



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

DÍLENSKÉ ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ PRO MANIPULACI V OPRAVÁRENSTVÍ 100 KG / 1800 MM

LIFTING EQUIPMENT FOR HANDLING THE REPAIR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Oliva

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Petr Oliva**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2018/19

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

Dílenské zvedací zařízení pro manipulaci v opravárenství 100 kg / 1800 mm

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh dílenského zvedacího zařízení, umožňujícího příležitostnou manipulaci s břemeny v menších opravárenských provozech. Zařízení by mělo být schopno zvedat břemena do hmotnosti 100 kg. Koncepční návrh zvedacího zařízení s navijákem vhodného pro manipulaci v různých servisech.

Základní technické parametry:

- pohon zdvihu elektrický nebo hydraulický
- maximální výška zdvihu do 1800 mm.

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 978-80-553-1187-6.

SIGLEY, 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. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 10. 2018]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská se zabývá návrhem dílenského manipulátoru. Úvod tvoří rešeršní část, která se zabývá studií zvedacích zařízení vhodných pro danou aplikaci. Rešeršní část je ukončena zhodnocením a návrhem zvedacího zařízení. Hlavní část je věnována konstrukci a funkčním a pevnostním výpočtům navrženého zvedacího zařízení. Na závěr je vypracována výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zvedací zařízení, manipulační zařízení, dílenský vrátek, elektrický naviják,

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of the workshop manipulator. The introduction is a research that deals with the study of lifting devices suitable for the application. The research is completed by the evaluation and design of the lifting device. The main part is devoted to construction and functional and strength calculations of the designed lifting device. At the end is developed a drawing documentation.

KEYWORDS

Lifting device, handling device, workshop winch, electric winch,

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

OLIVA, Petr. *Dilenské zvedací zařízení pro manipulaci v opravárenství 100 kg / 1800 mm*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116279>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

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 24. května 2019

.....

Petr Oliva

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří především panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, Csc. za cenné rady, odborné vedení a ochotu a věnovaný čas při vedení mé bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	9
1 Přehled současného stavu poznání	10
1.1 Jeřáby	10
1.2 Zdvihadla	14
2 Koncepce navrženého řešení	17
3 Funkční a pevnostní výpočty hlavních komponent	20
3.1 Výložník	20
3.2 Stojan	25
3.3 Příčnick stojanu	33
3.4 Rameno podvozku	36
4 Volba a kontrola dalších komponent	40
4.1 Pojezdové kladky	40
4.2 Elektický naviják	41
4.3 Trakční baterie	42
4.4 Čepy	43
4.5 Vodící kladky	45
Závěr	46
Seznam použitých zkratk a symbolů	50
Seznam příloh	53

ÚVOD

Zvedací a manipulační zařízení jsou dnes nezbytnou součástí většiny výrobních i opravárenských provozů. Slouží k usnadnění člověku s manipulací těžkých břemen. Z důvodu manipulace s různými břemeny a různými požadavky na zdvih, dosah a nosnost manipulátoru je nezbytné vyvíjet stále nové koncepce těchto zařízení, nebo vyvíjet a vylepšovat ty přítomné.

Cílem této práce je provedení kritické rešerše vhodných zařízení a zdůvodnění navržené koncepce. Dále funkční výpočet zařízení a navržení jednotlivých komponent, včetně vytvoření výkresové dokumentace jednotlivých skupin a podskupin.

Rešeršní část bude zaměřena na rozdělení zvedacích zařízení, kdy bude pozornost především věnována těm zařízením, které svými parametry odpovídají zadání této práce. Tyto skupiny a podskupiny budou dále popsány s důrazem na jejich výhody a nevýhody. Závěrem rešerše bude zhodnocení jednotlivých zařízení vzhledem k vhodnosti zadaným parametrům, volba vhodného manipulátoru a zdůvodnění této volby.

Další část této práce bude zahrnovat vlastní návrh zvedacího zařízení a jeho funkční a pevnostní výpočty. Tato část bude zahrnovat také kontrolu další komponent, které budou součástí navrženého zvedacího zařízení.

Závěrem bude vypracována výkresová dokumentace.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

V současné době je na trhu mnoho koncepcí zvedacích zařízení, vyhovující různým požadavkům zákazníka. Výběr vhodné koncepce je řízen požadavky na zvedací zařízení samotné. V této rešeršní části jsou zahrnuty pouze zařízení, která by mohla být vhodná vzhledem k zadaným parametrům. Základní rozdělení je na jeřáby a zdviháky.

1.1 JEŘÁBY

Jeřáb je cyklicky zatěžovaný stroj určený pro zdvihání, nebo přemísťování břemen v prostoru.[1]

1.1.1 SLOUPOVÝ JEŘÁB

U sloupových jeřábů se otáčí výložník okolo osy svislého sloupu. Podle zásadního konstrukčního provedení, dělíme sloupové jeřáby na dvě hlavní kategorie:

- s nehybným (neotočným) sloupem
- s otočným sloupem

V obou dvou případech může být nehybným, nebo otočným prvkem buď poměrně krátký, jednoduchý prut, nebo vyšší příhradová konstrukce. Podle možnosti přemísťování celého jeřábu, mohou být sloupové jeřáby stacionární, nebo pojízdné. [1]

Nevýhodou je jeho náročná konstrukce pro zajištění potřebné mobility.



Obr. 1 Otočný sloupový jeřáb [2]

1.1.2 MOSTOVÝ JEŘÁB

Jsou nejrozšířenějším typem jeřábu. Jsou charakteristické tím, že jejich nosnou konstrukci tvoří jeřábový most, který se zpravidla pohybuje po vyvýšené jeřábové dráze s dvěma větvemi. Na mostě, uvnitř, nebo pod ním se pohybuje jeřábová kočka, nebo kladkostroj s hákem.

Nejčastěji se používají pro přemísťování kusových břemen a vyrábějí se jako jednonosníkové, dvounosníkové a vícenosníkové pro nosnosti až do 500 t a pro rozpětí až 40 m. [1]

Tento jeřáb je vhodnější pro vyšší výšky zdvihu a pro větší jmenovité nosnosti jeřábu.

1.1.3 KONZOLOVÝ JEŘÁB

Konzolové jeřáby se vyrábí jako stacionární nebo pohyblivé, kdy je jeřábová dráha připevněna k nosné konstrukci budovy.

Aby jeřáb dosáhl širšího pracovního pole, má buď proměnlivé vyložení, nebo otočný výložník. Nosná konstrukce se skládá ze svislého rámu jeřábu a výložníku (ramene). V případě neotočné konstrukce nazýváme konzolovou část jako rameno, v případě otočné konstrukce jako výložník.

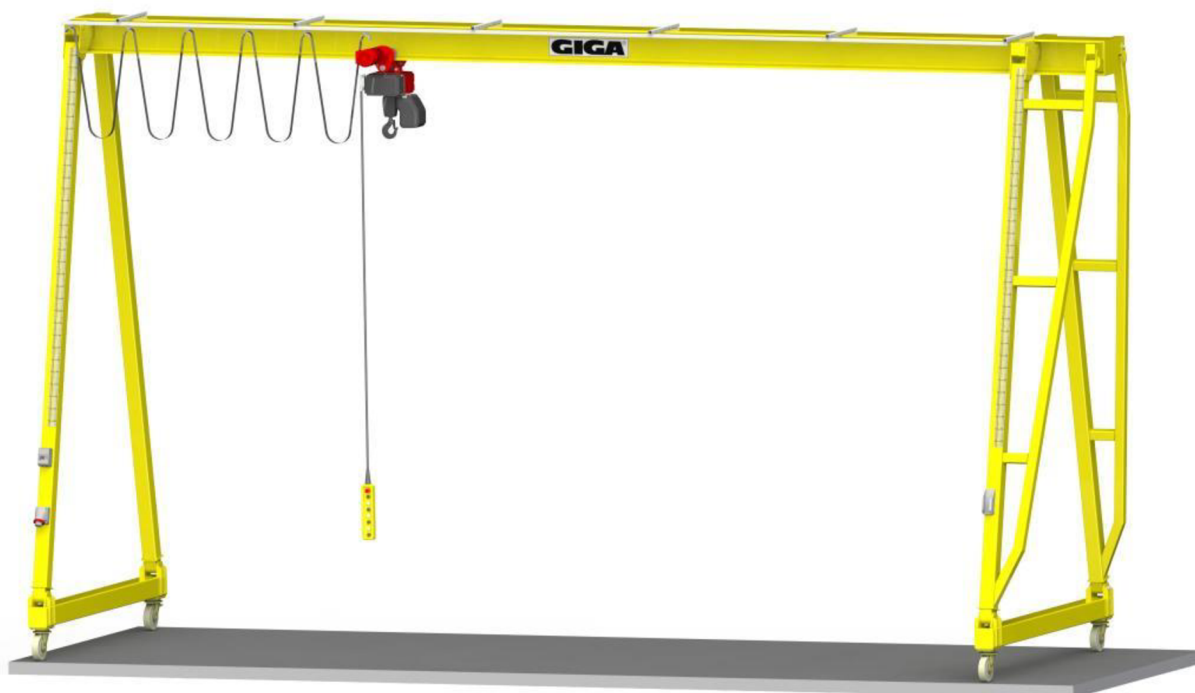
Konzolové jeřáby neotočné mají vždy proměnlivé vyložení, které se dosáhne pojezdem tahané jeřábové kočky po vodorovném rameni jeřábu.

Konzolové jeřáby otočné do 180° mají výložník uložený v patním a horním ložisku ve svislém rámu jeřábu a dovoluje natočení až 180°. Jeho vyložení bývá neměnné.

Konzolové jeřáby otočné o 360° se používají v dílnách, kde má jeřáb dosahovat i mimo prostory haly. Proto je otočný výložník posunut pod úroveň jeřábové dráhy.[1]

1.1.4 PORTÁLOVÝ A POLOPORTÁLOVÝ JEŘÁB

Nosnou konstrukci portálových jeřábů tvoří portál, který se skládá z jeřábového mostu a dvou podpěr. Portál může být pevně přikotven k základu, může se pohybovat po jeřábové dráze uložené na základě, nebo může být konstruovaný jako samohybný bezkolejnicový. Poloportálový jeřáb má jednu větev jeřábové dráhy uloženou ve výšce jeřábového mostu, zpravidla na budově. [1]



Obr. 2 Portálový jeřáb [3]

1.1.5 HYDRAULICKÝ MOBILNÍ JEŘÁB

Hlavní části tohoto jeřábu jsou rám, hydraulická jednotka a výložník. Samotný rám může být složen z více částí, které je možné sklápat pro lepší skladovatelnost a je opatřen pojezdovými koly. Výložník může být teleskopický nebo pevný a jeho pohyb je uskutečněn pomocí přímočarého hydromotoru. Nosnost se pohybuje v závislosti na délce vyložení většinou do 2000 kg.

Tento typ jeřábu si získal své nezastupitelné místo v opravárenských provozech, především v autoopravárenství. S výhodou se však používá všude tam kde je potřeba pohodlně manipulovat s břemeny dané hmotnosti.[4]

1.1.6 RUČNÍ MOBILNÍ SLOUPOVÝ JEŘÁB

Slouží pro vertikální manipulaci s břemenem v dosahu otočného ramene. Rameno je spojeno otočně se sloupem, jehož spodní část tvoří protizávaží. Mobilita celé konstrukce je zajištěna 4 pojezdovými koly, avšak před zahájením zvedání je nutné vyšroubovat pracovní podpory. Výložník je vyroben z I profilu, na kterém je zavěšený pojízdný elektrický řetězový kladkostroj. [5]



Obr. 3 Ruční mobilní sloupový jeřáb [5]

1.2 ZDVIHADLA

Jsou charakteristické nižší hmotností, velikostí a únosností. Jsou schopny zvedat břemeno pouze ve svislém směru a jsou většinou konstruovány pro ruční pohon. Ve většině případů je může obsluha přímo přenášet, nebo jsou opatřeny pojezdovými koly. Jsou mnohostranně využitelné a je možné je vkládat do různých rámců, či přípravků což rozšiřuje jejich oblast využití. Podle principu mechanismu zvedání a typu konstrukce je můžeme dělit na zvedáky hydraulické, pneumatické, hřebenové, šroubové, nůžkové, vrátky s ručním nebo motorickým pohonem a kladkostroje.[6]

1.2.1 HYDRAULICKÝ ZVEDÁK

Může být buď stacionární, nebo pojízdný. Je charakteristický lineárním hydrogenerátorem ovládaným obsluhou a lineárním hydromotorem, který vykonává pracovní pohyb. Tyto dva hydraulické válce jsou naplněny hydraulickou kapalinou a hadicemi nebo potrubím je zajištěn průtok z jednoho do druhého válce. Tlaková kapalina může být rovněž dodávána rotačním hydrogenerátorem se strojním pohonem. Plocha pístu ovládaného obsluhou bývá z pravidla několikanásobně menší a z rozdílu těchto ploch se dá spočítat převodový poměr. Platí zde Pascalův zákon, kdy síla působící na píst prvního válce vyvolá tlak v kapalině, jenž působí na druhý válec. Samotné zvedání je cyklické, což je dáno menším objemem ovládacího válce. Díky jednosměrným ventilům je možné menší válec opětovně plnit a tlakovou kapalinu přepouštět do většího pracovního válce. [3]



Obr. 4 Hydraulický zvedák [7]

1.2.2 PNEUMATICKÉ ZVEDÁKY

Pracují na podobném principu jako zvedáky hydraulické. Hlavním rozdílem je však použité zvedací médium – vzduch. Tím odpadá nebezpečí znečištění prostředí při netěsnostech a zároveň znečištění zařízení a břemene. Dalším rozdílem od hydraulického zvedáku je použití vzduchového vaku. Jeho největší výhodou je rychlost zvedání a spouštění, při dostatečném množství stlačeného vzduchu. [3]

1.2.3 HŘEBENOVÉ ZVEDÁKY

Hlavní částí tohoto zvedáku jsou hřebenová tyč a pastorek zapadající svými zuby do sebe. Pastorek buď přímo, nebo s použitím převodovky ovládá obsluhu a jeho rotací pohybuje s hřebenovou tyčí. Tento zvedák musí být doplněn o jistící zařízení, které zamezí samovolnému spouštění (pádu) břemene. Dosahuje zpravidla vyšších zdvihů než předchozí zařízení. [3]

1.2.4 ŠROUBOVÉ ZVEDÁKY

Šroubový mechanismus tvoří šroub a matice. Dochází zde k přeměně rotačního pohybu na přímočarý. Toho je většinou dosaženo rotací šroubu při zastavené matici, nebo naopak. Zavit se používá nejčastěji lichoběžníkový rovnoramenný. Tento mechanismus se může konstruovat jako samosvorný, což zabraňuje samočinnému spouštění břemene a nevyžaduje brzdu. [3]

1.2.5 NŮŽKOVÉ ZVEDÁKY

Je to kategorie zvedáků, která většinou zahrnuje šroubový nebo hydraulický zvedák, ale jeho konstrukcí může několikanásobně zvýšit maximální výšku zdvihu těchto zařízení. Další předností je variabilita koncového efektoru zvedáku, od rovné plošiny po držáky převodovek, nebo jiných zařízení. [4]



Obr. 5 Nůžkový zvedák na motocykly [5]

1.2.6 VRÁTEK

Vrátek je druh lanového navijáku, jehož hlavní části jsou motor nebo mechanismus ručního pohonu, převodovka a navíjecí buben vybavený ocelovým nebo jiným lanem, popř. řetězem. Využívá se pro zvedání, nebo spouštění břemene o relativně nízké hmotnosti. Překonává většinou velké převýšení v závislosti na délce lana, proto se s výhodou využívá na stavbách budov pro dopravu stavebního materiálu. [6]

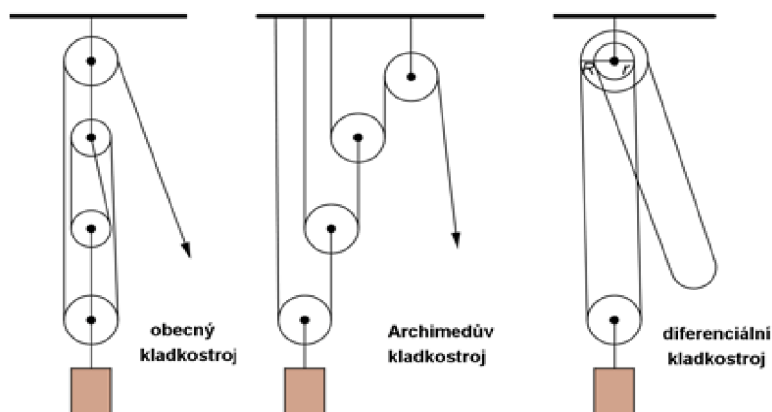


Obr. 6 Stavební elektrický vrátek[7]

1.2.7 KLADKOSTROJ

Hlavní funkcí kladkostroje je snížit sílu potřebnou ke zdvihu břemene. Je to jednoduchý stroj, který je tvořen jedním, nebo více párů pevné a volné kladky. Pevná kladka je upevněna k rámu, volná tvoří jeřábovou kladnici s hákem, nebo jiným koncovým zařízením. S každým párem kladek se síla potřebná k zdvihu břemene zmenší na polovinu.

Další modifikace kladkostroje jsou diferenciální, šnekový a s čelními koly. [1]



Obr. 7 Kladkostroje [8]

2 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Dle zadaných parametrů byla navržena koncepce zvedacího zařízení.

Tahle varianta je zvolena pro svou jednoduchost, cenovou dostupnost, nízký počet komponent, uživatelskou nenáročnost, využitelnost v menších opravárenských provozech a výhodu, že není nutné provádět stavební úpravy související s montáží zvedacího zařízení jako např. kolejnice pro mostový jeřáb.

Části navrženého zvedacího zařízení jsou svařenec rámu, 4 pojezdová kola, 2 lanové kladky, elektrický naviják vybavený lanem s hákem a trakční baterie napájející naviják s držákem baterie.

Rám je svařený z 6 hlavních dutých čtvercových a obdélníkových profilů dle EN 10219, výložníku, šikmého stojanu, dvou ramen podvozku, vzpěry a příčnicku. Materiál dutých ocelových profilů je S355J2H.

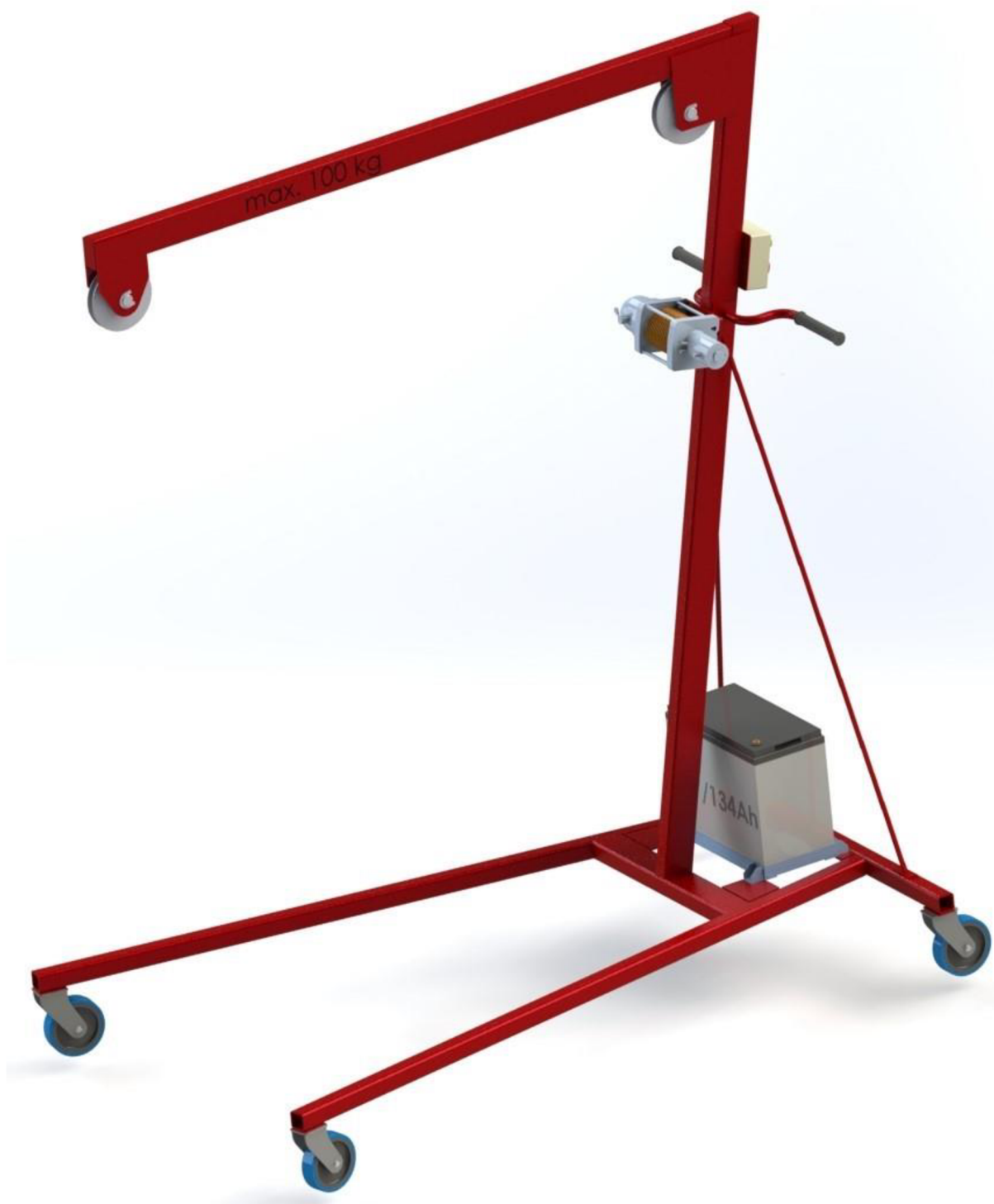
Pojezdové kladky jsou čtyři, z toho dvě vybavena brzdou. Umístění nebrzděných kol je na koncích ramen podvozku, brzděných na koncích příčnicku. Všechna kola jsou dle potřebných parametrů vybrána z katalogu výrobce.

Mechanismus navíjení sestává z elektrického navijáku napájeného 12/24V, dvěma lanovými kladkami které vedou lano do pracovní pozice a trakční baterie. Lanové kladky jsou na rámu upevněny pomocí čepů s hlavou normalizovaných rozměrů, které budou následně kontrolovány na otláčení. Baterie je zvolena v závislosti na její kapacitě a příkonu elektromotoru navijáku z katalogu výrobce.

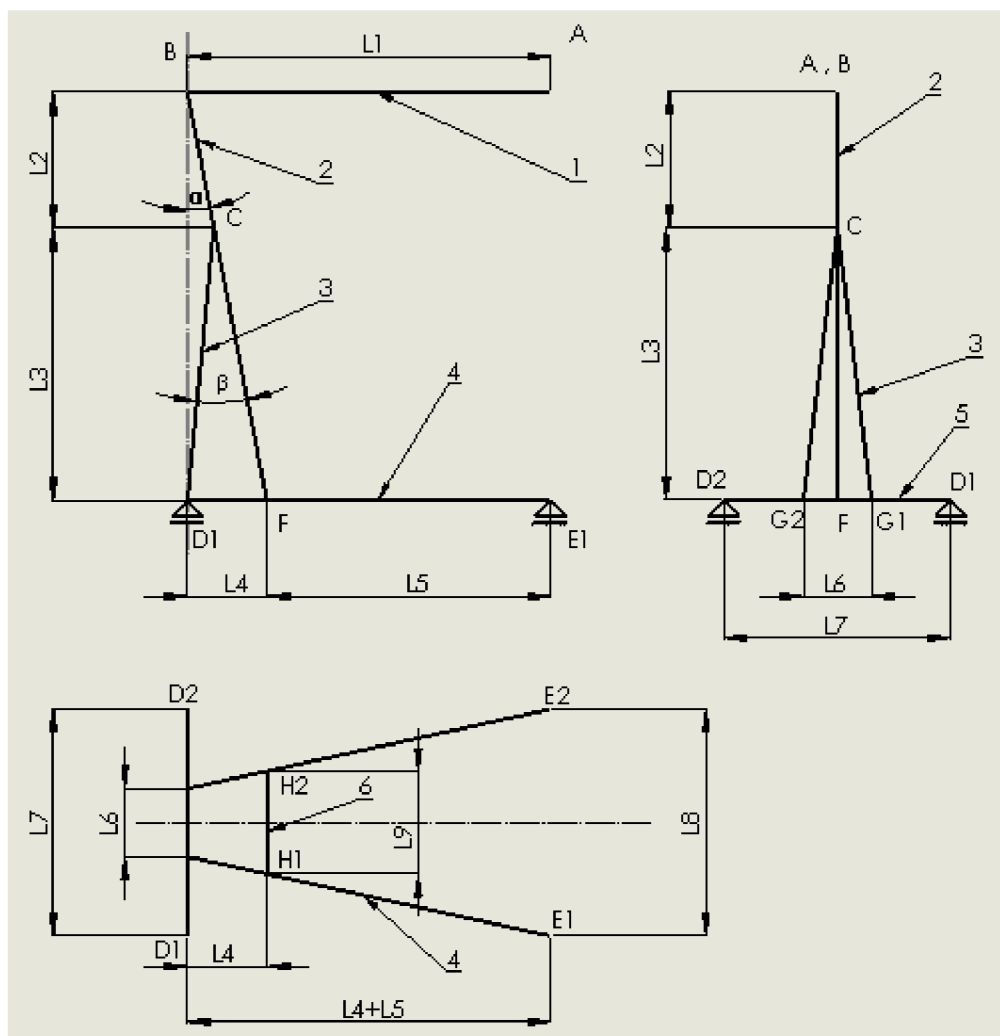
Baterie je uložena v rámu baterie, který je vytvořen z ocelových profilů průřezu L. Tyto jsou následně svařeny a tvoří spodní uložení pro trakční baterii. Tento rám je pomocí šroubových spojů spojen s konstrukcí zvedacího zařízení.



Obr. 8 Model navrženého řešení – pohled 1



Obr. 9 Model navrženého řešení – pohled 2



Obr. 10 Schéma navrženého zařízení

Tabulka 1 Základní prvky konstrukce a jejich rozměry

Pozice	Označení	Kóta	Rozměr [mm]
1	Výložník	L1	1600
2	Stojan	L2	600
3	Vzpěra	L3	1200
4	Rameno podvozku	L4+L5	1600
5	Zadní příčník	L7	1000
6	Příčník stojanu	L9	591
		L4	350
		L5	1250
		L6	400
		L8	1000

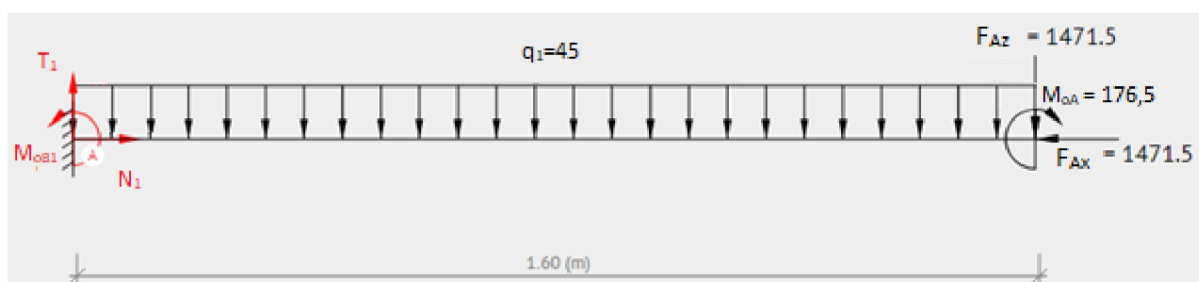
3 FUNKČNÍ A PEVNOSTNÍ VÝPOČTY HLAVNÍCH KOMPONENT

3.1 VÝLOŽNÍK

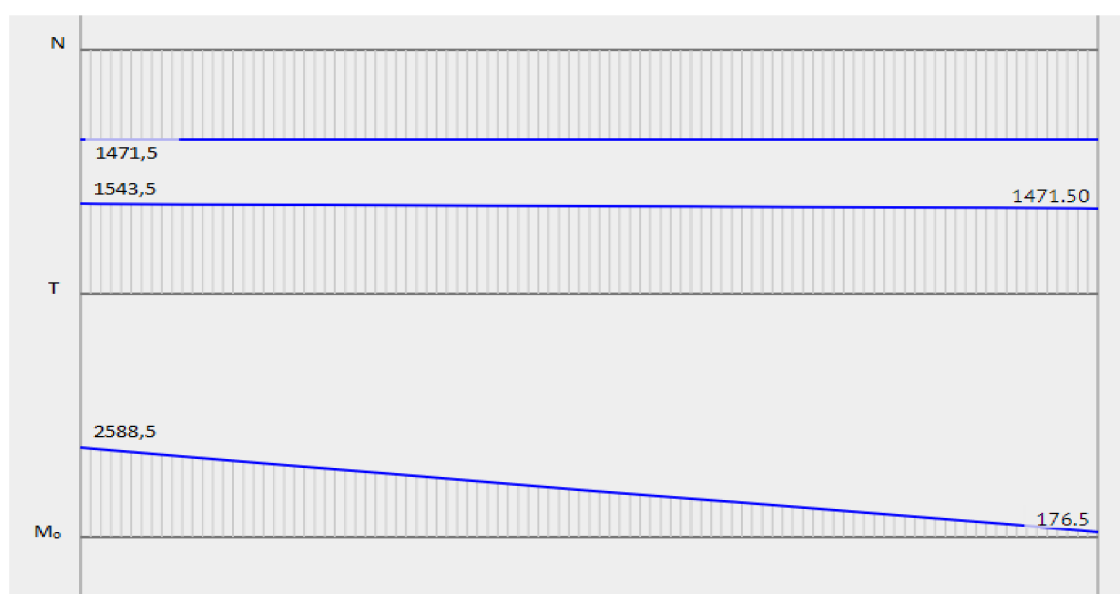
Pro výpočet výložníku je zavedeno zjednodušení na rovinnou úlohu. Výložník je uvažován jako staticky určitý, vetknutý prut. Výložník je zatížen bremenem zavěšeným na laně, které vyvolává síly na kladce. Síla kolmá na výložník a síla rovnoběžná s výložníkem, odsazena o vzdálenost osy čepu kladky od těžiště profilu výložníku. Obě síly jsou přeneseny do osy profilu výložníku, čímž vznikne moment o velikosti síly rovnoběžné s osou výložníku na rameni o délce vzdálenosti osy čepu kladky a osy profilu výložníku. Dále je výložník zatížen liniovým zatížením od vlastní hmotnosti.

Zadaná nosnost zvedacího zařízení je 100 kg, avšak dle normy ČSN EN 1494+A1 [9] definující mobilní a přemístitelné zvedáky bude při výpočtech uvažováno 150% maximálního zatížení. To znamená, že při zadané nosnosti 100 kg bude počítáno se zatížením 150 kg.

Výložník je vyroben z dutého obdélníkového profilu 70x40x3 z oceli S355J2H (1.0576). [10]



Obr. 11 Schéma zatížení výložníku s reakcemi



Obr. 12 Výsledné vnitřní účinky výložníku

3.1.1 VÝPOČET SÍLY VYVOLANÉ ZATÍŽENÍM VÝLOŽNÍKU BŘEMENEM

$$F_{Az} = 1,5 \cdot m_b \cdot g \text{ [N]} \quad (1)$$

$$F_{Az} = 150 \cdot 9,81 = 1475,5 \text{ N}$$

kde m_b hmotnost břemene [kg]

g tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

F_{Az} síla vyvolaná hmotností břemene

3.1.2 VÝPOČET SÍLY VYVOLANÉ Z OPÁSÁNÍ KLADKY

Síla působí rovnoběžně s osou výložníku. Jde o reakci v kladce od zatížení zavěšeného břemene, kdy tato síla je natočena o úhel opásání kladky a je rovna velikosti síly F_{Az} . Tato síla je přesunuta do osy výložníku, proto je nutné přidat ohybový moment, který bude řešen v dalším výpočtu.

$$F_{Ax} = F_{Az} \text{ [N]} \quad (2)$$

$$F_{Ax} = -1471,5 \text{ N}$$

kde F_{Ax} síla v opásání kladky

3.1.3 VÝPOČET MOMENTU VYVOLANÉHO Z ODSAZENÍM SÍLY NA KLADCE

Moment vyvolaný silou působící rovnoběžně s výložníkem v ose čepu kladky A na rameni daném vzdáleností osy čepu kladky A a osy profilu výložníku.

$$M_{oA} = F_{Ax} \cdot e_A \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3)$$

$$M_{oA} = -1471,5 \cdot 0,12 = -176,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde $e_A = 120\text{mm}$ vyložení síly od výložníku

M_{oA} moment od vyložení síly od osy nosníku

3.1.4 VÝPOČET LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI VÝLOŽNÍKU

$$q_1 = m_v \cdot g \text{ [N/m]} \quad (4)$$

$$q_1 = -4,584 \cdot 9,81 = -45 \text{ N/m}$$

kde m_v hmotnost profilu výložníku [kg/m] dle [10]

q_1 liniové zatížení od hmotnosti výložníku

3.1.5 VÝPOČET REAKCÍ VE VAZBĚ

Prut má jednu vazbu a to vetknutí. Reakcí budou 2 síly na sebe kolmé a ohybový moment.

$$\sum F_x = 0: N_1 - F_{Ax} = 0 \quad (5)$$

$$N_1 = F_{Ax} \text{ [N]}$$

$$N_1 = 1471,5 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0: F_{Az} - q_1 \cdot l_1 - T_1 = 0 \quad (6)$$

$$T_1 = F_{Az} + q_1 \cdot L_1 \text{ [N]}$$

$$T_1 = 1471,5 + 45 \cdot 1,6$$

$$T_1 = 1543,5 \text{ N}$$

$$\sum M_o = 0: M_{oB1} - M_{oA} - F_{Az} \cdot l_1 - q_1 \cdot l_1 \cdot \frac{l_1}{2} = 0 \quad (7)$$

$$M_{oB1} = M_{oA} + F_{Az} \cdot l_1 + q_1 \cdot l_1 \cdot \frac{l_1}{2} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{oB1} = -176,5 - 1471,5 \cdot 1,6 - 45 \cdot 1,6 \cdot \frac{1,6}{2}$$

$$M_{oB1} = -2589 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.1.6 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x_1 \in (0 - L_1) \quad (8)$$

$$M_{o11} = M_{oA} + F_{Az} \cdot x_1 + q_1 \cdot x_1 \cdot \frac{x_1}{2} \quad [N \cdot m]$$

$$M_{o11} = -2589 \text{ N} \cdot m$$

$$N_{11} = F_{Ax} \quad [N] \quad (9)$$

$$N_{11} = 1471,5 \text{ N}$$

$$T_{11} = F_{Az} + q_1 \cdot x_1 \quad [N] \quad (10)$$

$$T_{11} = 1543,5 \text{ N}$$

3.1.7 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Tato podkapitola je zaměřena na výpočet napětí způsobeného ohybem a tlakem v kritickém místě nosníku, což je dle výsledných vnitřních účinků ve vetknutí.

NAPĚTÍ ZPŮSOBENÉ OHYBEM

$$\sigma_{o1} = \frac{|M_{oB1}|}{W_{eV}} \quad [MPa] \quad (11)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{|2589|}{1,066 \cdot 10^{-5}} = 242,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o1} = 242,9 \text{ MPa}$$

kde W_{eV} pružný modul průřezu výložníku dle [10]

σ_{o1} maximální napětí na výložníku způsobené ohybem dle [11] (str. 141)

NAPĚTÍ ZPŮSOBENÉ TLAKEM

$$\sigma_{T1} = \frac{N_1}{S_V} [MPa] \quad (12)$$

$$\sigma_{T1} = \frac{1471,5}{6,01 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_{T1} = 2,45 \text{ MPa}$$

kde S_V plocha průřezu výložníku [10]

σ_{T1} maximální napětí na výložníku způsobené tlakem dle [11] (str. 138)

3.1.8 KONTROLA VÝLOŽNÍKU VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o1} + \sigma_{T1} \leq R_e \quad (13)$$

$$242,9 + 2,45 \leq 355$$

$$245,35 < 355$$

kde R_e mez kluzu pro materiál S355J2H dle [10]

Navržený profil 70x40x3 z materiálu S355J2H vyhovuje pro danou aplikaci.

3.2 STOJAN

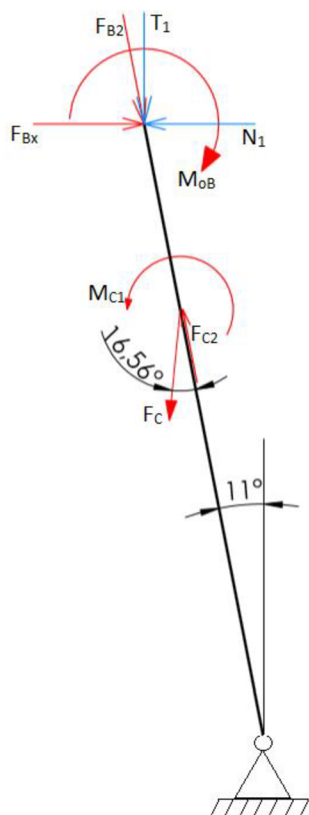
Stojan je pro zjednodušení uvažován jako staticky určitý přímý prut, s rotační vazbou ve spodní části. V bodě B je zatížen silami od výložníku a reakcí z kladky B, v bodě C silou z vazby uvažované jako podpora a reakcí navijáku, v bodě F je vazba rotační, kde vznikají dvě síly na sebe kolmé. Při počítání stojanu bude uvažován souřadný systém pootočený o úhel 11° , kdy osa „y“ bude rovnoběžná s osou stojanu.

V horním bodě B jsou kromě reakcí výložníku další dvě síly působící v ose kladky B. Tyto síly jsou přeneseny do osy výložníku, čímž vzniknou dva momenty o stejné velikosti, ale opačné orientaci.

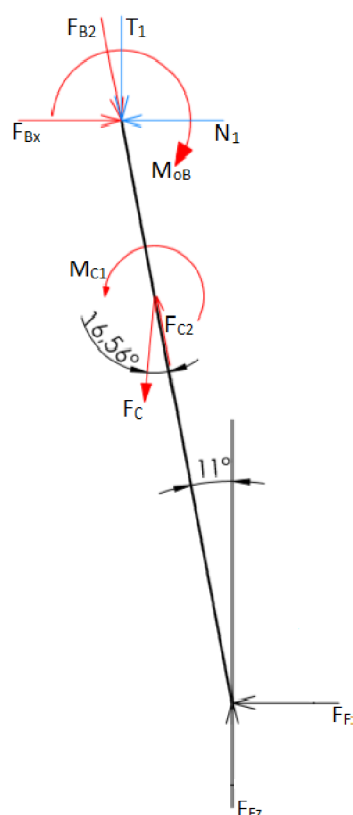
Vzhledem k zjednodušení výpočtu na staticky určitou úlohu nebude ve spodní části stojanu vznikat ohybový moment. To znamená, že vzpěra v bodě C bude udržovat stojan v momentové rovnováze a její výsledná silová reakce bude zásadní při určování profilu a materiálu vzpěr. V bodě C působí dále síla od navijáku. Tato síla je opět přenesena do osy profilu stojanu a je doplněn ohybový moment o velikosti této síly na rameni vzdálenosti obvodu bubnu navijáku a osy profilu výložníku.

Stojan je namáhán na ohyb a tah/tlak.

Stojan je vyroben stejně jako výložník z obdélníkového dutého profilu 70x40x3 a materiálu S355J2H [10].



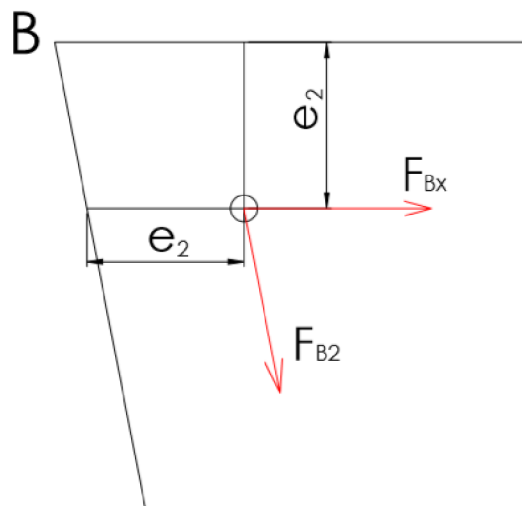
Obr. 14 Schéma stojanu



Obr. 13 Úplné uvolnění stojanu

3.2.1 VÝPOČET VÝSLEDNÉHO MOMENTU V BODĚ B

V bodě B působí celkem tři ohybové momenty. Dva momenty jsou reakcí sil na kladce B a jeden moment je reakcí sil a momentů na výložníku.



Obr. 15 Reakce kladky B

$$M_{okB1} = F_{Bx} \cdot e_2 [N \cdot m] \quad (14)$$

$$M_{okB1} = 1471,5 \cdot 0,12$$

$$M_{okB1} = 176,5 N \cdot m$$

kde F_{Bx} síla působící v čepu kladky B rovnoběžně s výložníkem

e_2 vzdálenost působíště síly od osy profilu výložníku

$$M_{okB2} = F_{B2} \cdot e_2 [N \cdot m] \quad (15)$$

$$M_{okB2} = -1471,5 \cdot 0,12$$

$$M_{okB2} = -176,5 N \cdot m$$

kde F_{B2} síla působící v ose čepu kladky B rovnoběžně se stojanem

$$M_{oB} = M_{oB1} - M_{okB1} + M_{okB2} \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (16)$$

$$M_{oB} = -2589 + 176,5 - 176,5$$

$$M_{oB} = -2589 \text{ N}\cdot\text{m}$$

kde M_{oB} výsledný ohybový moment v bodě B

3.2.2 VÝPOČET MOMENTU VZNIKLEHO REAKCÍ NAVIJÁKU

Jelikož je síla, která působí na naviják ve vazbě lanem vzdálena od osy profilu výložníku, je nutné v případě posunutí síly do osy výložníku přidat ohybový moment. Tento moment má velikost síly působící na naviják na rameni vzdálenosti osy profilu výložníku od nejbližšího bodu obvodu bubnu.

$$M_{C1} = F_{C2} \cdot e_3 \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (17)$$

$$M_{C1} = 1471,5 \cdot 0,11 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

$$M_{C1} = 162 \text{ N}\cdot\text{m}$$

kde e_3 vzdálenost osy profilu výložníku od plochy bubnu navijáku

M_{C1} moment vzniklý odsazením síly na navijáku

3.2.3 PROVEDENÍ KONTROLY STATICKÉ URČITOSTI

$$NP \in \{F_C; F_{Fx}; F_{Fz}\}$$

$$i = \mu - \vartheta$$

$$i = 3 - 3 = 0$$

kde i počet stupňů volnosti

μ počet neznámých parametrů

ϑ počet použitelných rovnic statické rovnováhy

Úloha je staticky určitá.

3.2.4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

$$x_1 \in (0 - L_2) \quad (18)$$

$$M_{o21} = -M_{oB} - \cos(\alpha) \cdot F_{Bx} \cdot x_1 + \sin(\alpha) \cdot T_1 \cdot x_1 + \cos(\alpha) \cdot N_1 \cdot x_1$$

$$N_{21} = -F_{B2} - \sin(\alpha) \cdot F_{Bx} + \sin(\alpha) \cdot N_1 - \cos(\alpha) \cdot T_1 \quad (19)$$

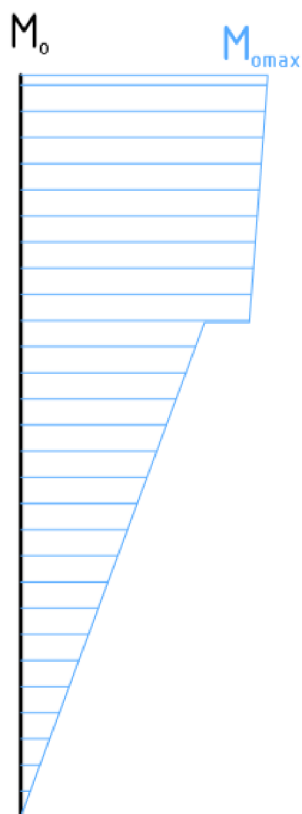
$$x_2 \in (0 - L_3)$$

$$M_{o22} = -M_{oB} - \cos(\alpha) \cdot F_{Bx} \cdot (L_2 + x_2) + \sin(\alpha) \cdot T_1 \cdot (L_2 + x_2) + \cos(\alpha) \cdot N_1 \cdot (L_2 + x_2) + \sin(\beta) \cdot F_C \cdot x_2 + M_{C1} \quad (20)$$

$$N_{22} = -F_{B2} - \sin(\alpha) \cdot F_{Bx} + \sin(\alpha) \cdot N_1 - \cos(\alpha) \cdot T_1 + F_{C2} - \cos(\beta) \cdot F_C \quad (21)$$

kde α úhel naklonění stojanu

β úhel mezi stojanem a vzpěrou



Obr. 16 Průběh ohybového momentu na stojanu



Obr. 17 Průběh posouvajících sil na stojanu

3.2.5 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Bx} \cdot \cos(\alpha) - T_1 \cdot \sin(\alpha) - N_1 \cdot \cos(\alpha) - F_C \cdot \sin(\beta) - F'_{Fx} = 0 \quad (22)$$

$$\sum F_y = 0: \quad -F_{Bx} \cdot \sin(\alpha) - F_{B2} - T_1 \cdot \cos(\alpha) + N_1 \cdot \sin(\alpha) - F_C \cdot \cos(\beta) + F_{C2} + F'_{Fy} = 0 \quad (23)$$

$$\sum M_o = 0: \quad -M_{oB} - \cos(\alpha) \cdot F_{Bx} \cdot (L_2 + L_3) + \sin(\alpha) \cdot T_1 \cdot (L_2 + L_3) + \cos(\alpha) \cdot N_1 \cdot (L_2 + L_3) + \sin(\beta) \cdot F_C \cdot L_3 + M_{C1} = 0 \quad (24)$$

VYJÁDŘENÍ Z ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY.

$$F_C = (M_{oB} \cos(\alpha) \cdot F_{Bx} \cdot (L_2 + L_3) - \sin(\alpha) \cdot T_1 \cdot (L_2 + L_3) - \cos(\alpha) \cdot N_1 \cdot (L_2 + L_3) - M_{C1}) \cdot \frac{1}{\sin(\beta) \cdot L_3} \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$F_C = 5418 \text{ N}$$

$$F'_{Fx} = -F_{Bx} \cdot \cos(\alpha) + T_1 \cdot \sin(\alpha) + N_1 \cdot \cos(\alpha) + F_C \cdot \sin(\beta) \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$F'_{Fx} = -1839 \text{ N}$$

$$F'_{Fy} = F_{Bx} \cdot \sin(\alpha) + F_{B2} + T_1 \cdot \cos(\alpha) - N_1 \cdot \sin(\alpha) + F_C \cdot \cos(\beta) - F_{C2} \quad [\text{N}] \quad (27)$$

$$F'_{Fy} = 6709 \text{ N}$$

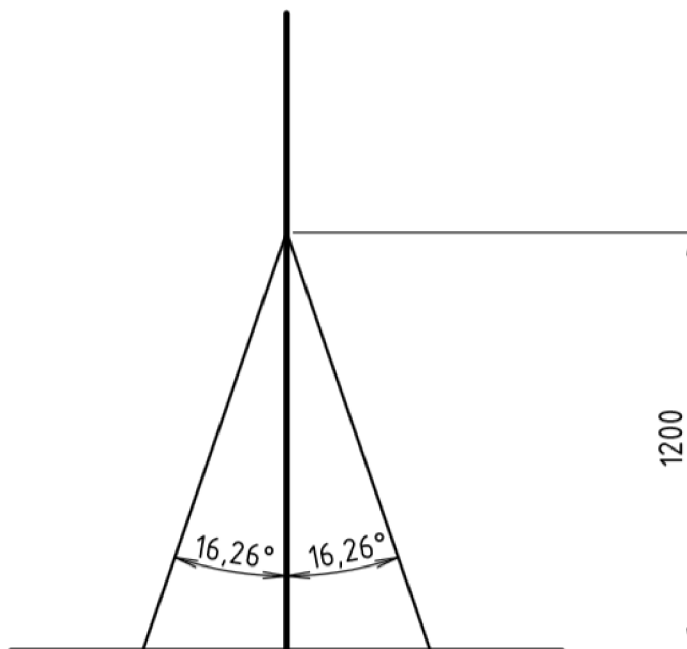
Kde F_C síla promítnutá do osy podpor v pohledu z boku

F'_{Fx} výsledná posouvající síla na stojanu ve vazbě F

F'_{Fy} výsledná osová síla na stojanu ve vazbě F

3.2.6 VÝPOČET SIL V OSE VZPĚŘ

V předchozí kapitole byla spočítaná velikost síly ve vzpěře. Z pohledu ze zadní roviny je zobrazeno umístění podpor a je nutné převést vypočítanou sílu F_C do os obou prutů.



Obr. 18 Schéma podpor stojanu

$$F_{Co} = \frac{F_C}{\cos(\varphi)} * \frac{1}{2} \quad (28)$$

$$F_{Co} = 2822 \text{ N}$$

kde F_{Co} největší osová síla v jednom prutu vzpěry

φ úhel mezi vzpěrou a stojenem v pohledu zezadu

3.2.7 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ**NAPĚTÍ STOJANU ZPŮSOBENÉ OHYBEM**

$$M_{o2max} = M_{oB} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (29)$$

$$M_{o2max} = 2589 \text{ N}\cdot\text{m}$$

kde M_{o2max} největší ohybový moment na stojanu

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2max}}{W_{eS}} \quad [\text{MPa}] \quad (30)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{2589}{1,066 \cdot 10^{-5}} \quad [\text{MPa}] \quad (31)$$

$$\sigma_{o2} = 242,8 \text{ MPa}$$

kde σ_{o2} největší napětí na stojanu způsobené ohybem [11] (str. 141)

W_{eS} pružný modul průřezu stojanu dle [10]

NAPĚTÍ STOJANU ZPŮSOBENÉ TLAKEM

$$F_{omax} = F'_{Fy} = 6708 \text{ N}$$

$$\sigma_{T2} = \frac{F_{omax}}{S_S} \quad [\text{MPa}] \quad (32)$$

$$\sigma_{T2} = \frac{6708}{6,01 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_{T2} = 11,2 \text{ MPa}$$

kde F_{omax} největší osová síla ve stojanu

S_S plocha příčného průřezu profilu stojanu

σ_{T2} maximální napětí na stojanu způsobené tlakem dle [11] (str. 138)

3.2.8 KONTROLA STOJANU VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o2} + \sigma_{T2} \leq R_e \quad (33)$$

$$174 + 11,2 \leq 355$$

$$185,2 < 355$$

kde R_e mez kluzu pro materiál S355J2H dle [10]

Navržený profil 70x40x3 z materiálu S355J2H vyhovuje pro danou aplikaci.

3.2.9 MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ VE VZPĚŘE

$$\sigma_{T3} = \frac{F_{Co}}{S_p} \quad [\text{MPa}] \quad (34)$$

$$\sigma_{T3} = \frac{2822}{134}$$

$$\sigma_{T3} = 21,1 \text{ MPa}$$

kde F_{Co} největší osová síla v jednom prutu vzpěry

S_p plocha příčného průřezu profilu prutu vzpěry dle [12]

σ_{T3} maximální napětí v prutu vzpěry způsobené tahem dle [11] (str. 138)

3.2.10 KONTROLA VZPĚRY VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o3} \leq R_{e2} \quad (35)$$

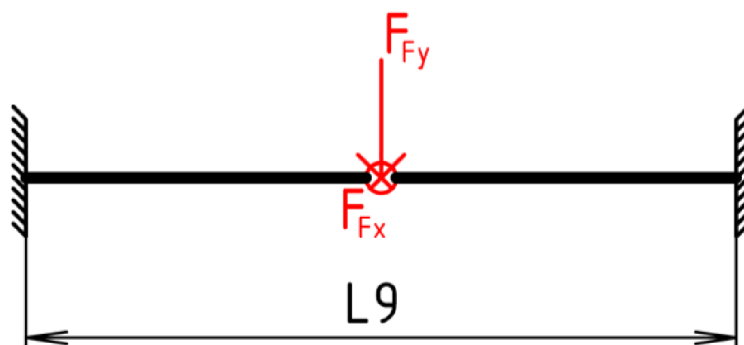
$$21,1 < 235$$

kde R_{e2} mez kluzu pro materiál S235JRH dle [13]

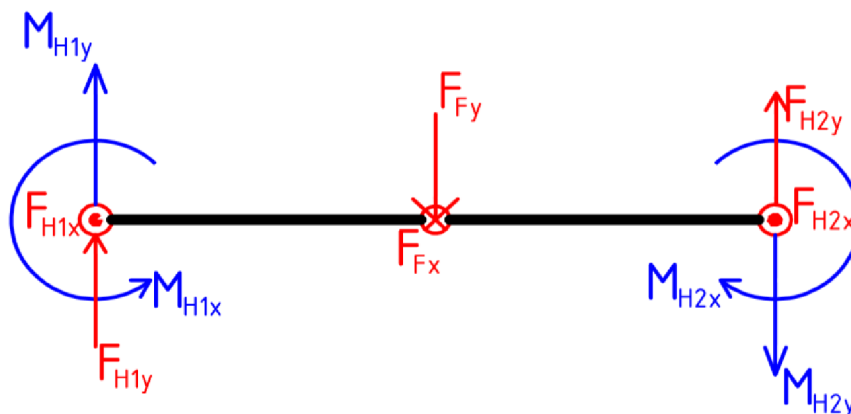
Navržený profil 30x10x2 z materiálu S235JRH vyhovuje pro danou aplikaci.

3.3 PŘÍČNÍK STOJANU

Příčníc stojanu je zatížen silou v ose x a silou v ose y. Příčníc je uvažovaný jako vetknutý a tyto síly budou způsobovat ohybový moment. Protože byl stojan po domluvě s vedoucím práce uvažován rotačně uložen a nepřenáší se tedy na příčníc kroučící moment, bude tento zohledněn zvýšením součinitele bezpečnosti.



Obr. 19 Schéma příčnicku



Obr. 20 Úplné uvolnění příčnicku

3.3.1 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

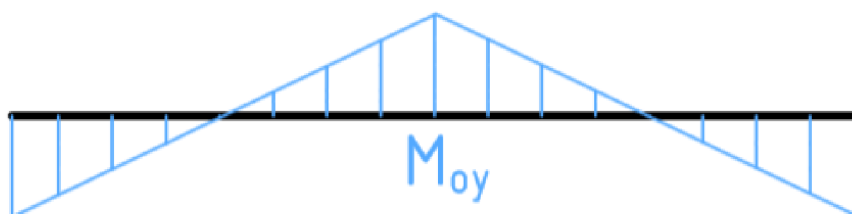
Za pomoci [11] (str. 1105) jsou spočítány ohybové momenty ve vazbách.

$$x \in (0, \frac{L_9}{2}) \quad M_{oy31} = \frac{1}{8} \cdot F_{Fy} \cdot (4x - L_9) \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (36)$$

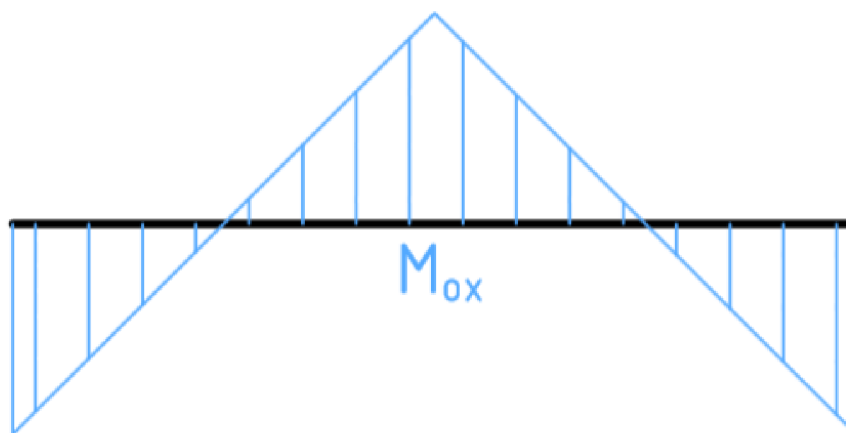
$$M_{ox31} = \frac{1}{8} \cdot F_{Fx} \cdot (4x - L_9) \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (37)$$

$$x \in (0, \frac{L_9}{2}) \quad M_{oy32} = \frac{1}{8} \cdot F_{Fy} \cdot (3 \cdot L_9 - 4 \cdot x) \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (38)$$

$$M_{ox32} = \frac{1}{8} \cdot F_{Fx} \cdot (3 \cdot L_9 - 4 \cdot x) \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (39)$$



Obr. 21 Průběh ohybového momentu na příčniku k ose Y



Obr. 22 Průběh ohybového momentu na příčniku k ose X

$$M_{oymax} = 512,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oxmax} = 38,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde M_{oymax} nejvyšší hodnota ohybového momentu k ose y

M_{oxmax} nejvyšší hodnota ohybového momentu k ose x

Nejvyšší hodnota ohybových momentů M_{oymax} a M_{oxmax} se nachází v polovině délky příčnicku, v místě reakce od stojanu. Celkové napětí příčnicku je dáno součtem napětí k jednotlivým osám dle [14]. Vzhledem k předchozímu zjednodušení výpočtu stojanu je zde absence kroutícího momentu, proto budeme uvažovat ohybové napětí o 15% větší.

3.3.2 VÝPOČET NAPĚTÍ PŘÍČNÍKU

NAPĚTÍ VZHLEDEM K OSE Y

$$\sigma_{oymax} = \frac{M_{oymax}}{W_{yP}} \quad [\text{MPa}] \quad (40)$$

$$\sigma_{oymax} = \frac{512,6}{7,75 * 10^{-6}} = 66,1 \text{ MPa}$$

kde W_{yP} plastický modul průřezu k ose y dle [10]

σ_{oymax} nejvyšší hodnota napětí způsobená ohybem v ose y

NAPĚTÍ VZHLEDEM K OSE X

$$\sigma_{oxmax} = \frac{M_{oxmax}}{W_{xP}} \quad [\text{MPa}] \quad (41)$$

$$\sigma_{oxmax} = \frac{38,8}{10,66 * 10^{-6}} = 3,6 \text{ MPa}$$

kde W_{xP} plastický modul průřezu k ose x dle [10]

σ_{oxmax} nejvyšší hodnota napětí způsobená ohybem v ose x

3.3.3 KONTROLA PŘÍČNÍKU VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$1,15 \cdot (\sigma_{oYmax} + \sigma_{oXmax}) \leq R_e \quad [\text{MPa}] \quad (42)$$

$$1,15 \cdot (66,1 + 3,6) \leq 355$$

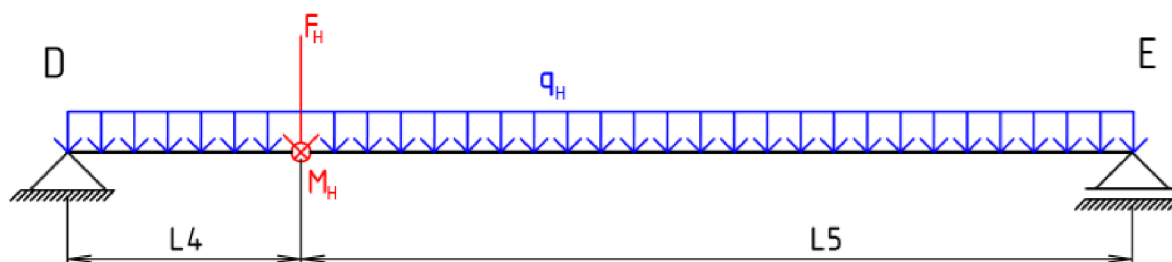
$$80 < 355$$

kde R_e mez kluzu pro materiál S355J2H dle [15]

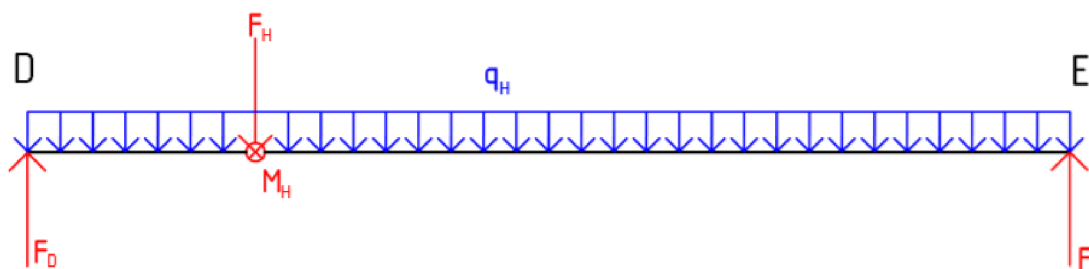
Zvolený profil 70x40x3 z materiálu S355J2H vyhovuje pro danou aplikaci.

3.4 RAMENO PODVOZKU

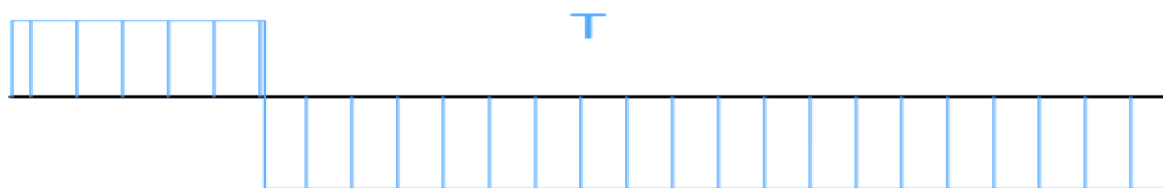
Při výpočtu částí podvozku bude uvažováno jen jedno ze dvou ramen a zatížení se proto bude uvažovat poloviční. Úloha bude řešena jako rovinná. Navrhovaný dutý profil podvozku má rozměry 40x40x4 z oceli S355J2H [18].



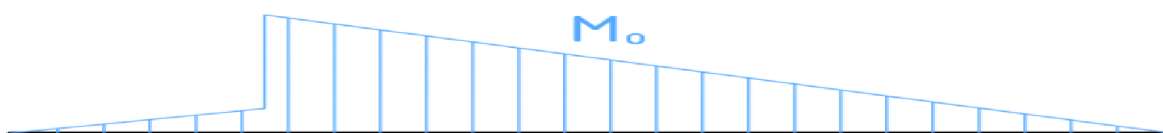
Obr. 23 Schéma ramene podvozku



Obr. 24 Úplné uvolnění ramene podvozku



Obr. 25 Průběh posouvajících sil na rameni podvozku



Obr. 26 Průběh ohybového momentu na rameni podvozku

3.4.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

Při výpočtu reakčních sil ve vazbách vstupuje do výpočtu síla F_H , která je způsobena zatížením veškerých částí zvedacího zařízení umístěných nad ramenem podvozku a zatížením břemene. Dále zde vystupuje ohybový moment M_H , který se v předchozích výpočtech nepřenášel do příčnicku a následně do zobrazeného působíště a byl vyrovnán působením sil od podpěr. Avšak v tomto výpočtu bude uvažován a jeho velikost se bude rovnat silám působícím od jednotlivých komponent a břemene na příslušných ramenech.

$$F_H = 0,5 \cdot (1,5 \cdot m_b + m_v \cdot L_1 + m_n + m_s \cdot (L_3 + L_2) + m_p \cdot L_9 + m_{tb}) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (43)$$

$$F_H = 0,5 \cdot (1,5 \cdot 100 + 4,584 \cdot 1,6 + 27 + 4,584 \cdot 1,8 + 4,584 \cdot 0,59 + 23,5) \cdot 9,81$$

$$F_H = 1073,2 \text{ N}$$

kde m_b hmotnost břemene [kg]

m_v hmotnost profilu výložníku na 1m délky dle [10] [kg/m]

m_n hmotnost navijáku dle [16] [kg]

m_s hmotnost profilu stojanu na 1m délky dle [10] [kg/m]

m_p hmotnost profilu příčnicku na 1 m délky dle [10] [kg/m]

m_{tb} hmotnost trakční baterie dle [17] [kg]

F_H celkové zatížení působící na jedno rameno podvozku [N]

L délkový rozměr daného profilu

$$M_H = 0,5 \cdot \left(m_s \cdot \frac{L_4}{2} + m_n \cdot \frac{2}{3} \cdot L_4 - m_v \cdot \left(\frac{L_1}{2} - L_4 \right) - m_b \cdot (L_1 - L_4) \right) \cdot g \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (44)$$

$$M_H = 0,5 \cdot \left(4,584 \cdot 1,8 \cdot \frac{0,35}{2} + 27 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,35 - 4,584 \cdot 1,6 \cdot \left(\frac{1,6}{2} - 0,35 \right) - 100 \cdot (1,6 - 0,35) \right) \cdot g$$

$$M_H = -591,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde M_H moment působící na jedno rameno podvozku

3.4.2 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\sum F_y = 0: \quad F_D - F_H - q_H \cdot (L_4 + L_5) - q_{TB} \cdot L_4 + F_E = 0 \quad (45)$$

$$\sum M_{oD} = 0: \quad F_E \cdot (L_4 + L_5) - F_H \cdot L_4 - q_H \cdot (L_4 + L_5) \cdot \frac{L_4 + L_5}{2} - M_H = 0 \quad (46)$$

VIJÁDŘENÍ Z ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$F_E = \frac{F_H \cdot L_4 + q_H \cdot (L_4 + L_5) \cdot \frac{L_4 + L_5}{2} + M_H}{(L_4 + L_5)}$$

$$F_E = 638,2 \text{ N}$$

$$F_D = F_H + q_H \cdot (L_4 + L_5) - F_E$$

$$F_D = 441,9 \text{ N}$$

Kde F_E síla působící na jednu přední pojezdovou kladku

F_D síla působící na jednu zadní pojezdovou kladku

3.4.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

$$x \in (0, L_5) \quad M_{o41} = F_E \cdot x - q_H \cdot x^2 \cdot 0,5 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (47)$$

$$x \in (0, L_4) \quad M_{o42} = F_E \cdot (L_5 + x) - q_H \cdot (L_5 + x)^2 \cdot 0,5 - M_H - F_H \cdot x \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (48)$$

$$M_{o3max} = F_E \cdot L_5 - q_H \cdot L_5^2 \cdot 0,5 \quad (49)$$

$$M_{o3max} = 794,4 \text{ N}$$

3.4.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o3max}}{W_{eR}} \quad [\text{MPa}] \quad (50)$$

$$\sigma_{o4} = 143,4 \text{ MPa}$$

kde M_{o3max} nejvyšší hodnota ohybového momentu na rameni podvozku [$\text{N} \cdot \text{m}$]

W_{eR} pružný modul průřezu profile ramene podvozku dle [18]

σ_{o4} nejvyšší hodnota napětí způsobená ohybovým momentem

3.4.5 KONTROLA RAMENE PODVOZKU VŮČI MEZNIMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o4} \leq R_e \quad [\text{MPa}] \quad (51)$$

$$143,4 < 355$$

Zvolený profil 40x40x4 z materiálu S355J2H vyhovuje pro danou aplikaci.

4 VOLBA A KONTROLA DALŠÍCH KOMPONENT

4.1 POJEZDOVÉ KLADKY

Dle známých sil F_E a F_D , které působí na přední a zadní pojezdové klady jsou určeny jejich požadavky na nosnost. Vzhledem k uplatnění zvedacího zařízení, kde může dojít k pádu, nebo jiného nepředpokládaného zatížení kladek, jako například hmotností obsluhy, jsou klady voleny se značně vyšší nosností.

$$m_{kp} = \frac{F_E}{g} \quad (52)$$

$$m_{kp} = 65 \text{ kg}$$

$$m_{kz} = \frac{F_D}{g} \quad (53)$$

$$m_{kz} = 45 \text{ kg}$$

Kde m_{kp} zatížení přední pojezdové kladky [kg]

m_{kz} zatížení zadní pojezdové kladky [kg]

4.1.1 PŘEDNÍ POJEZDOVÁ KLADKA

Označení:	L101.B36.125
Průměr kola:	125 mm
Šířka běhounu:	32 mm
Průměr montážního otvoru:	12,2 mm
Stavební výška:	157 mm
Dovolené zatížení:	150 kg
Brzda:	NE
Materiál běhounu:	polyuretan



Obr. 27 Přední pojezdová kladka [19]

4.1.2 ZADNÍ POJEZDOVÁ Kladka

Označení:	L121.B36.125
Průměr kola:	125 mm
Šířka běhounu:	32 mm
Průměr montážního otvoru:	12,2 mm
Stavební výška:	157 mm
Dovolené zatížení:	150 kg
Brzda	ANO
Materiál běhounu:	polyuretan



Obr. 28 Zadní pojezdová kladka [20]

4.2 ELEKTICKÝ NAVIJÁK

Naviják s elektrickým pohonem je volen primárně v závislosti na požadované nosnosti. Ovládání bude realizováno ovládacím panelem upevněným na stojanu rámu. Elektroinstalace není zahrnuta do návrhu tohoto zvedacího zařízení.

Je zvolen elektrický naviják Comeup 12 VOLT DC model DH 300 [16]. Spojení s rámem je uskutečněno pomocí čtyř šroubů M10.

Označení:	Comeup 12 V DC
Model:	DH 300
Nosnost:	300 kg
Napájení:	DC 12 V
Odběr při plném zatížení:	40 A
Rychlost:	5 m/min
Lano	4,8 mm
Hmotnost:	27 kg



Obr. 29 Elektrický naviják [16]

4.3 TRAKČNÍ BATERIE

Jako zdroj elektrické energie pro chod elektrického navijáku bude zvedací zařízení vybaveno trakční baterií. Baterie bude uložena v rámu a opatřena ochranným krytem. Dobíjecí zařízení není součástí navrhovaného zařízení a je možné využít nabíjecí zařízení určené pro autobaterie.

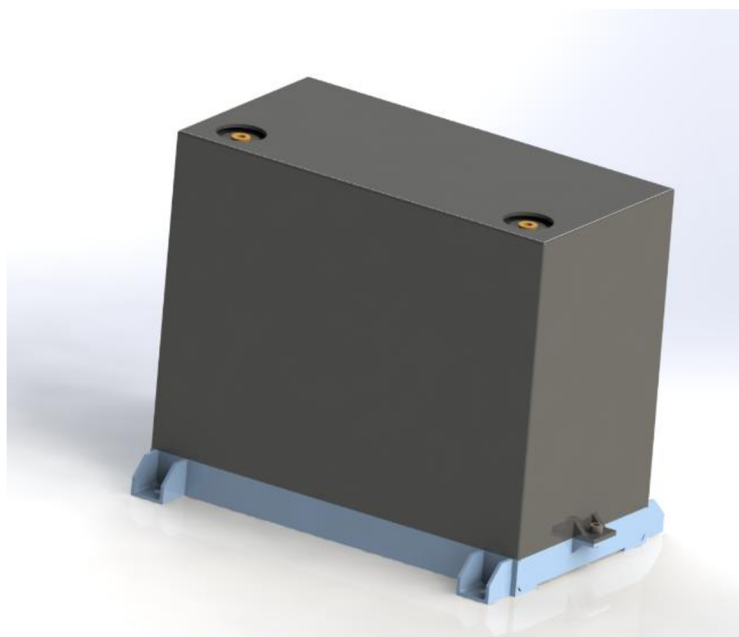
Navržená trakční baterie fg-FORTE FG12-75G [17].

Jmenovité napětí:	12 V
Kapacita:	75 Ah
Typ akumulátoru:	AGM
Rozměry DxŠxV	259x169x228 mm
Hmotnost:	23,5 kg
Připojení svorek:	M6



Obr. 30 Trakční baterie [17]

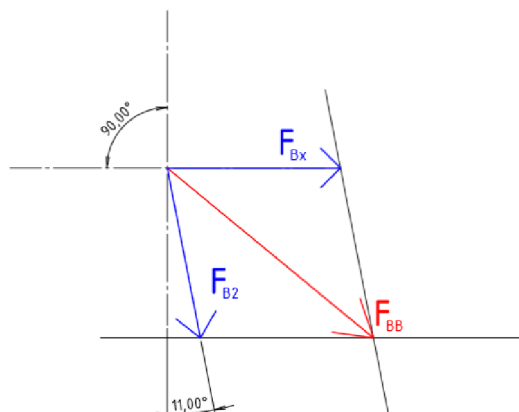
Ochranný kryt chrání baterii proti vnějším vlivům a zároveň slouží jako zajištění proti vypadnutí.



Obr 31 Baterie v rámu s ochranným krytem

4.4 ČEPY

Čepy jsou použity pro uložení vodících kladek vedoucích lano do pracovní polohy. Síla zatěžující čep kladky je výslednicí dvou sil na kladce natočené o úhel opásání. Protože síly na kladce B svírají ostřejší úhel než na kladce A a velikost působících sil jsou stejné, bude výslednice sil na kladce B větší než na kladce A [21]. Čepy ponесou kladky s valivými ložisky a čepy nebudou zajištěny proti otáčení.



Obr. 32 Rozložení sil působících na čep

4.4.1 VÝPOČET VÝSLEDNICE SIL

$$F_{BB} = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{Bz}^2 + 2 \cdot F_{Bx} \cdot F_{Bz} \cdot \cos(90 - \alpha)} \quad (54)$$

$$F_{BB} = 2271 \text{ N} \rightarrow 232 \text{ kg}$$

kde F_{BB} výslednice sil v čepu kladky dle [21]

4.4.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU ČEPU

Pro výpočet minimálního průměru čepu je nejprve nutné určit materiál čepu. Jako materiál bude použita ocel ČSN EN 1.0060 (ČSN 11600) [11] (str. 1127).

DOVOLENÉ NAPĚTÍ VE STŘIHU

$$\tau_{DOV} = 0,5 \cdot R_{e\check{c}} \quad [\text{MPa}] \quad (55)$$

$$\tau_{DOV} = 0,5 \cdot 325$$

$$\tau_{DOV} = 162,5 \text{ MPa}$$

kde $R_{e\check{c}}$ mez kluzu materiálu čepu dle [11] (str. 1127)

τ_{DOV} dovolené napětí ve střihu dle [22] (str. 176)

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU

$$\tau_{DOV} = \frac{F_{BB}}{2 \cdot S_{\check{c}}} = \frac{4 \cdot F_{BB}}{2 \cdot \pi \cdot d_{\check{c}min}^2} \quad [\text{MPa}] \quad (56)$$

$$d_{\check{c}min} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2271}{\pi \cdot 162,5}} \quad [\text{mm}] \quad (57)$$

$$d_{\check{c}min} = 3 \text{ mm}$$

Minimální dovolený průměr čepu je 3 mm.

kde $d_{\check{c}min}$ minimální průměr čepu

$S_{\check{c}}$ plocha průřezu čepu

Nyní je znám minimální průměr čepu. Použitý průměr čepu bude však určen vnitřním průměrem valivého ložiska v kladce, který musí splňovat podmínku minimálního průměru. Následně bude vybrán a vyroben čep s dírou na závlačku dle ČSN EN 223341 [23] (str. 114).

4.5 VODÍCÍ KLADKY

Dle známých parametrů jsou vybrány vodící kladky. Určujícími parametry jsou nosnost, šířka drážky na lano a otvor na čep větší, než je minimální dovolený průměr čepu $d_{čmin}$.

Navržená lanová kladka model 107/99 od firmy Carl Stahl [24].

Vnější průměr:	125 mm
Průměr opásání:	90 mm
Průměr díry:	24 mm
Šířka:	34 mm
Nosnost:	250 kg
Ložisko:	valivé kuličkové



Obr. 33 Lanová kladka [24]

Vnitřní průměr valivého ložiska v kladce je větší než minimální dovolený průměr čepu kladky a proto je tato kladka vhodná pro danou aplikaci.

ZÁVĚR

Cíle této práce byly vytvoření kritické rešerše dílenských zvedacích zařízení, zhodnocení dostupných koncepcí, vlastní návrh zvedacího zařízení dle zadaných parametrů doplněn o funkční a pevnostní výpočty a na závěr vytvoření vybrané výkresové dokumentace.

V rešeršní části byla nejprve vytvořena studie vhodných zvedacích zařízení, která byla rozdělena do jednotlivých kategorií. Do těchto skupin byly zařazeny především zvedací zařízení, která jsou schopna svými vlastnostmi splnit zadání této práce. Výsledkem této studie je vlastní představa o vhodném návrhu zvedacího zařízení.

Dále se práce věnuje koncepčnímu návrhu dílenského pojízdného jeřábu s elektrickým navijákem. Tato varianta je zvolena pro svou jednoduchou konstrukci, snadné ovládání, potřebnou mobilitu, širokou využitelnost, finanční dostupnost, oblíbenost obdobných zařízení na trhu, využitelnost v menších opravárenských provozech a nezahrnuje nutnost provádět stavební úpravy budovy, jako např. u mostových jeřábů.

Další část práce se věnuje pevnostním výpočtům jednotlivých částí konstrukce rámu zvedáku, která je zatížena hmotností zavěšeného břemene a hmotností samotných částí této konstrukce. Při řešení této části, bylo uvažováno 150% zadaného zatížení dle normy ČSN EN 1494+A1, která se vztahuje na mobilní a přemístitelné zvedáky. Z toho vyplývá, že vzhledem k zadané nosnosti 100kg je při výpočtech uvažována nosnost 150kg.

Při provádění pevnostních výpočtů jednotlivých částí byly voleny vhodné profily nosníků, kdy byl kladen důraz na volbu dutých ocelových profilů normalizovaných rozměrů z materiálu S355J2H a S235JRH.

Pro zajištění mobility byly z katalogu výrobce vybrány pojezdové kladky, kdy zadní dvojice kladek, umístěná v prostoru obsluhy, je vybavena brzdou a kladky v přední části bez brzdy. Tyto kladky splňují požadovanou nosnost, avšak jejich nosnost je výrazně zvýšena z důvodu možného zatížení okolními vlivy, jako je nepozornost obsluhy, nebo pád cizího předmětu.

Zvedání břemene je zajištěno vhodným navijákem s elektrickým pohonem, který byl vybrán z katalogu výrobce.

Napájení elektromotoru navijáku je zajištěno trakční baterií o kapacitě 75Ah a jmenovitém napětí 12V. Tato je schopna při maximálním odběru daného elektromotoru vydržet 1h a 52min. Tento akumulátor byl vybrán z katalogu výrobce.

Pro vedení lana do pracovní polohy jsou využity dvě vodící lanové kladky s valivými ložisky, které byly dle vypočítaného zatížení vybrány z katalogu výrobce.

Uložení kladek je uskutečněno pomocí čepových spojů. K tomuto účelu jsou voleny čepy s hlavou normalizovaných rozměrů s otvorem pro zajištění závlačkou z oceli ČSN EN 1.0060.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] 1. REMTA, František, František DRAŽAN, Ladislav KUPKA, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. *Jeřáby. I. díl*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974.
- [2] 2. Pneumatické zvedáky. *Golemtech*. [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/257-pneumaticke-zvedaky>.
- [3] 3. KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: Stroje a zařízení*. Praha : Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [4] 4. Nůžkové zvedáky. *Golemtech*. [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/8-nuzkove-zvedaky-hydraulicke>.
- [5] 5. Nůžkový zvedák na motocykly. *Demashop*. [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <https://www.demashop.cz/motocyklove-atv-quad-zvedaky/dema-zvedak-na-motocykly-135-kg-1591.html>.
- [6] 6. Vrátek. *Emkol*. [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <http://www.emkol.cz/eshop/category/stavebni-vratky-camac/>.
- [7] 7. Stavební elektrický vrátek. *Emkol*. [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <http://www.emkol.cz/eshop/product/stavebni-vratek-minor-pluma-500-kg/>.
- [8] 8. Kladkostroje. *Edu.Techmania*. [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: [z:https://edu.techmania.cz/cs/katalog/edutorium/756/kladkostroje](https://edu.techmania.cz/cs/katalog/edutorium/756/kladkostroje).
- [9] 9. ČSN EN 1494+A1. *Mobilní a přemístitelné zvedáky a související zdvihací zařízení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví : autor neznámý, 2010.
- [10] 10. Specifikace výrobku. *Ferona*. [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/39473/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-70x40x3>.
- [11] 11. SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [12] 12. Specifikace výrobku. *Ferona*. [Online] [Citace: 15. 5 2019.] Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/40623/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-30x10x2>.
- [13] 13. Specifikace výrobku. *Ferona*. [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné na: <https://online.ferona.cz/detail/25729/tyc-ocelova-plocha-valcovana-za-tepla-en-10058-rozmer-30x10>.

- [14] 14. PLÁNIČKA, F., M. ZAJÍČEK a V. ADÁMEK. Kombinované namáhání. *Kme.zcu*. [Online] [Citace: 5. 14 2019.] Dostupné z: <https://www.kme.zcu.cz/kmet/pp/kombinovanenamahani/kombinovane-namahani.pdf>.
- [15] 15. Specifikace výrobku. *Ferona*. [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <https://online.ferona.cz/materialove-normy/>.
- [16] 16. Specifikace výrobku. *Sydneylifting*. [Online] [Citace: 15. 5 2019.] Dostupné z: <https://www.sydneylifting.com.au/files/Comeup-12-24-Volt-DC-Winches-Product-Sheet.pdf>.
- [17] 17. Specifikace výrobku. *Bch-battery*. [Online] [Citace: 15. 5 2019.] Dostupné z: <https://www.bch-battery.cz/fg-FORTE-FG12-75D-12V-75Ah-trakcni-AGM-akumulator-d8.htm?listName=Category&listPosition=8>.
- [18] 18. Specifikace výrobku. *Ferona*. [Online] [Citace: 15. 5 2019.] Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/27638/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-40x3>.
- [19] 19. Specifikace výrobku. *Dum-kolecek*. [Online] Dostupné z: https://www.dum-kolecek.cz/1101-b36-125_i779.
- [20] 20. Specifikace výrobku. *Dum-kolecek*. [Online] [Citace: 16. 5 2019.] Dostupné z: https://www.dum-kolecek.cz/1121-b36-125_i784.
- [21] 21. Jaroslav Reichl, Martin Všeticka. Encyklopedie fyziky. *Fyzika.jreichl*. [Online] [Citace: 16. 5 2019.] Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/701-sily-se-spolecnym-pusobistem>.
- [22] 22. VRBKA, Jan. *Pružnost a pevnost I: Učební text. I*. Brno : Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně, 2011.
- [23] 23. SVOBODA, P., BRANDEJS, J. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Brno : AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o Brno, 2016. ISBN 978-80-7204838-0.
- [24] 24. Specifikace výrobku. *Carlstahl-zvedacitechnika*. [Online] [Citace: 16. 5 2019.] Dostupné z: <http://www.carlstahl-zvedacitechnika.cz/aktualne-lanove-kladky-s-bezudrzbovym-loziskem.htm>.
- [25] 25. BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvihacích a dopravných zariadení*. Košice : TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. 978-80-553-1187-6.
- [26] 26. JEŘÁBEK, Karel. *Stroje a zařízení pro manipulaci*. Praha : Ediční středisko ČVUT, 1981. ISBN Brož.
- [27] 27. Ruční mobilní sloupové jeřáby. *KPC*. [Online] KRÁLOVO POLE CRANES, a.s. [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <https://www.kpc.cz/cs/produkty/rucni-mobilni-sloupove-jeraby.aspx>.

- [28] 28. Hydraulický mobilní jeřáb. *Univer, spol. s r.o.* [Online] [Citace: 13. 5 2019.] Dostupné z: <https://www.univer.cz/pojizdny-skladaci-hydraulicky-dilensky-jerab-t31002ce-id4034>.
- [29] 29. Hydraulický zvedák. *Pullotrade.* [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <https://www.pullotrade.cz/hydraulicky-zvedak-3t-36kg>.
- [30] 30. Otočný sloupový jeřáb. *Gigasro.* [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/otocne-sloupove-jeruby.html>.
- [31] 31. Portálový jeřáb. *Gigasro.* [Online] [Citace: 14. 5 2019.] Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/portalove-jeruby-a-poloportalove-jeruby.html>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

d_{min}	[mm]	Minimální průměr čepu
e_2	[mm]	Vzdálenost působíště síly od osy profilu výložníku
e_3	[mm]	Vzdálenost osy profilu výložníku od plochy bubnu navijáku
e_A	[mm]	Vyložení síly od výložníku
F_{Ax}	[N]	Síla vyvolaná v opásání kladky A
F_{Az}	[N]	Síla vyvolaná hmotností břemene
F_{B2}	[N]	Síla působící v ose čepu kladky B rovnoběžně se stojanem
F_{BB}	[N]	Výslednice sil v čepu kladky
F_{Bx}	[N]	Síla působící v čepu kladky B rovnoběžně s výložníkem
F_c	[N]	Síla promítnutá do osy podpory v pohledu z boku
F_{C2}	[N]	Síla posunutá do osy stojanu od navijáku
F_{Co}	[N]	Největší osová síla v jednom prutu vzpěry
F_D	[N]	Síla působící na jednu zadní pojezdovou kladku
F_E	[N]	Síla působící na jednu přední pojezdovou kladku
F_{Fx}	[N]	Výsledná síla na stojanu v ose X
F_{Fy}	[N]	Síla působící na příčník od stojanu v ose Y
F_{Fz}	[N]	Výsledná síla na stojanu v ose X
F'_{Fx}	[N]	Výsledná osová síla ve stojanu ve vazbě F
F'_{Fy}	[N]	Výsledná posouvající síla na stojanu ve vazbě F
F_H	[N]	Celkové zatížení působící na jedno rameno podvozku
F_{omax}	[N]	Největší osová síla ve stojanu
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
i	[-]	Počet stupňů volnosti
$L_1 \dots L_9$	[mm]	Délky příslušných úseků konstrukce

M_{oA}	[N·m]	Moment vyvolaný odsazením síly na kladce A
M_{oB}	[N·m]	Výsledný ohybový moment v bodě B
M_{oB1}	[N·m]	Výsledný ohybový moment ve vazbě výložníku
M_{C1}	[N·m]	Moment vyvolaný odsazením síly na navijáku
M_H	[N·m]	Moment působící na jedno rameno podvozku od příčniku
M_{okB1}	[N·m]	Moment vyvolaný odsazením síly na kladce B
M_{okB2}	[N·m]	Moment vyvolaný odsazením síly na kladce B
M_{o2max}	[N·m]	Největší ohybový moment na stojanu
M_{o3max}	[N·m]	Nejvyšší hodnota ohybového momentu na rameni podvozku
M_{oxmax}	[N·m]	Nejvyšší hodnota ohybového momentu k ose x
M_{oymax}	[N·m]	Nejvyšší hodnota ohybového momentu k ose y
m_b	[kg]	Hmotnost břemene
m_{kp}	[kg]	Zatížení přední pojezdové kladky
m_{kz}	[kg]	Zatížení zadní pojezdové kladky
m_n	[kg]	Hmotnost navijáku
m_p	[kg/m]	Hmotnost profilu příčniku na 1 m délky
m_s	[kg/m]	Hmotnost profilu stojanu na 1m délky
m_{tb}	[kg]	Hmotnost trakční baterie
m_v	[kg/m]	Hmotnost profilu výložníku na 1m délky
N_1	[N]	Výsledná normálová síla ve vazbě výložníku
q_1	[N/m]	Ztížení od hmotnosti profilu
q_H	[N/m]	Zatížení od hmotnosti profilu
R_e	[MPa]	Mez kluzu pro materiál S355J2H
R_{e2}	[MPa]	Mez kluzu pro materiál S235JRH
$R_{eč}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu čepu

$S_{\check{c}}$	$[mm^2]$	<i>Plocha průřezu čepu</i>
S_P	$[mm^2]$	<i>Plocha příčného průřezu profilu prutu vzpěry</i>
S_S	$[mm^2]$	<i>Plocha příčného průřezu profilu stojanu</i>
S_V	$[mm^2]$	<i>Plocha průřezu výložníku</i>
T_1	$[N]$	<i>Výsledná posouvající síla ve vazbě výložníku</i>
W_{eR}	m^3	<i>Pružný modul průřezu profile ramene podvozku</i>
W_{eS}	m^3	<i>Pružný modul průřezu stojanu</i>
W_{eV}	m^3	<i>Pružný modul průřezu výložníku</i>
W_{xP}	m^3	<i>Plastický modul průřezu k ose x</i>
W_{yP}	m^3	<i>Plastický modul průřezu k ose y</i>
α	$[deg]$	<i>Úhel sklonu stojanu vůči svislé rovině</i>
β	$[deg]$	<i>Úhel mezi stojanem a vzpěrou</i>
μ	$[-]$	<i>Počet neznámých parametrů</i>
ϑ	$[-]$	<i>Počet použitelných rovnic statické rovnováhy</i>
σ_{o1}	$[MPa]$	<i>Maximální napětí na výložníku způsobené ohybem</i>
σ_{o2}	$[MPa]$	<i>Největší napětí na stojanu způsobené ohybem</i>
σ_{o4}	$[MPa]$	<i>Nejvyšší hodnota napětí způsobená ohybovým momentem</i>
σ_{T1}	$[MPa]$	<i>Maximální napětí na výložníku způsobené tlakem</i>
σ_{T2}	$[MPa]$	<i>Maximální napětí na stojanu způsobené tlakem</i>
σ_{T3}	$[MPa]$	<i>Maximální napětí v prutu vzpěry způsobené tahem</i>
σ_{oXmax}	$[MPa]$	<i>Nejvyšší hodnota napětí způsobená ohybem v ose x</i>
σ_{oYmax}	$[MPa]$	<i>Nejvyšší hodnota napětí způsobená ohybem v ose y</i>
τ_{DOV}	$[MPa]$	<i>Dovolené napětí ve smyku</i>
φ	$[deg]$	<i>Úhel mezi vzpěrou a stojanem v pohledu zezadu</i>

SEZNAM PŘÍLOH

Podvozková část (výkres sestavení) 2 – 193000 -01