,35 \cdot 10^{-4}} = 10,4 \text{ MPa}$$

Kde σ_{N1_max} maximální tahové napětí na výložníku [MPa]

N_{1_max} maximální tahová síla na výložníku [N]

S_1 plocha průřezu výložníku [m²] dle [25]

3.1.6 KONTROLA VÝLOŽNÍKU K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o1_max} + \sigma_{N1_max} < Re \quad (3.1.6)$$

$$309,4 \text{ MPa} + 10,4 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

$$319,8 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

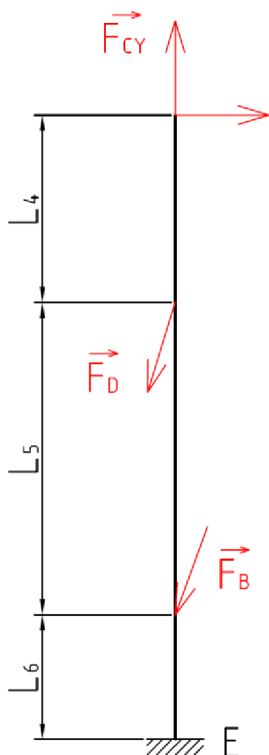
Zvolený profil 80x50x4 vyhovuje.

3.2 STOJAN

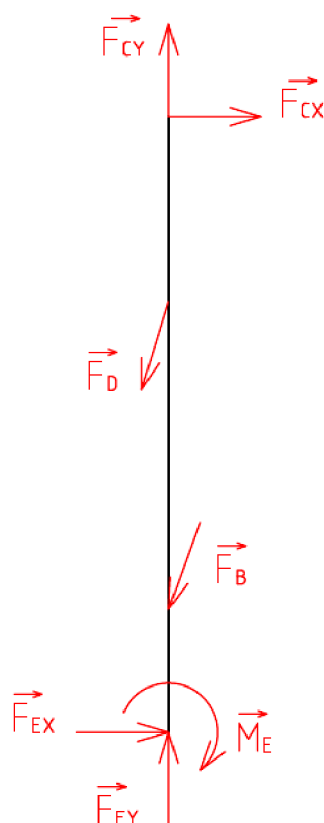
Stojan je uvažován jako přímý prut na jednom konci vetknutý a dále zatížený několika vazebnými silami. V bodě C se vyskytuje rotační vazba a v bodě D je uvažována vazba typu podpora.

Stojan je namáhán nejen na ohyb, ale také na tah a tlak, protože zde působí nezanedbatelné osově síly.

Stojan je vyroben ze stejného materiálu jako výložník, tedy z dutého obdélníkového profilu 80x50x4 z oceli S355J2.



Obr. 18 Schéma stojanu



Obr. 19 Úplné uvolnění stojanu

3.2.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

$$\sum F_X = 0: \quad F_{CX} - F_D \cdot \sin(\delta) - F_B \cdot \sin(\beta) + F_{EX} = 0 \quad (3.2.1a)$$

$$\sum F_Y = 0: \quad F_{CY} - F_D \cdot \cos(\delta) - F_B \cdot \cos(\beta) + F_{EY} = 0 \quad (3.2.1b)$$

$$\sum M_E = 0: \quad F_{CX} \cdot (L_4 + L_5 + L_6) - F_D \cdot \sin(\delta) \cdot (L_5 + L_6) - F_B \cdot \sin(\beta) \cdot L_6 + M_E = 0 \quad (3.2.1c)$$

Úloha je 1x staticky neurčitá, neboť zde vystupují 4 neznámé parametry a lze využít pouze 3 rovnice statické rovnováhy.

$$NP \in \{F_D, F_{EX}, F_{EY}, M_E\} \quad (3.2.1d)$$

$$i = \mu - \vartheta$$

$$i = 4 - 3 = 1$$

Kde i počet stupňů statické neurčitosti [–]
 μ počet neznámých parametrů [–]
 ϑ počet použitelných rovnic statické rovnováhy [–]

3.2.2 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x \in (0, L_4) \quad N_{21} = F_{CY} [N] \quad (3.2.2a)$$

$$M_{o21} = -F_{CX} \cdot x [N \cdot m]$$

$$x \in (0, L_5) \quad N_{22} = F_{CY} - F_D \cdot \cos(\delta) [N] \quad (3.2.2b)$$

$$M_{o22} = -F_{CX} \cdot (x + L_4) + F_D \cdot \sin(\delta) \cdot x [N \cdot m]$$

$$x \in (0, L_6) \quad N_{23} = F_{CY} - F_D \cdot \cos(\delta) - F_B \cdot \cos(\beta) [N] \quad (3.2.2c)$$

$$M_{o23} = -F_{CX} \cdot (x + L_4 + L_5) + F_D \cdot \sin(\delta) \cdot (x + L_5) + F_B \cdot \sin(\beta) \cdot x [N \cdot m]$$

Po zavedení zjednodušení formou deformační podmínky, že posuv v místě působení síly F_D je nulový, lze aplikovat Castiglianovu větu. Jejím vyřešením je získána velikost neznámé síly.

$$w_D = \frac{\partial w}{\partial F_D} = 0 \quad (3.2.2d)$$

$$w_D = \int_0^{L_4} \frac{M_{o21}}{E \cdot J_{Y2}} \cdot \frac{\partial M_{o21}}{\partial F_D} dx + \int_0^{L_5} \frac{M_{o22}}{E \cdot J_{Y2}} \cdot \frac{\partial M_{o22}}{\partial F_D} dx + \int_0^{L_6} \frac{M_{o23}}{E \cdot J_{Y2}} \cdot \frac{\partial M_{o23}}{\partial F_D} dx = 0 \quad (3.2.2e)$$

$$F_D = 47\,963,0 \text{ N}$$

Vyjádřením z rovnic statické rovnováhy jsou získány zbývající neznámé parametry.

$$F_{EX} = -F_{CX} + F_D \cdot \sin(\delta) + F_B \cdot \sin(\beta) \quad [N] \quad (3.2.2f)$$

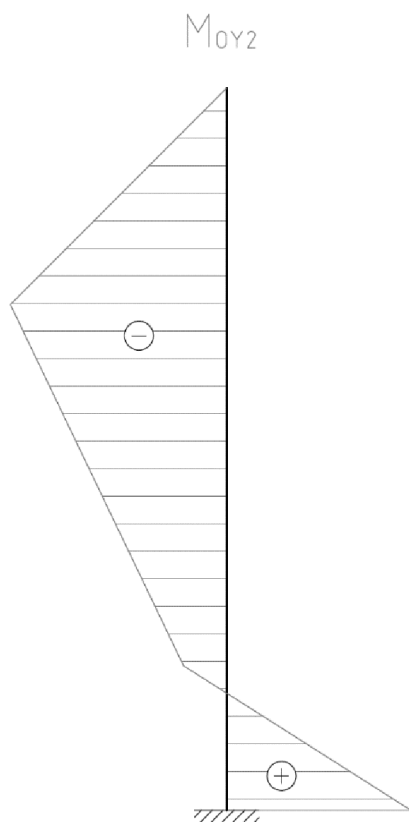
$$F_{EX} = -9\,701,5 + 47\,963,0 \cdot \sin(17,6^\circ) + 32\,525,5 \cdot \sin(17,4^\circ) = 14\,470,9 \text{ N}$$

$$F_{EY} = -F_{CY} + F_D \cdot \cos(\delta) + F_B \cdot \cos(\beta) \quad [N] \quad (3.2.2g)$$

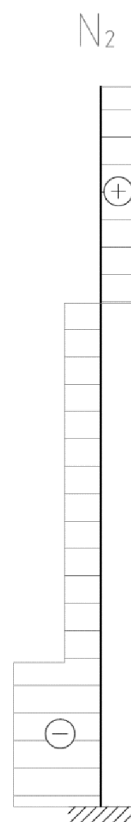
$$F_{EY} = -23\,616,6 + 47\,963,0 \cdot \cos(17,6^\circ) + 32\,525,5 \cdot \cos(17,4^\circ) = 53\,156,2 \text{ N}$$

$$M_E = -F_{CX} \cdot (L_4 + L_5 + L_6) + F_D \cdot \sin(\delta) \cdot (L_5 + L_6) + F_B \cdot \sin(\beta) \cdot L_6 \quad [N] \quad (3.2.2h)$$

$$M_E = -9\,701,5 \cdot 1,29 + 47\,963,0 \cdot \sin(17,6^\circ) \cdot 0,79 + 32\,525,5 \cdot \sin(17,4^\circ) \cdot 0,49 = 3\,670,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 20 Průběh ohybového momentu na stojanu



Obr. 21 Průběh osových sil na stojanu

Z výpočtů i grafů je zřejmé, že největší napětí vzniká v místě, ve kterém je ke stojanu připevněna vzpěra. Pro tento bod je vypočítáno maximální ohybové a osové napětí.

3.2.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Výpočet ohybového napětí: dle [4] (str. 141)

$$\sigma_{o2_D} = \frac{M_{o2_D}}{w_2} [MPa] \quad (3.2.3a)$$

$$\sigma_{o2_D} = \frac{4\,850,8}{1,909 \cdot 10^{-5}} = 254,1 \text{ MPa}$$

Kde σ_{o2_D} ohybové napětí v místě připojení vzpěry ke stojanu [MPa]

M_{o2_D} ohybový moment v místě připojení vzpěry ke stojanu [N.m]

w_2 pružný modul průřezu stojanu [m³] dle [25]

Výpočet tahového napětí: dle [4] (str. 138)

$$\sigma_{N2_D} = \frac{N_{2_D}}{S_2} [MPa] \quad (3.2.3b)$$

$$\sigma_{N2_D} = \frac{22\,111,3}{9,35 \cdot 10^{-4}} = 23,6 \text{ MPa}$$

Kde σ_{N2_D} tahové napětí v místě připojení vzpěry ke stojanu [MPa]

N_{2_D} tahová síla v místě připojení vzpěry ke stojanu [N]

S_2 plocha průřezu stojanu [m²] dle [25]

3.2.4 KONTROLA STOJANU K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o2_D} + \sigma_{N2_D} < Re \quad (3.2.4)$$

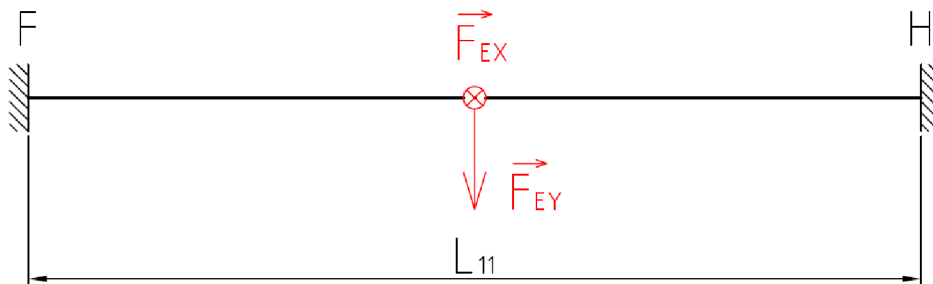
$$254,1 \text{ MPa} + 23,6 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

$$277,7 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

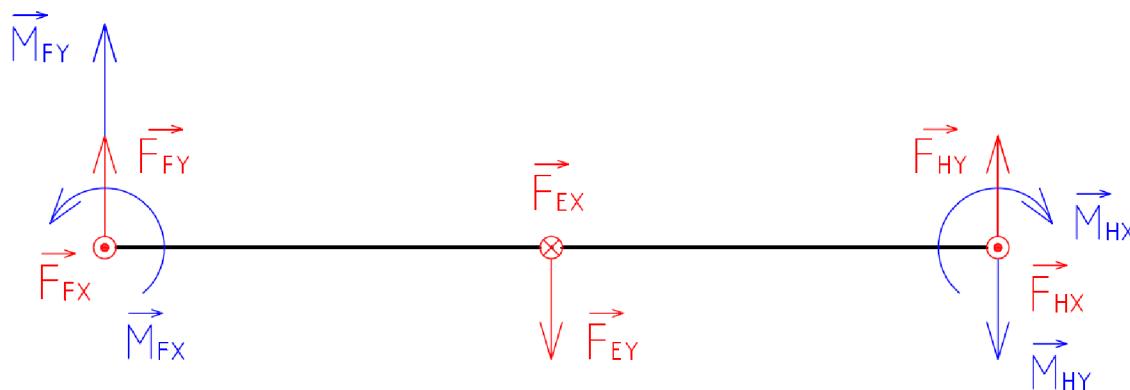
Zvolený profil 80x50x4 vyhovuje.

3.3 PŘÍČNÍK

Příčník je oboustranně vetknutý prut zatížený dvěma silami a kroutícím momentem. Rozhodující účinky jsou vyvolané ohybovým momentem, a proto jsou po dohodě s vedoucím práce účinky smykového napětí vyvolaného krutem zohledněny pouze navýšením součinitele bezpečnosti.



Obr. 22 Schéma příčniku



Obr. 23 Úplné uvolnění příčniku

3.3.1 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

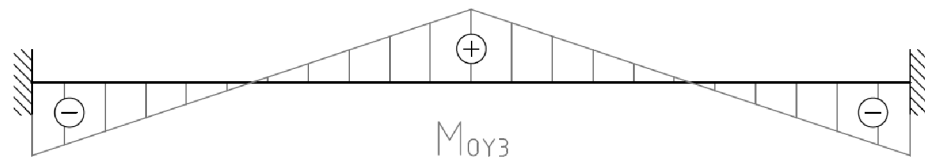
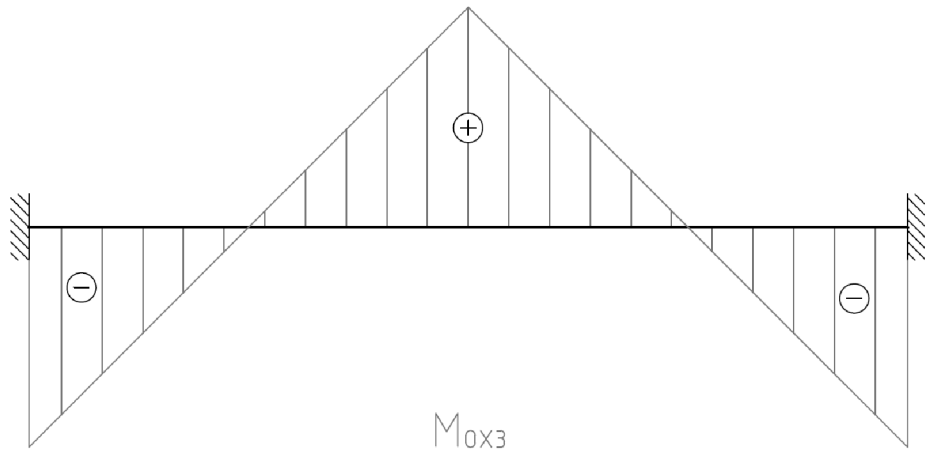
Dle [4] (str. 1105) jsou vypočítány ohybové momenty v jednotlivých osách.

$$x \in (0, L_{11}/2) \quad M_{oY31} = \frac{1}{8} \cdot F_{EX} \cdot (4 \cdot x - L_{11}) [N \cdot m] \quad (3.3.1a)$$

$$M_{oX31} = \frac{1}{8} \cdot F_{EY} \cdot (4 \cdot x - L_{11}) [N \cdot m] \quad (3.3.1b)$$

$$x \in (L_{11}/2, L_{11}) \quad M_{oY32} = \frac{1}{8} \cdot F_{EX} \cdot (3 \cdot L_{11} - 4 \cdot x) [N \cdot m] \quad (3.3.1c)$$

$$M_{oX32} = \frac{1}{8} \cdot F_{EY} \cdot (3 \cdot L_{11} - 4 \cdot x) [N \cdot m] \quad (3.3.1d)$$

Obr. 24 Průběh ohybového momentu M_{OY} Obr. 25 Průběh ohybového momentu M_{OX}

Největší napětí od ohybového momentu M_{OX} i M_{OY} evidentně vzniká v polovině délky příčnicku. Celkové napětí je dle [26] uvažováno jako součet napětí v jednotlivých směrech. Z důvodu, že do výpočtu není zahrnuto napětí vyvolané kroutícím momentem, je požadovaná bezpečnost navýšena o 15 %.

Pro příčnick je zvolen dutý obdélníkový profil 90x50x3 z oceli S355J2.

3.3.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Ohybové napětí vzhledem k ose y:

$$\sigma_{OY3_max} = \frac{M_{OY3_max}}{w_{Y3}} \text{ [MPa]} \quad (3.3.2a)$$

$$\sigma_{OY3_max} = \frac{723,5}{1,819 \cdot 10^{-5}} = 39,8 \text{ MPa}$$

Kde	σ_{OY3_max}	maximální ohybové napětí na příčnicku vzhledem k ose y [MPa]
	M_{OY3_max}	maximální ohybový moment na příčnicku vzhledem k ose y [N.m]
	w_{Y3}	pružný modul průřezu příčnicku vzhledem k ose y [m ³] dle [27]

Ohybové napětí vzhledem k ose x:

$$\sigma_{oX3_max} = \frac{M_{oX3_max}}{w_{X3}} \text{ [MPa]} \quad (3.3.2b)$$

$$\sigma_{oX3_max} = \frac{2\,657,8}{1,31 \cdot 10^{-5}} = 202,9 \text{ MPa}$$

Kde σ_{oX3_max} maximální ohybové napětí vzhledem k ose x [MPa]
 M_{oX3_max} maximální ohybový moment vzhledem k ose x [N.m]
 w_{X3} pružný modul průřezu vzhledem k ose x [m³] dle [27]

3.3.3 KONTROLA PŘÍČNÍKU K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$1,15 \cdot (\sigma_{oY3_max} + \sigma_{oX3_max}) < Re \quad (3.3.3)$$

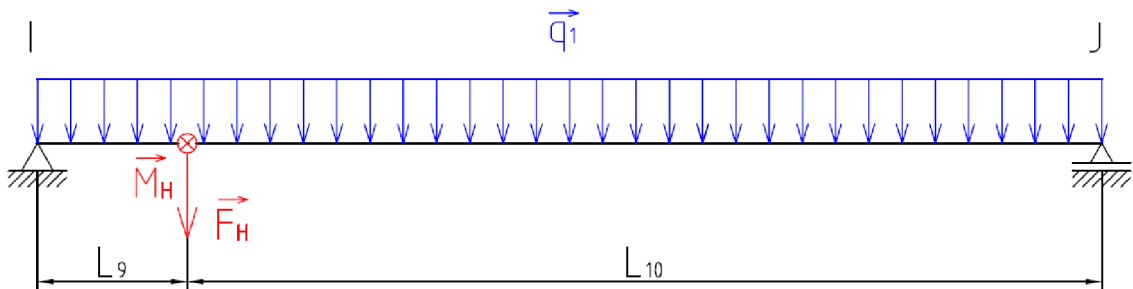
$$1,15 \cdot (39,8 \text{ MPa} + 202,9 \text{ MPa}) < 355 \text{ MPa}$$

$$242,7 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

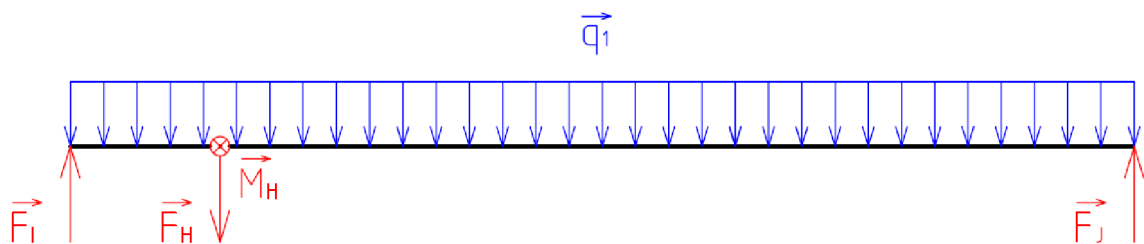
Zvolený profil 90x50x3 vyhovuje.

3.4 RAMENO PODVOZKU

Dle dohody s vedoucím práce je za účelem zjednodušení úloha uvažována pouze jako rovinná. Výpočet je proveden pouze pro jedno ze dvou ramen, a proto je uvažováno jen poloviční zatížení. Rameno podvozku je vyrobeno z dutého čtvercového profilu 60x60x4 z oceli S355J2.



Obr. 26 Schéma ramene podvozku



Obr. 27 Úplné uvolnění ramene podvozku

3.4.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

Dle rovnic silové a momentové rovnováhy jsou vypočítány reakční síly ve vazbách I a J. Do těchto rovnic vstupují síla F_H a moment M_H .

Síla F_H je vyvolaná tíhovými silami součástí, které jsou umístěny nad ramenem podvozku (tj. výložník, hydraulická pumpa, stojan) a ve vazbě H jsou k němu vázány.

$$F_H = 0,5 \cdot (1,5 \cdot m + m_{P1} \cdot (L_1 + L_2) + m_{P2} \cdot (L_4 + L_5 + L_6) + m_{P3} \cdot L_{11} + m_{HM}) \cdot g \text{ [N]} \quad (3.4.1a)$$

$$F_H = 0,5 \cdot (1,5 \cdot 500 + 7,118 \cdot 1,05 + 7,118 \cdot 1,29 + 5,95 \cdot 0,4 + 8,2) \cdot 9,81 = 3\,811,0 \text{ N}$$

Moment M_H je vyvolán tíhovými silami těchto součástí, které kolem bodu H vytvářejí na příslušných ramenech ohybový moment.

$$M_H = 0,5 \cdot (1,5 \cdot m \cdot (L_1 + L_2) + 0,5 \cdot m_{P1} \cdot (L_1 + L_2)^2 + 0,5 \cdot m_{HM} \cdot L_2) \cdot g \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.4.1b)$$

$$M_H = 0,5 \cdot (1,5 \cdot 500 \cdot 1,05 + 0,5 \cdot 7,118 \cdot 1,05^2 + 0,5 \cdot 8,2 \cdot 0,25) \cdot 9,81 = 3\,885,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde	m	hmotnost břemena [kg]
	m_{P1}	hmotnost profilu výložníku [kg/m]
	m_{P2}	hmotnost profilu stojanu [kg/m]
	m_{P3}	hmotnost profilu příčnicku [kg/m]
	m_{HM}	hmotnost hydromotoru [kg] dle [33]
	L	délka příslušného úseku [m]
	g	tíhové zrychlení [m/s ²]

Potom jsou rovnice silové a momentové rovnováhy zadány ve tvaru:

$$\sum F_X = 0: \quad 0 = 0 \quad (3.4.1c)$$

$$\sum F_Y = 0: \quad F_I + F_J - F_H - m_{P4} \cdot g \cdot (L_9 + L_{10}) = 0 \quad (3.4.1d)$$

$$\sum M_I = 0: \quad F_J \cdot (L_9 + L_{10}) - \frac{1}{2} \cdot m_{P4} \cdot g \cdot (L_9 + L_{10})^2 - M_H - F_H \cdot L_9 = 0 \quad (3.4.1e)$$

Z těchto rovnic lze vyjádřit síly ve vazbách (tedy síly, které působí na přední a zadní pojezdové kladky).

$$F_J = \frac{0,5 \cdot m_{P4} \cdot g \cdot (L_9 + L_{10})^2 + M_H + F_H \cdot L_9}{L_9 + L_{10}} [N] \quad (3.4.1f)$$

$$F_J = \frac{0,5 \cdot 7,89 \cdot 9,81 \cdot 1,7^2 + 3\,885,6 + 3\,811,0 \cdot 0,25}{1,7} = 2\,911,9 \text{ N}$$

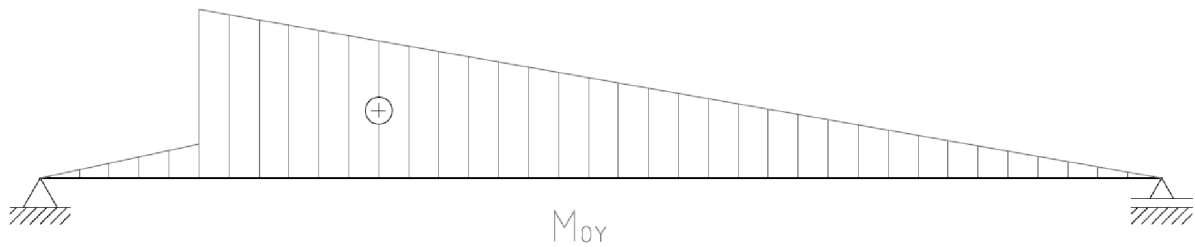
$$F_I = -F_J + F_H + m_{P4} \cdot g \cdot (L_9 + L_{10}) [N] \quad (3.4.1g)$$

$$F_I = -2\,911,9 + 3\,811,4 + 7,89 \cdot 9,81 \cdot 1,7 = 1\,030,7 \text{ N}$$

3.4.2 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x \in (0, L_{10}) \quad M_{o41} = F_J \cdot x - 0,5 \cdot m_{p4} \cdot g \cdot x^2 \quad [N \cdot m] \quad (3.4.2a)$$

$$x \in (0, L_9) \quad M_{o42} = F_J \cdot (x + L_{10}) - 0,5 \cdot m_{p4} \cdot g \cdot (x + L_{10})^2 - M_L - F_L \cdot x \quad [N \cdot m] \quad (3.4.2b)$$



Obr. 28 Průběh ohybového momentu na rameni podvozku

3.4.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

$$\sigma_{o4_max} = \frac{M_{o4_max}}{w_4} \quad [MPa] \quad (3.4.1b)$$

$$\sigma_{o4_max} = \frac{4\,140,9}{1,452 \cdot 10^{-5}} = 285,2 MPa$$

Kde	σ_{o4_max}	maximální ohybové napětí [MPa]
	M_{o4_max}	maximální ohybový moment [N.m]
	w_4	pružný modul průřezu pro rameno podvozku [m ³] dle [28]

3.4.4 KONTROLA RAMENE PODVOZKU K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o4_max} < Re \quad (3.4.1b)$$

$$285,2 MPa < 355 MPa$$

Zvolený profil 60x60x4 vyhovuje.

4 VOLBA DALŠÍCH KOMPONENT

4.1 POJEZDOVÉ KLADKY

Dle známé síly F_I , která působí na zadní pojezdovou kladku, a síly F_J , která působí na přední pojezdovou kladku, jsou určeny minimální nosnosti těchto kladek.

$$m_I = \frac{F_I}{g} [kg] \qquad m_J = \frac{F_J}{g} [kg] \qquad (4.1a) \quad (4.1b)$$

$$m_I = \frac{1\,030,7}{9,81} = 105,1 \text{ kg} \qquad m_J = \frac{2\,911,9}{9,81} = 296,9 \text{ kg}$$

Na základě získaných hodnot jsou z katalogu výrobce zvoleny tyto pojezdové kladky:

4.1.1 ZADNÍ POJEZDOVÁ KLADKA

Označení: 1B133211

Nosnost: 200 kg

Průměr kola: 100 mm

Stavební výška: 128 mm

Typ běhounu: polyuretan

Kladka s brzdou: ANO



Obr. 29 Zadní pojezdová kladka [29]

4.1.2 PŘEDNÍ POJEZDOVÁ KLADKA

Označení: 1B133210

Nosnost: 300 kg

Průměr kola: 100 mm

Stavební výška: 128 mm

Typ běhounu: polyuretan

Kladka s brzdou: NE



Obr. 30 Přední pojezdová kladka [30]

4.2 HYDROMOTOR S RUČNÍ PUMPOU

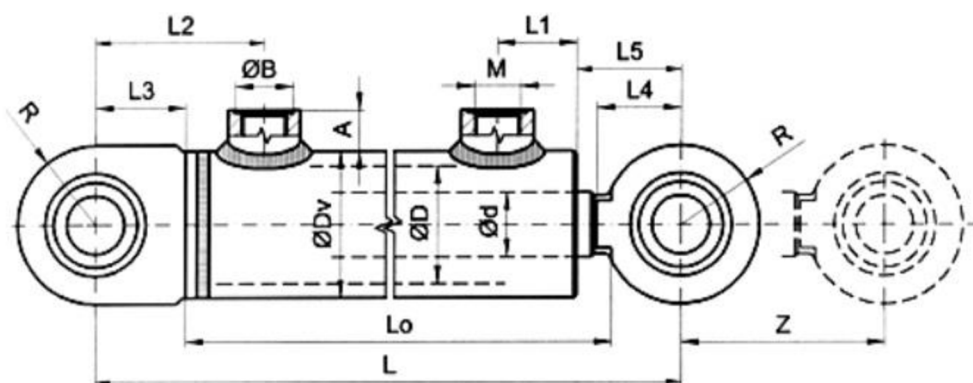
Zvedání břemene zajišťuje přímočarý hydromotor upevněný ke konstrukci jeřábu. Na základě známé síly F_B , která na něj působí, je zvolen vhodný hydromotor a vhodná ruční pumpa.

Je zvolena ruční pumpa TWOWAY CP 700, která je schopna vyvinout tlak 70 MPa. [31]



Obr. 31 Ruční pumpa TWOWAY CP 700 [32]

Dále je zvolen přímočarý hydromotor HM1 50/25/400, jehož max. pracovní tlak je 20 MPa. [33]



Obr. 32 Hydromotor HM1 50/25/400 [34]

Na základě známé síly F_B , která je potřebná pro zvednutí břemena, a rozměrů hydromotoru daných výrobcem je využitím Pascalova zákona dle [2] (str. 14) vypočítán tlak, který vyvine hydromotor.

$$p_{HM} = \frac{F_B}{S} = \frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot D_{MIN}^2} [Pa] \Rightarrow D_{MIN} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot p_{HM}}} [m] \quad (4.2a)$$

$$D_{MIN} = \sqrt{\frac{4 \cdot 32\,525,5}{\pi \cdot 20 \cdot 10^6}} = 45,5 \text{ mm} \quad (4.2b)$$

Kde D_{MIN} minimální vnitřní průměr válce [m]

p_{HM} maximální provozní tlak hydromotoru [Pa] dle [31]

Vzhledem k vypočítanému minimálnímu vnitřnímu průměru válce $D_{MIN} = 45,5 \text{ mm}$ je zvolen hydromotor HM1 50/25/400, jehož píst má průměr 50 mm.

Další významné rozměry vybraného hydromotoru jsou uvedeny v následující tabulce. Symboly veličin uvedených v této tabulce odpovídají Obr. 31.

Tabulka 2: Rozměry hydraulického válce HM1 50/25/400 dle [33]

Symbol	Rozměr [mm]	Popis
d	25	Průměr pístu hydromotoru
D	50	Vnitřní průměr válce hydromotoru
D_v	62	Vnější průměr válce hydromotoru
L	577	Vzdálenost mezi středy ok hydromotoru v zasunutém stavu
Z	400	Zdvih hydromotoru
D_1	20	Průměr oka hydromotoru
H	17	Tloušťka oka hydromotoru

4.3 ČEPY

Čepové spoje jsou využity pro upevnění hydromotoru ke konstrukci jeřábu a pro pohyblivé spojení výložníku se stojanem. Jsou normalizovaných rozměrů, vyrobené z oceli ČSN 12 061, ale nejsou v držáku fixovány proti pootočení. Pro čepy je provedena kontrola na otláčení a stříh.

Dovolený tlak při kontrole na otláčení: dle [5] (str. 52)

$$p_{\check{C}EP_DOV} = 115 \text{ MPa} \quad (4.3a)$$

Dovolené napětí při kontrole na stříh:

$$\tau_{S_DOV} = 0,5 \cdot Re_{\check{C}EP} [\text{MPa}] \quad (4.3b)$$

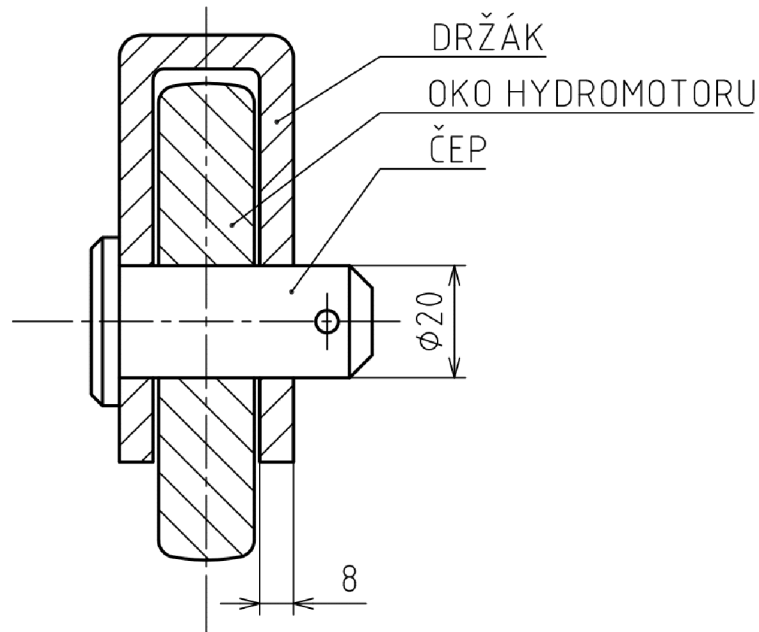
$$\tau_{S_DOV} = 0,5 \cdot 580 = 290 \text{ MPa}$$

Kde τ_{S_DOV} mez kluzu ve smyku [MPa] dle [8] (str. 176)

$Re_{\check{C}EP}$ mez kluzu čepu [MPa]

4.3.1 ČEPY HYDROMOTORU

Pro upevnění hydromotoru k výložníku i ke stojanu jsou použity stejné čepy a držáky stejných tloušťek. Z toho důvodu je výpočet proveden pouze pro jeden z těchto čepů. Jsou zvoleny čepy ISO 2341-B-20x40x4-St s dírou pro závlačku, jejichž průměr je pevně daný průměrem oka hydromotoru.



Obr. 33 Čep hydromotoru

Kontrola na otláčení: [4] (str. 468)

$$p_{\check{C}EP_B} = \frac{F_B}{2 \cdot d_{\check{C}EP_B} \cdot b_B} \text{ [MPa]} \quad (4.3.1a)$$

$$p_{\check{C}EP_B} = \frac{32\,525,5}{2 \cdot 0,02 \cdot 0,008} = 101,6 \text{ MPa}$$

Kde F_B reakční síla ve vazbě B [N]

$d_{\check{C}EP_B}$ průměr čepu ve vazbě B [m]

b_B délka stykové plochy ve vazbě B [m]

$$p_{\check{C}EP_B} < p_{\check{C}EP_DOV} \quad (4.3.1b)$$

$$101,6 \text{ MPa} < 115,0 \text{ MPa}$$

Kontrola na střih: [4] (str. 468)

$$\tau_{S_B} = \frac{F_B}{2 \cdot S_{\check{C}EP}} = \frac{2 \cdot F_B}{\pi \cdot d_{\check{C}EP_B}^2} [MPa] \quad (4.3.1c)$$

$$\tau_{S_B} = \frac{2 \cdot 32\,525,5}{\pi \cdot 0,02^2} = 51,8 [MPa]$$

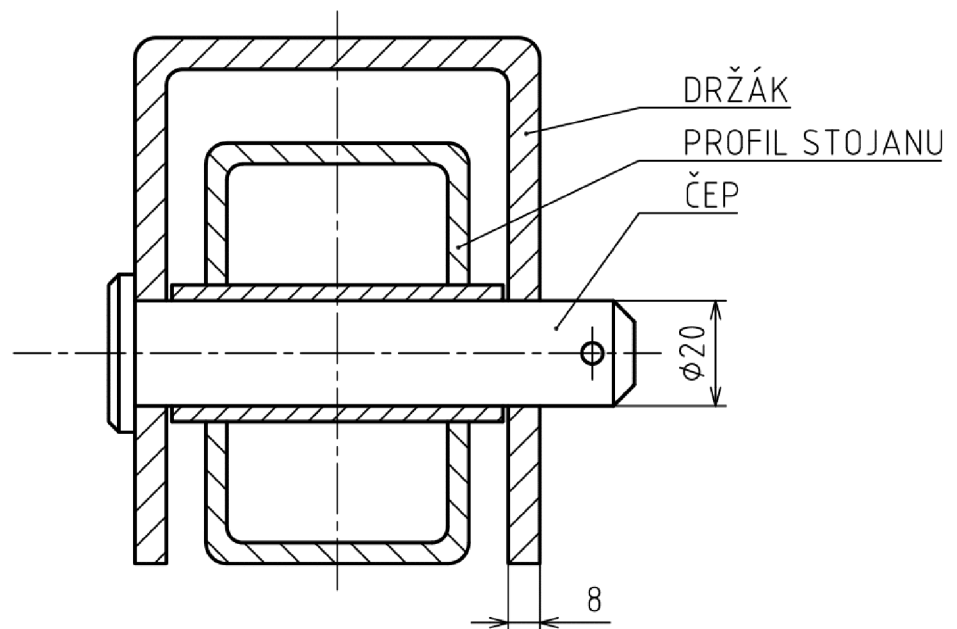
$$\tau_{S_B} < \tau_{S_DOV} \quad (4.3.1d)$$

$$51,8 \text{ MPa} < 290,0 \text{ MPa}$$

Zvolený čep ISO 2341-B-20x40x4-St pro obě kontroly vyhovuje.

4.3.2 ČEP VÝLOŽNÍKU

Pro pohyblivé spojení výložníku se stojanem je zvolen čep ISO 2341-B-20x95x4-St s dírou pro závlačku.



Obr. 34 Čep výložníku

Kontrola na otláčení:

$$p_{\check{C}EP_C} = \frac{\sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2}}{2 \cdot d_{\check{C}EP_C} \cdot b_C} [MPa] \quad (4.3.2a)$$

$$p_{\check{C}EP_C} = \frac{\sqrt{9\,701,5^2 + 23\,616,6^2}}{2 \cdot 0,02 \cdot 0,008} = 79,8 \text{ MPa}$$

Kde F_{CX}, F_{CY} reakční síly ve vazbě C [N]
 $d_{\check{C}EP_C}$ průměr čepu ve vazbě C [m]
 b_C délka stykové plochy ve vazbě C [m]

$$p_{\check{C}EP_C} < p_{\check{C}EP_DOV} \quad (4.3.2b)$$

$$79,8 \text{ MPa} < 115,0 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_{S_C} = \frac{\sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2}}{2 \cdot S_{\check{C}EP}} = \frac{2 \cdot \sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2}}{\pi \cdot d_{\check{C}EP_C}^2} [MPa] \quad (4.3.2c)$$

$$\tau_{S_C} = \frac{2 \cdot \sqrt{9\,701,5^2 + 23\,616,6^2}}{\pi \cdot 0,02^2} = 40,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{S_C} < \tau_{S_DOV} \quad (4.3.2d)$$

$$40,6 \text{ MPa} < 290,0 \text{ MPa}$$

Zvolený čep ISO 2341-B-20x95x4-St pro obě kontroly vyhovuje.

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provedení kritické rešerše zvedacích zařízení pro dílenské a opravárenské provozy, vytvoření koncepčního návrhu zvedacího zařízení a vypracování vybrané výkresové dokumentace.

V úvodní části se práce věnuje základnímu rozdělení zvedacích zařízení. Pro danou kategorii jsou uvedeny základní rysy a také vybraná konkrétní zařízení, která se objevují na trhu a která svými parametry odpovídají zadání této práce.

Největší pozornost je věnována kategorii jeřábů. Jeřáby mají na trhu nejširší zastoupení, jsou to zařízení, která umožňují manipulaci nejen ve vertikálním, ale i horizontálním směru, jsou tedy univerzální a v praxi nejvíce využívaná.

Dále se práce zaměřuje na koncepční návrh hydraulického mobilního jeřábu. Tato varianta je zvolena pro svoji jednoduchou konstrukci, široké využití, cenovou dostupnost, možnost uplatnění v menších opravárenských provozech a fakt, že pro jejich využití není nutné provádět stavební úpravy, které by souvisely např. se zakotvením zařízení do podlahy nebo na stěnu dílny.

Pro jednotlivé prvky konstrukce jsou provedeny pevnostní výpočty, které souvisí s ohybovým a tahovým napětím, která jsou vyvolána zavěšeným břemenem. Dle normy ČSN EN 1494+A1, která se vztahuje na mobilní a přemístitelné zvedáky, musí být bráno v úvahu 150 % zatížení. Vzhledem k zadané nosnosti 500 kg je tedy uvažovaná hmotnost břemena 750 kg.

Na základě provedených pevnostních výpočtů jsou pro jednotlivé prvky konstrukce zvoleny vhodné profily nosníků. Pro všechny prvky konstrukce jsou uvažovány duté profily normalizovaných rozměrů vyrobené z oceli S355J2.

Pro pohon jeřábu je zvolen vhodný přímočarý hydromotor a ruční pumpa, které jsou vybrány z katalogu výrobce na základě vypočítaných požadovaných parametrů.

Pro upevnění hydromotoru ke konstrukci jeřábu je využito čepových spojů. Za tímto účelem jsou voleny čepy s hlavou, které jsou normalizovaných rozměrů, vyrobené z oceli ČSN 12 061 a ve spoji zajištěné pomocí závlaček.

Manipulaci s jeřábem po provozovně umožňují dva páry otočných pojezdových kladek. V provozu se předpokládá manipulace po rovné a pevné poloze, a proto jsou zvoleny pojezdové kladky s polyuretanovým běhounem. Pro zaručení lepší ovladatelnosti jsou zadní kladky vybaveny brzdou.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: Stroje a zařízení*. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [2] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2004 [cit. 2017-01-11]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>
- [3] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [4] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3. Praha: Scientia, spol. s r. o., pedagogické nakladatelství, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [6] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS, Jiří DVOŘÁČEK a František PROKEŠ. *Základy konstruování*. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [7] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [8] VRBKA, Jan. *Pružnost a pevnost I: Učební text*. 1. Brno: Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně, 2011.
- [9] Pojízdný hydraulický zvedák. *Ruční nářadí* [online]. [cit. 2017-01-11]. Dostupné z: <http://www.rucni-naradi.cz/proma-hz-3t>
- [10] Pojízdný hydraulický zvedák. In: *Ruční nářadí* [online]. [cit. 2017-01-13]. Dostupné z: http://www.rucni-naradi.cz/img_product/img370x270/proma-hz-3-0-pojizdny-hydraulicky-zvedak.jpg
- [11] Pojízdný zvedák na převodovky. *Univer* [online]. [cit. 2017-01-13]. Dostupné z: <https://www.univer.cz/pojizdny-dilensky-zvedak-na-prevodovky-agregaty-omega-41100c--id2277>
- [12] Hydraulický zvedák převodovek. In: *Uni-max* [online]. [cit. 2017-01-13]. Dostupné z: https://www.uni-max.cz/fotocache/fullsize/LYJ1_060_psd.jpg
- [13] Nůžkové zvedáky. *Heavytech* [online]. [cit. 2017-01-13]. Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz/nuzkove-zvedaky>
- [14] Plošiny s jednoduchým nůžkovým mechanismem. *Zdvih Servis* [online]. [cit. 2017-01-13]. Dostupné z: <http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/nuzkove-plosiny/jednonuzkove-plosiny/>

- [15] Plošiny s dvojitým nůžkovým mechanismem. *Čemat* [online]. [cit. 2017-01-13]. Dostupné z: <http://www.cemat.cz/cz/produkty/zvedaci-plosiny/dvojite-vertikalni-nuzkove.html>
- [16] Tandemové zdvihací plošiny. *Hanse Lifter* [online]. [cit. 2017-01-13]. Dostupné z: http://www.hanselifter.cz/tandemove_zdvihaci_plosiny.html
- [17] Nůžkové zvedací plošiny. In: *RJP Service* [online]. [cit. 2017-01-13]. Dostupné z: http://www.rjpl.cz/noRW_/eshop/items/m8/726244_full_1a06953318983566.jpg?cache=1312444398
- [18] Portálové jeřáby. *Jeřáby Jass* [online]. [cit. 2017-01-22]. Dostupné z: <http://www.jass.cz/portalove-jeraby>
- [19] Dílenské portálové jeřáby. *Tedox* [online]. [cit. 2017-01-22]. Dostupné z: <http://www.tedox.cz/dilenske-portalove-jeraby>
- [20] Portálový jeřáb PJR. In: *Tedox* [online]. [cit. 2017-01-22]. Dostupné z: http://www.tedox.cz/editor/image/stranky3_galerie/tn_zoom_obrazek_98.jpg
- [21] Sloupové jeřáby. *Tedox* [online]. [cit. 2017-01-22]. Dostupné z: <http://www.tedox.cz/sloupove-jeraby>
- [22] Sloupový jeřáb SJER. In: *Tedox* [online]. [cit. 2017-01-22]. Dostupné z: http://www.tedox.cz/editor/image/stranky3_galerie/tn_zoom_obrazek_94.jpg
- [23] Pojízdný skládací hydraulický dílenský jeřáb. *Univer* [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: <https://www.univer.cz/pojizdny-skladaci-hydraulicky-dilensky-jerab-t31002ce-id4034>
- [24] Hydraulický mobilní jeřáb. In: *Twin Busch* [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: http://vybaveni-pneuservis.cz/media/catalog/product/cache/1/image/600x600/9df78eab33525d08d6e5fb8d27136e95/4/8/48_0.jpg
- [25] Specifikace výrobku. *Ferona* [online]. [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=32651>
- [26] PLÁNIČKA, F., M. ZAJÍČEK a V. ADÁMEK. *Kombinované namáhání* [online]. In: . [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: <https://www.kme.zcu.cz/kmet/pp/kombinovane-namahani/kombinovane-namahani.pdf>
- [27] Specifikace výrobku. *Ferona* [online]. [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=25549>
- [28] Specifikace výrobku. *Ferona* [online]. [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=29659>
- [29] Polyuretanové kolo otočné s brzdou. In: *B2B Partner* [online]. [cit. 2017-04-21]. Dostupné z: <https://www.b2bpartner.cz/polyuretanove-kolo-otocne-s-brzdou-100-mm-nosnost-200-kg/>

- [30] Polyuretanové kolo otočné. In: *B2B Partner* [online]. [cit. 2017-04-21]. Dostupné z: <https://www.b2bpartner.cz/polyuretanove-kolo-otocne-100-mm-nosnost-300-kg/>
- [31] Ruční hydraulická pumpa TWOWAY. *Uni-max* [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <https://www.uni-max.cz/rucni-hydraulicka-pumpa-twoway/d/>
- [32] TWOWAY C 700. In: *Uni-max* [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: https://www.uni-max.cz/fotocache/fullsize/CP700_010_psd.jpg
- [33] Hydraulický válec dvojčinný. *Elo Technik* [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: http://www.elotechnik.cz/files/products_files/e/elo_katalog_hydraulicky_valcu.pdf
- [34] Hydromotor HM1. In: *Elo Technik* [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: http://www.elotechnik.cz/files/products_files/e/elo_katalog_hydraulicky_valcu.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

D	[m]	Vnitřní průměr válce hydromotoru
D_1	[m]	Průměr oka hydromotoru
D_{MIN}	[m]	Minimální vnitřní průměr válce hydromotoru
D_V	[m]	Vnější průměr válce hydromotoru
F	[N]	Síla vyvolaná zavěšeným břemenem
F_B	[N]	Reakční síla ve vazbě B
F_{CX}, F_{CY}	[N]	Reakční síly ve vazbě C
F_D	[N]	Reakční síla ve vazbě D
F_{EX}, F_{EY}	[N]	Reakční síly ve vazbě E
F_F	[N]	Reakční síla ve vazbě F
F_H	[N]	Reakční síla ve vazbě H
F_{HM}	[N]	Síla vyvinutá hydromotorem
F_I	[N]	Reakční síla ve vazbě I
F_J	[N]	Reakční síla ve vazbě J
H	[m]	Tloušťka oka hydromotoru
L	[m]	Vzdálenost mezi středy ok hydromotoru v zasunutém stavu
$L_1 \dots L_{11}$	[m]	Délky příslušných úseků konstrukce
M_E	[N.m]	Reakční moment ve vazbě E
M_H	[N.m]	Reakční moment ve vazbě H
M_{o1_max}	[N.m]	Maximální ohybový moment na výložníku
M_{o2_D}	[N.m]	Ohybový moment v místě připojení vzpěry ke stojanu
M_{o4_max}	[N.m]	Maximální ohybový moment na rameni podvozku
M_{oX3_max}	[N.m]	Maximální ohybový moment na příčnici vzhledem k ose x
M_{oY3_max}	[N.m]	Maximální ohybový moment na příčnici vzhledem k ose y
N_{1_max}	[N]	Maximální tahová síla na výložníku
N_{2_D}	[N]	Tahová síla v místě připojení vzpěry ke stojanu
Re	[MPa]	Mez kluzu ocelových profilů

$Re_{\check{C}EP}$	[MPa]	Mez kluzu čepu
S_1	[m ²]	Plocha průřezu výložníku
S_2	[m ²]	Plocha průřezu stojanu
b_B	[m]	Délka stykové plochy ve vazbě B
b_C	[m]	Délka stykové plochy ve vazbě C
d	[m]	Průměr pístu hydromotoru
$d_{\check{C}EP_B}$	[m]	Průměr čepu ve vazbě B
$d_{\check{C}EP_C}$	[m]	Průměr čepu ve vazbě C
m	[kg]	Hmotnost břemena
m_{HM_max}	[kg]	Maximální nosnost hydromotoru
m_I	[kg]	Hmotnost připadající na zadní pojezdovou kladku
m_J	[kg]	Hmotnost připadající na zadní pojezdovou kladku
m_{P1}	[kg/m]	Hmotnost profilu výložníku
m_{P2}	[kg/m]	Hmotnost profilu stojanu
m_{P3}	[kg/m]	Hmotnost profilu příčnicku
m_{P4}	[kg/m]	Hmotnost profilu ramene podvozku
$p_{\check{C}EP_B}$	[Mpa]	Tlak na čep ve vazbě B
$p_{\check{C}EP_C}$	[Mpa]	Tlak na čep ve vazbě C
$p_{\check{C}EP_DOV}$	[MPa]	Dovolený tlak pro kontrolu na otláčení čepů
p_{HM}	[Mpa]	Maximální provozní tlak hydromotoru
q_1	[N/m]	Liniové zatížení výložníku
w_1	[m ³]	Pružný modul průřezu pro výložník
w_2	[m ³]	Pružný modul průřezu pro stojan
w_4	[m ³]	Pružný modul průřezu ramene podvozku
w_{X3}	[m ³]	Pružný modul průřezu příčnicku vzhledem k ose x
w_{Y3}	[m ³]	Pružný modul průřezu příčnicku vzhledem k ose y
β	[°]	Úhel mezi stojanem a hydromotorem v horizontální poloze
γ	[°]	Úhel mezi výložníkem a hydromotorem v horizontální poloze
δ	[°]	Úhel mezi stojanem a vzpěrou

σ_{N1_max}	[MPa]	Maximální tahové napětí na výložníku
σ_{N2_D}	[MPa]	Tahové napětí v místě připojení vzpěry ke stojanu
σ_{o1_max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na výložníku
σ_{o2_D}	[MPa]	Ohybové napětí v místě připojení vzpěry ke stojanu
σ_{o4_max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na rameni podvozku
σ_{oX3_max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na příčnίκu vzhledem k ose x
σ_{oY3_max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na příčnίκu vzhledem k ose y
τ_{S_B}	[MPa]	Smykové napětí ve vazbě B
τ_{S_C}	[MPa]	Smykové napětí ve vazbě C
τ_{S_DOV}	[MPa]	Mez kluzu ve smyku

SEZNAM PŘÍLOH

Výložník jeřábu (výkres sestavení)	3-170457-01
Rám jeřábu (výkres sestavení)	2-170457-02
Hydraulický zvedák (výkres sestavení)	2-170457-03