



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DÍLENSKÝ ZVEDÁK NA MOTOROVÉ JEDNOTKY
THE WORKSHOP JACK ON THE MOTOR UNIT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAKUB ZAHRADNÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PŘEMYSL POKORNÝ, PH.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojího inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jakub Zahradníček

který/která studuje v bakalářském studijním programu

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Dílenský zvedák na motorové jednotky

v anglickém jazyce:

The workshop jack on the motor unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zvedák na motorové jednotky pro dílenské použití. Zvedák má mít tyto technické parametry:

- Nosnost 1000kg na 1m vyložení ramene
- Šířka mezi nohami zvedáku max. 1000mm
- Délka vyložení ramene zvedáku max. 1,5 m
- Zdvih zvedáku hydraulický

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující:

- úvodní rešerši o stávajících zařízeních a jejich legislativních požadacích
- návrh koncepce vlastní konstrukce zvedáku
- návrh a výpočet základních rozměrových a funkčních parametrů
- pevnostní výpočet rámu konstrukce

Výkresová dokumentace bude obsahovat:

- výkres sestavy zvedáku
- výkresy dle pokynů vedoucího bakalářské práce

Seznam odborné literatury:

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2

ČSN EN 1494+A1: Mobilní a přemístitelné zvedáky a související zdvihací zařízení, Praha, Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

ČSN EN 1493: Zvedáky vozidel, UTNMZ, Praha, 2010

ČSN EN 1570+A2: Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly, UTNMZ, Praha, 2010

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 5.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Cieľom tejto bakalárskej práce je návrh hydraulického zdviháku na motorové jednotky, ktorý bude určený pre dielenské použitie. Začiatok práce popisuje základné typy zdvihákov a žeriavov, ich výhody, nevýhody, použitie a legislatívne požiadavky. V hlavnej časti sa práca venuje vlastnému návrhu, kompletnému výpočtu a technickou dokumentáciou jednoduchého zdviháku pre motorové jednotky. Najdôležitejšími parametrami pre návrh zdviháku sú bezpečnosť, jednoduchosť a univerzálnosť pre použitie u väčšiny automobilov.

Kľúčové slová:

Hydraulický zdvihák, dielenský zdvihák, zdvihák pre motory

ABSTRACT

The point of this thesis is to design hydraulic jack for the motor units, which will be designed for workshop usage. The beginning describes basic models of winches and cranes, their advantages and disadvantages, but also their legislative requirements. In the main part thesis dealing with my own design, complete calculation and technical documentation of the jack for motor units. The most important parameters for the design are safety, simplicity and versatility for usage in most types of cars.

Key words:

Hydraulic jack, workshop jack, engine jack

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ZAHRADNÍČEK, J. *Dílenský zvedák na motorové jednotky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 51 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto bakalárska práca je mojím vlastným dielom. Spracoval som ju pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D a s použitím literatúry, ktorá je uvedená v zozname.

V Brne dňa 26. Mája 2014

.....
Jakub Zahradníček

POĎAKOVANIE

Týmto by som chcel poďakovať Ing. Přemyslovi Pokornému, Ph.D. a Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi, Ph.D. za rady a pomoc pri tvorbe tejto bakalárskej práce. Ďalej by som chcel poďakovať mojej rodine a všetkým ktorí ma pri štúdiu podporovali.

OBSAH

ÚVOD	9
1 DIELENSKÉ ZDVÍHACIE ZARIADENIA	10
1.1 TYPY ZDVÍHACÍCH ZARIADENÍ POUŽÍVANÝCH NA DIELNI	10
1.2 ZDVIHÁKY	10
1.2.1 MECHANICKÝ ZDVIHÁK	10
1.2.2 HYDRAULICKÝ ZDVIHÁK	12
1.2.3 PNEUMATICKÝ ZDVIHÁK	13
1.3 ŽERIAVY PRE DIELENSKÉ POUŽITIE	14
1.4 LEGISLATÍVNE POŽIADAVKY	15
2 KONCEPČNÝ NÁVRH ZDVIHÁKU	16
3 PEVNOSTNÁ KONTROLA NAVRHNUTÝCH ČASTÍ ZDVIHÁKU	17
3.1 VÝLOŽNÍK	17
3.1.1 VÝPOČET POSUNU V MIESTE C V SMERE SILY F	18
3.1.2 KONTROLA ZVOLENÉHO PROFILU VÝLOŽNÍKU NA KLOPENIE PODĽA ČSN EN 1993-1-1 (TZV. EUROKÓD)	20
3.2 PODPERA	23
3.2.1 KONTROLNÝ PEVNOSTNÝ VÝPOČET PODPERY	24
3.3 NOHA	26
3.3.1 KONTROLNÝ PEVNOSTNÝ VÝPOČET JEDNEJ NOHY	27
3.4 PRIEČKY	29
3.4.1 PREDNÁ PRIEČKA	29
3.4.2 ZADNÁ PRIEČKA	31
3.5 VÝPOČET SÍL PÔSOBIACÍCH NA KOLIESKA	33
3.6 VOĽBA HYDRAULICKÉHO VALCA	36
3.7 KONTROLNÝ VÝPOČET ČAPOV NA OTLAČENIE	38
3.7.1 ČAP VÝLOŽNÍKU	38
3.7.2 ČAP HYDRAULICKÉHO VALCA	39
3.7.3 ČAP DRŽIAKU HYDRAULICKÉHO VALCA	40
3.7.4 ČAP PREDNÉHO KOLIESKA	41
3.8 KONTROLA STABILITY ZDVIHÁKA PRI MANIPULÁCI	42
ZÁVER	44
ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY	45
ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK	47
ZOZNAM OBRÁZKOV	49
ZOZNAM TABULIEK	50
ZOZNAM PRÍLOH	51

ÚVOD

Pri opravách motorov sa často nevyhneme úplnému odmontovaniu motora, prípadne aj prevodovky, a vytiahnutiu z auta. U starších automobilov to nebol taký problém, keďže k motoru bol relatívne dobrý prístup. Ale moderné automobily sú neporovnateľne komplikovanejšie a prístup k motoru nie je taký jednoduchý. V takýchto prípadoch máme dve možnosti. Môžeme použiť jeden z typov žeriavov, alebo špeciálny zdvihák, ktorý sa dokáže dostať do zle prístupného motorového priestoru. Či už použijeme žeriav alebo zdvihák, nevyhneme sa odmontovaniu kapoty. Z pohľadu manipulácie s motorom sa javí ako výhodnejšie riešenie použitie žeriavu práve pre väčší zdvih, avšak žeriav vyžaduje väčšie zástavbové rozmery a je drahší. Špeciálny zdvihák je lacnejší a skladnejší, avšak oproti žeriavu je to jednoúčelné zariadenie. Vo väčších servisoch je takýto zdvihák samozrejmosťou, avšak do malých dielní, prípadne garáží, kde sa nepoužíva často, je takáto pomôcka drahá. Preto som sa rozhodol navrhnúť riešenie ktoré by bolo cenovo dostupné a jednoduché na výrobu.



Obr. 1: Hydraulický zdvihák pri vyťahovaní motora z Chevroletu El Camino [12]

1 DIELENSKÉ ZDVÍHACIE ZARIADENIA

1.1 TYPY ZDVÍHACÍCH ZARIADENÍ POUŽÍVANÝCH NA DIELNI

Nevyhnutnými pomocníkmi, či už v servisoch alebo v malých dielňach, sú rôzne zdvíhacie zariadenia. Ich hlavnými parametrami oproti klasickým zdvíhacím zariadeniam sú malé rozmery a podmienka jednoduchej manipulácie. Z hľadiska konštrukčného prevedenia sa dielenské zdvíhacie zariadenia delia na dve hlavné skupiny.

Rozdelenie dielenských zdvíhacích zariadení:

- ❖ Zdviháky
- ❖ Žeriavy

1.2 ZDVIHÁKY

Zdviháky sú zariadenia slúžiace k manipulácii s bremenom vo vertikálnom smere. Úplne samostatnou kategóriou sú plošinové zdviháky, ktoré zdvihnú celé auto. Týmto typom sa nebudem v úvodnej rešerši zaoberať.

Rozdelenie zdvihákov :

- ❖ Mechanické
- ❖ Hydraulické
- ❖ Pneumatické

1.2.1 MECHANICKÝ ZDVIHÁK

Zdvíhanie bremena sa uskutočňuje pomocou mechanizmu, ktorý je ovládaný ručne, prípadne elektromotorom. Najčastejšie sa používa mechanizmus skrutkový alebo hrebeňový.



Obr. 2: Pojazdný hydraulický zdvihák od spoločnosti Facom [17]

SKRUTKOVÝ ZDVIHÁK

Na zdvíhanie sa využíva skrutková väzba tvorená pevnou maticou a pohyblivou skrutkou. Skrutková väzba je realizovaná cez lichobežníkový závit (viz. ČSN 02 4050), alebo oblý závit (viz. ČSN 02 4037). Stúpanie závitú musí byť zvolené tak, aby bol zdvihák samosvorný a nevyžadoval ďalší poistný mechanizmus. Napriek tomu, že tento typ má nízku účinnosť, s oblubou sa používa vo výbave automobilov, kde slúži napríklad pri výmene kolesa. Jeho hlavné výhody sú veľmi malé rozmery a nízka cena.



Obr. 3: Nožnicový skrutkový zdvihák [9]

HREBEŇOVÝ ZDVIHÁK

Základom je tyč s hrebeňovým ozubením, na ktorú sa sila prenáša z ovládacej kľuky cez prevodovku. Prevod nie je samosvorný a preto je istenie bremena v rôznych polohách realizované pomocou rohatky so západkou. Bremeno sa spúšťa pri vyradenej západke a opačným otáčaním kľuky. Na kľuku pôsobí len veľmi malý krútiaci moment vyvolaný bremenom cez prevodovku, takže západku pri spúšťaní netreba. Norma ČSN 2703 10 udáva, že hrebeňový zdvihák je určený pre nosnosti od 2000kg do 20000kg.



Obr. 4: Hrebeňový zdvihák [16]

1.2.2 HYDRAULICKÝ ZDVIHÁK

Hydraulický zdvihák je určený pre tie najťažšie bremená, nosnosť je typicky od 2 500kg do 200 000kg a zdvih maximálne 0,5m, výnimočne viac. Zdvíhanie bremena je realizované pomocou hydraulikkej kvapaliny a tlaku 40MPa až 50 MPa. Tlaková kvapalina sa do hydraulického valca dodáva jednočinným piestovým čerpadlom, prípadne z externého čerpadla cez vysokotlakovú hadicu.

Rozdelenie hydraulických zdvihákov:

- ❖ Nepojazdné
- ❖ Pojazdné

Nepojazdné sa využívajú pri jednoúčelových opravách, napríklad automobilov, kde je potreba zdvihnúť, previesť požadovaný úkon a spustiť.



Obr. 5: Hydraulická panenka [20]

Pojazdné môžu, na rozdiel od nepohyblivých, zdvihnuté bremeno aj presúvať. Osobitnou kategóriou sú zdviháky motorov, často využívané hlavne v servisoch pri opravách motorov, prípadne prevodoviek.



Obr. 6: Zdvihák motorov od spoločnosti Draper [10]

1.2.3 PNEUMATICKÝ ZDVIHÁK

Pneumatické zdviháky používajú ako zdvíhacie médium stlačený vzduch, výnimočne môže byť použitá voda. Pracujú pri nízkych tlakoch vzduchu, zväčša do 500kPa. Stlačený vzduch sa vháňa do gumených mechov. Nosnosť je závislá od tlaku vzduchu a pohybuje sa od 12kg do 1500 kg. Majú však dlhší zdvih a to 0,5m až 1,8m. Svoje uplatnenie nájdu hlavne tam, kde je k dispozícii stlačený vzduch.



Obr. 7: Pneumatický zdvihák od spoločnosti Znedex [21]

Veľkou zaujímavosťou je tzv. výfukový hever. Je to nafukovací vak z pogumovanej textílie, ktorý sa nafukuje kompresorom, prípadne výfukovými plynmi. Jeho obrovská výhoda je, že sa dá vložiť do veľmi malej medzery pod bremeno. S obľubou ho využívajú vodiči terénnych vozidiel, pretože dokáže zdvihnúť auto aj v bahnom teréne, kde by klasický zdvihák nemal šancu.



Obr. 8: Výfukový hever pri zdvíhaní auta [14]

1.3 ŽERIAVY PRE DIELENSKÉ POUŽITIE

Žeriav je zdvíhacie zariadenie slúžiace k zdvíhaniu a následnému transportu bremena. Základným prvkom žeriavu je výložník po ktorom jazdí mačka. Zdvih je obvykle realizovaný pomocou kladky a háku na lano. Pohon zdvíhacieho ústrojenstva môže byť ručno mechanický alebo elektrický. U menších žeriavov s nižšou nosnosťou býva manipulácia so žeriavom realizovaná ručne, ťahaním za lano pripevnené k výložníku. Z konštrukčného hľadiska môžeme žeriavy rozdeliť do niekoľkých skupín:

1. Podľa tvaru konštrukcie

- ❖ Stĺpové žeriavy
- ❖ Nástenné žeriavy
- ❖ Mostové žeriavy
- ❖ Portálové žeriavy

2. Podľa druhu pohybu

- ❖ Stabilné (pevne ukotvené)
- ❖ Otočné
- ❖ Pojazdné

3. Podľa druhu pohonu

- ❖ S ručným pohonom
- ❖ S elektrickým pohonom

Oproti zdviháku je žeriav mierne univerzálnejší a má tieto výhody a nevýhody:

1. Výhody:

- ❖ Väčší zdvih
- ❖ Jednoduchšia manipulácia s bremenom

2. Nevýhody:

- ❖ Väčšie rozmery
- ❖ Nutnosť použiť kotvenie u stabilného žeriavu
- ❖ Vyššia cena

1.4 LEGISLATÍVNE POŽIADAVKY

Pri návrhu premiestniteľného zdviháku treba dbať na bezpečnostné pravidlá, ktoré vymedzuje norma ČSN EN 1494. Táto norma sa zaoberá konštrukčnými požiadavkami na zdvíhacie zariadenia a všetkými nebezpečiami, ktoré môžu pri práci so zdvihákom nastať. Keďže výložník je priečne nepodoprený nosník, mohlo by dôjsť k jeho vybočeniu. Preto je potreba výložník skontrolovať na klopenie podľa normy ČSN EN 1993-1-1 tzv. eurokód 3.

Všetky ručné mechanické zdviháky patriace do predmetu tejto normy musia byť navrhované tak, aby vydržali minimálne 150% menovitého zaťaženia vo všetkých kritických stavoch teploty okolia, bez objavenia trvalej deformácie ktorejkoľvek časti. Pre všetky ostatné zdviháky táto požiadavka platí s výnimkou, že musí byť brané v úvahu 150% maximálneho možného zaťaženia. [2]

Nosníky s dostatočným podoprením tlačenej pásnice nie sú citlivé na klopenie. Takisto nosníky s určitými typmi prierezov ako sú štvorcové, alebo kruhové duté prierezy, zvarané kruhové trubky, alebo zvarané štvorcové duté prierezy, nie sú citlivé na klopenie. [3]



Obr. 9: Hydraulický zdvihák a držiak motora [11]

2 KONCEPČNÝ NÁVRH ZDVIHÁKU

Na základe zadania som si zvolil základné rozmery a parametre potrebné pre základný výpočet. Kolieska, hydraulický valec a čapy budem vyberať z katalógu. Zdvihák bude pozostávať z dvoch základných častí. Prvá časť bude zvarovaný základný rám, tj. nohy, priečky, podpera, držiaky koliesok a uchytenie hydraulického valca. Druhá časť bude zvarovec výložníka, pozostávajúci z nosníku výložníka, úchyty hydraulického valca a úchyty samotného výložníka. Podľa vypočítaných hodnôt maximálneho posunu významných bodov, maximálneho napätia v nosníkoch a bezpečnosti, vyberiem minimálny vhodný prierez nosníkov.

Základné rozmery a parametre:

- Dĺžka výložníka 1,25m ($L_1=0,3\text{m}$; $L_2=0,95\text{m}$)
- Šírka medzi nohami 1m
- Dĺžka nohy 1,5m
- Výška po uchytenie výložníka 1,3m
- Minimálne jeden pár samonatačacích koliesok
- Maximálna výška spodnej časti základného rámu 0,2m, aby nebol problém vsunúť zdvihák pod väčšinu automobilov
- Použite rovnakých profilov pre výložník, podperu a nohy pre jednoduchosť konštrukcie
- Použitie profilov 70x70x6,3mm pre priečky



Obr. 10: Model navrhovaného riešenia vytvorený v programe Inventor

3 PEVNOSTNÁ KONTROLA NAVRHNUTÝCH ČASTÍ ZDVIHÁKU

3.1 VÝLOŽNÍK

Úloha je riešená ako rovinná, výložník je nahradený prútom uloženým staticky určito v dvoch väzbách. Sila F je vyvolaná bremenom 750kg, avšak podľa normy ISO1949 musí byť zdvihák schopný uniesť 150% nominálnej nosnosti bez vzniku plastických deformácií. Preto vo výpočtoch rátam so silou F vyvolanou bremenom 1125kg.

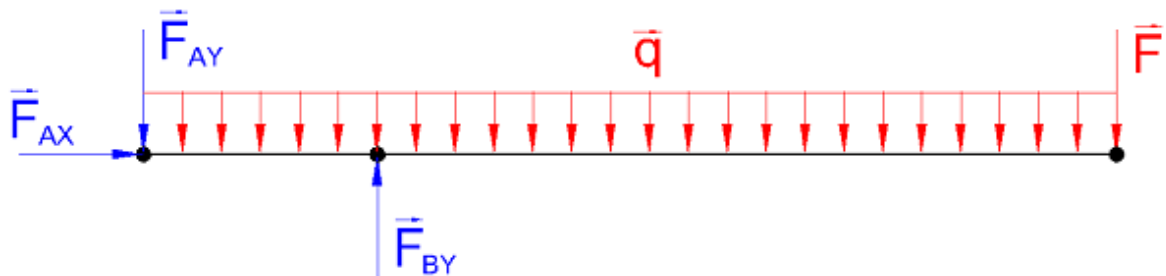
$$F = m \cdot g \text{ [N]} \quad (3.1a)$$

$$F = 1125 \cdot 9,81 = 11037N$$

$$F = 11037N$$



Obr. 11: Schéma výložníka



Obr. 12: Uvoľnenie väzieb výložníka

Vo väzbe A je zanedbaná x-ová zložka sily F_A , pretože jej vplyv je minimálny. Z momentovej rovnováhy k bodu A je vypočítaná veľkosť sily F_{BY} . Zaťaženie q zodpovedá reálnej váhe nosníka.

Momentová rovnováha k bodu A:

$$M_A: F \cdot (L_1 + L_2) = F_{BY} \cdot L_1$$

$$F_{BY} = \frac{F \cdot (L_1 + L_2)}{L_1} \quad (3.1b)$$

$$F_{BY} = \frac{11036 \cdot (0,3 + 0,95)}{0,3} = 45984N$$

$$F_{BY} = 45984N$$

Výpočet líniového zaťaženia, ktoré zodpovedá váhe výložníku:

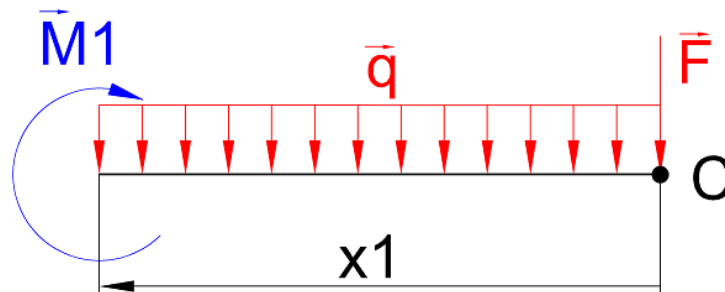
$$q = m_v \cdot g \cdot L \quad (3.1c)$$

$$q = 16,3 \cdot 9,81 \cdot 1,25 = 200Nm$$

$$q = 200Nm$$

Rozhodujúce parametre, ktoré je potreba spočítať pre objektívne posúdenie vhodnosti zvoleného profilu sú priehyb v mieste C, maximálne ohybové napätie vyvolané bremenom a bezpečnosť k medznému stavu pružnosti. Priehyb v mieste C je vypočítaný pomocou Castiglianovej vety.

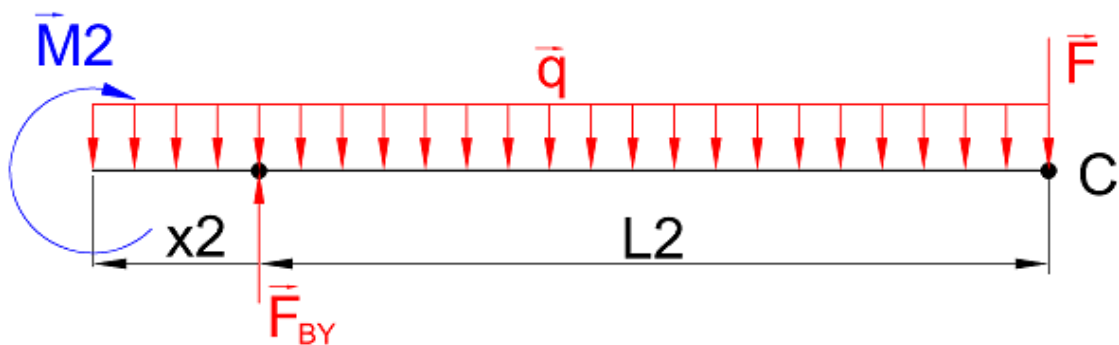
3.1.1 VÝPOČET POSUNU V MIESTE C V SMERE SILY F



Obr. 13: Rez 1 výložníkom

$$x_1 = \langle 0, L_2 \rangle$$

$$M_1 = -F \cdot x_1 - q \cdot \frac{x_1^2}{2} \quad (3.1.1a)$$



Obr. 14: Rez 2 výložníkom

$$x_2 = \langle 0, L_2 \rangle$$

$$M_2 = F_{BY} \cdot x_2 - F \cdot (x_2 + L_2) - q \cdot \frac{(x_2 + L_2)^2}{2} \quad (3.1.1b)$$

Castigliánova veta pre posun bodu C v smere sily F:

$$w_C = \int_0^{L_2} \frac{M_1}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_1}{dF} dx_1 + \int_0^{L_2} \frac{M_2}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_2}{dF} dx_2 \quad (3.1.1c)$$

Výpočet maximálneho ohybového napätia:

$$W_O = \frac{J_y}{\frac{h}{2}} \quad (3.1.1d)$$

$$M_{OMAX1} = M_1(B) [Nm]$$

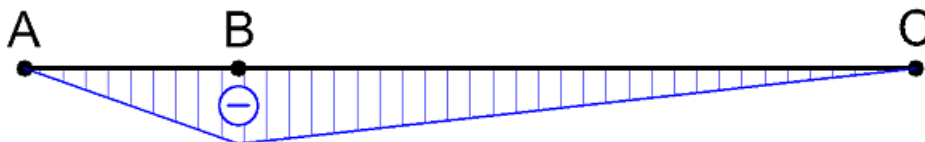
$$M_{OMAX1} = -F \cdot L_2 - q \cdot \frac{L_2^2}{2} \quad (3.1.1e)$$

$$\sigma_{OMAX1} = \frac{M_{OMAX1}}{W_O} \quad (3.1.1f)$$

Výpočet bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{OMAX1}} \quad (3.1.1g)$$

Výsledné vnútorné účinky:



Obr. 15: Priebeh ohybového momentu

Tab 1: Vypočítané hodnoty pre výložník

Profil [mm]	90x50x8	100x50x8	100x60x8	120x60x8
m[kg/m]	15	16,3	17,5	20,1
J_y [m ⁴]	$1,89 \cdot 10^{-6}$	$2,49 \cdot 10^{-6}$	$2,8 \cdot 10^{-6}$	$4,5 \cdot 10^{-6}$
W_o	$4,2 \cdot 10^{-5}$	$4,98 \cdot 10^{-5}$	$5,6 \cdot 10^{-5}$	$7,5 \cdot 10^{-5}$
w_c [mm]	12	9	8	5
$\sigma_{\text{MAX } 1}$ [MPa]	248	209	186	139
k	1,27	1,57	1,7	2,27

Na základe spočítaných parametrov je zvolený profil 100x50x8. Tento profil je zvolený pre akceptovateľný posun miesta C v smere sily F a dostatočnú bezpečnosť k medznému stavu pružnosti $k=1,57$.

3.1.2 KONTROLA ZVOLENÉHO PROFILU VÝLOŽNÍKU NA KLOPENIE PODĽA ČSN EN 1993-1-1 (TZV. EUROKÓD)

Výpočet je prevedený podľa Eurokódu 3 ČSN EN 1993-1-1. Priečne nepodoprený nosník, namáhaný na ohyb k hlavnej ose sa má na klopenie posúdiť nasledovne [3]:

$$\frac{M_{ed}}{M_{b,Rd}} \leq 1,0 \quad (3.1.2a)$$

Kde: M_{ed} je návrhová hodnota ohybového momentu
 $M_{b,Rd}$ je návrhový moment únosnosti nosníku na klopenie

Návrhová hodnota ohybového momentu sa spočíta:

$$M_{ed} = \frac{1}{8} \cdot F \cdot l \text{ [Nm]} \quad (3.1.2b)$$

$$M_{ed} = \frac{1}{8} \cdot 11037 \cdot 0,95 = 1311 \text{ Nm}$$

$$M_{ed} = 1311 \text{ Nm}$$

Následne návrhový moment únosnosti nosníku na klopenie:

$$M_{b,Rd} = \kappa_{LT} \cdot \frac{W_o \cdot R_e}{k} \text{ [Nm]} \quad (3.1.2c)$$

$$M_{b,Rd} = 0,87 \cdot \frac{4,98 \cdot 10^{-5} \cdot 315 \cdot 10^6}{1,2} = 7366 \text{ Nm}$$

$$M_{b,Rd} = 7366 \text{ Nm}$$

Kde: κ_{LT} je súčiniteľ klopenia ohýbaného prútu stáleho prierezu
 W_o je prierezový modul
 R_e je medza klzu materiálu nosníku
 k je bezpečnosť

Súčiniteľ klopenia sa spočíta:

$$\kappa_{LT} = \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 + \lambda_{LT}^2}} \quad (3.1.2d)$$

$$\kappa_{LT} = \frac{1}{0,54 + \sqrt{0,54^2 + 0,275^2}} = 0,87$$

$$\kappa_{LT} = 0,87$$

Kde: Φ_{LT} je hodnota pre výpočet súčiniteľa klopenia
 λ_{LT} je pomerná štíhlosť prútu

Ak $\kappa_{LT} \leq 1$ potom je splnená podmienka pre ďalší výpočet

Hodnota pre výpočet súčiniteľa klopenia:

$$\phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + \alpha_{LT} \cdot (\lambda_{LT} - 0,2) + \lambda_{LT}^2] \quad (3.1.2e)$$

$$\phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + 0,21 \cdot (0,275 - 0,2) + 0,275^2] = 0,54$$

$$\phi_{LT} = 0,54$$

Pomerná štíhlosť prútu:

$$\lambda_{LT} = \sqrt{\frac{W_O \cdot R_e}{M_{CR}}} \quad (3.1.2f)$$

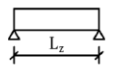
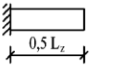
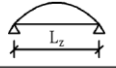
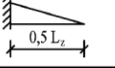
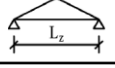
$$\lambda_{LT} = \sqrt{\frac{4,98 \cdot 10^{-5} \cdot 315 \cdot 10^6}{207481}} = 0,275$$

$$\lambda_{LT} = 0,275$$

Kde: W_O je prierezový modul
 R_e je medza klzu materiálu nosníku
 M_{CR} je pružný kritický moment pri klopení

Pružný kritický moment pri klopení:

Tab 2: Súčinitele vystihujúce tvar momentového obrazcu [3]

Momentová plocha	C_1	C_2	Momentová plocha	C_1	C_2
	1,000	0,410		1,000	0,410
	1,132	0,459		1,365	0,553
	1,365	0,553			

Z tabuľky sú vybrané hodnoty:

$$C_1 = 1,365$$

$$C_2 = 0,553$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \quad (3.1.2g)$$

$$G = \frac{2,1 \cdot 10^{11}}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 8 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$$

$$G = 8 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$$

Kde μ je poissonova konštanta, pre oceľ je rovno 0,3.

$$e_Z = \frac{H}{2} \quad (3.1.2h)$$

Kde H je výška zvoleného profilu. V mojom prípade je $H = 100 \text{ mm}$

$$L_\omega = 1,25 \text{ m}$$

$$L_Z = 1,25 \text{ m}$$

Hodnoty I_Z a I_t sú vyhľadane v strojnických tabuľkách.

$$I_Z = 6,4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_t = 1,81 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_\omega = 0$$

$$M_{CR} = C_1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_Z}{L_Z^2} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{L_Z}{L_\omega}\right)^2 \cdot \frac{I_\omega}{I_Z} + \frac{L_Z^2 \cdot G \cdot I_t}{\pi^2 E \cdot I_Z}} + (C_2 \cdot e_Z) + C_2 \cdot e_Z \right] \quad (3.1.2i)$$

$$M_{CR} = 207,481 \text{ kNm}$$

Kde: C_1, C_2 sú súčinitele vystihujúce tvar momentového obrazcu

E je modul pružnosti v ťahu, tlaku

G je modul pružnosti v šmyku

L_Z je vzperná dĺžka tlačeneho pásu pre vybočenie z roviny ohybu

L_ω je vzperná dĺžka nosníku pri skrútení

e_Z je vzdialenosť pôsobiska zaťaženia od stredu šmyku

I_Z je moment zotrvačnosti k ľahkej ose

I_t je moment tuhosti v prostom skrúcaní

I_ω je výsečový moment zotrvačnosti

Posúdenie nosníku na klopenie:

Ak je splnená podmienka $M_{ed} \leq M_{b,Rd}$ tak zvolený profil vyhovuje a nedôjde k jeho vybočeniu.

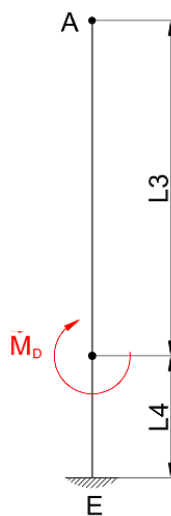
$$M_{ed} \leq M_{b,Rd}$$

$$1311 < 7366$$

Zvolený profil vyhovuje

3.2 PODPERA

Podpera je riešená ako rovinná úloha. Je nahradená prútom votknutým v mieste E a zaťažaná ohybovým momentom vyvolaným bremenom na páke výložníka. Najväčších hodnôt dosiahne keď bude výložník v horizontálnej polohe. Úloha je počítaná pre viacero vybraných profilov a podľa výsledných hodnôt bude zvolený vhodný prierez profilu.



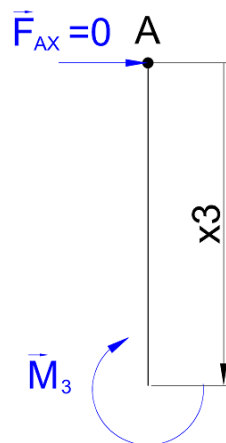
Obr. 16: Zaťažená podpera

$$M_D = F \cdot L_2 \text{ [Nm]} \tag{3.2}$$

$$M_D = 11037 \cdot 0,95 = 10,486 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_D = 10,486 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

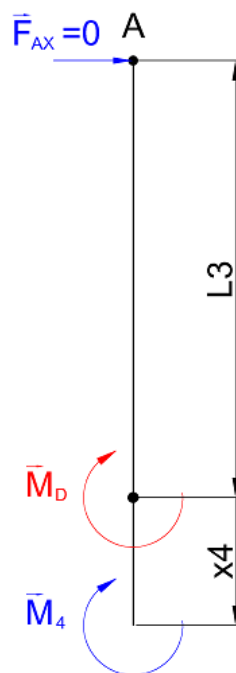
3.2.1 KONTROLNÝ PEVNOSTNÝ VÝPOČET PODPERY



Obr. 17: Rez 3 podperou

$$x_3 = \langle 0, L_3 \rangle$$

$$M_3 = -F_{AX} \cdot x_3$$



Obr. 18: Rez 4 podperou

$$x_4 = \langle 0, L_4 \rangle$$

$$M_4 = -F_{AX} \cdot (x_4 + L_4) - M_D$$

Castigliánova veta pre posun bodu A v smere F_{AX} :

$$w_A = \int_0^{L_3} \frac{M_3}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_3}{dF_{AX}} dx_3 + \int_0^{L_4} \frac{M_4}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_4}{dF_{AX}} dx_4 \quad (3.2.1a)$$

Výpočet maximálneho ohybového napätia:

$$M_{OMAX2} = M_D$$

$$\sigma_{OMAX2} = \frac{M_{OMAX2}}{W_O}$$

Výsledné vnútorné účinky:



Obr. 19: Priebeh ohybového momentu

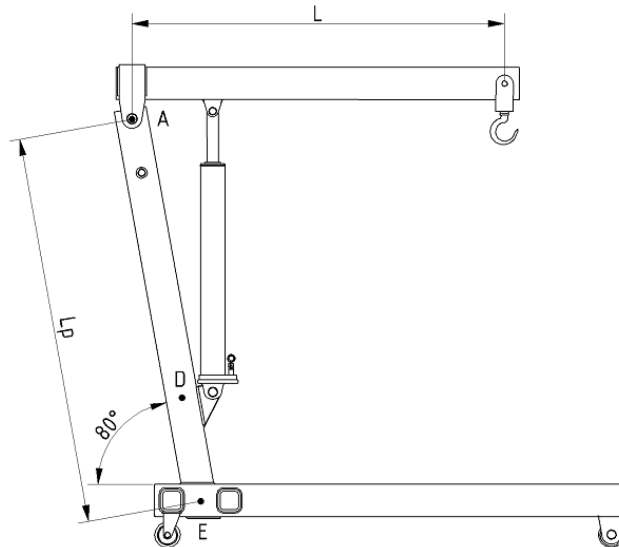
Tab 3: Vypočítané hodnoty pre podperu

Profil [mm]	90x50x8	100x50x8	100x60x8	120x60x8
m[kg/m]	15	16,3	17,5	20,1
J_y [m ⁴]	$1,89 \cdot 10^{-6}$	$2,49 \cdot 10^{-6}$	$2,8 \cdot 10^{-6}$	$4,5 \cdot 10^{-6}$
W_O	$4,2 \cdot 10^{-5}$	$4,98 \cdot 10^{-5}$	$5,6 \cdot 10^{-5}$	$7,5 \cdot 10^{-5}$
w_A [mm]	10	7,7	6,8	4
σ_{OMAX2} [MPa]	288	243	216	161
k	1,09	1,3	1,46	1,95

Na základe spočítaných parametrov je zvolený profil 100x50x8. Tento profil je zvolený v prvom rade pretože prierezy profilov výložníka, podpery a nôh by mali byť rovnaké, pre jednoduché napojenie na seba. V druhom rade pre akceptovateľný posun miesta A v smere sily F_{AX} a dostatočnú bezpečnosť k medznému stavu pružnosti $k=1,3$.

3.3 NOHA

Vo výpočte je počítané iba s jednou nohou zaťaženou polovičnou veľkosťou momentu M_E . Sily F_H a F_I sú dopočítané z momentovej rovnováhy k bodu E a k bodu H.



Obr. 20: Rozmery pre výpočet zaťaženia nohy

$$\begin{aligned}L &= 1,25m \\L_p &= 1,2m \\L_5 &= 0,68m \\L_6 &= 0,68m \\L_7 &= 0,175m \\\theta &= (90^\circ - 80^\circ) = 10^\circ\end{aligned}$$

Výpočet veľkosti momentu vyvolaného bremenom na páke výložníku:

$$M_E = \frac{F}{2} \cdot (L - L_p \cdot \sin(\theta)) \quad [Nm] \quad (3.3a)$$

$$M_E = 5519 \cdot (1,25 - 1,2 \cdot \sin(10)) = 5299Nm$$

$$M_E = 5299Nm$$

Výpočet veľkosti síl F_H a F_I :

$$M_E : F_H \cdot L_7 = F_I \cdot (L_6 + L_5)$$

$$M_H : M_E = F_I \cdot (L_7 + L_6 + L_5)$$

$$F_I = \frac{M_E}{L_7 + L_6 + L_5} \quad [N] \quad (3.3b)$$

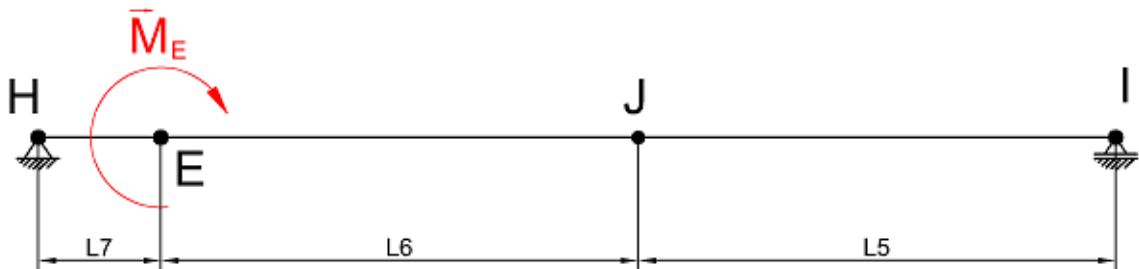
$$F_I = \frac{5299}{2 \cdot 0,68 + 0,175} = 3453 \text{ N}$$

$$F_I = 3453 \text{ N}$$

$$F_H = \frac{F_I \cdot (L_6 + L_5)}{L_7} \text{ [N]} \quad (3.3c)$$

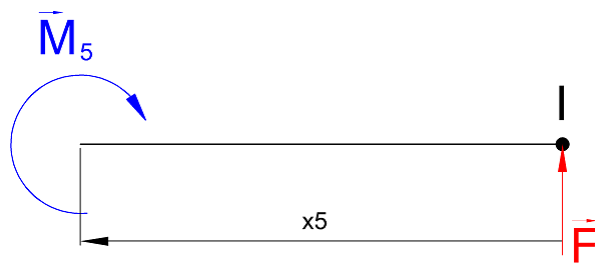
$$F_H = \frac{3453 \cdot (2 \cdot 0,68)}{0,175} = 26835 \text{ N}$$

$$F_H = 26,835 \cdot 10^3 \text{ N}$$



Obr. 21: Ekvivalentné zaťaženie nohy

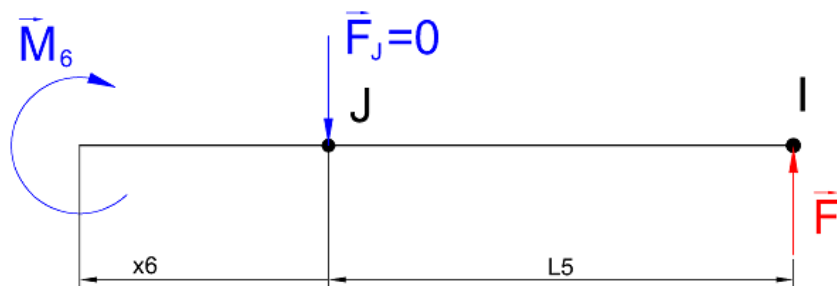
3.3.1 KONTROLNÝ PEVNOSTNÝ VÝPOČET JEDNEJ NOHY



Obr. 22: Rez 5 nohou

$$x_5 = \langle 0, L_5 \rangle$$

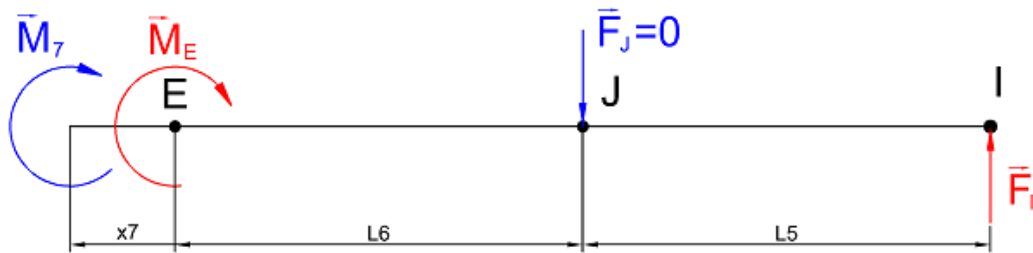
$$M_5 = F_I \cdot x_5$$



Obr. 23: Rez 6 nohou

$$x_6 = \langle 0, L_6 \rangle$$

$$M_6 = F_I \cdot (x_6 + L_5) - F_J \cdot x_6$$



Obr. 24: Rez 7 nohou

$$x_7 = \langle 0, L_7 \rangle$$

$$M_7 = F_1 \cdot (x_7 + L_6 + L_5) - F_J \cdot (x_7 + L_6) - M_E$$

Castiglián pre posunutie bodu J v smere F_J :

$$w_J = \int_0^{L_5} \frac{M_5}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_5}{dF_J} dx_5 + \int_0^{L_6} \frac{M_6}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_6}{dF_J} dx_6 + \int_0^{L_7} \frac{M_7}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_7}{dF_J} dx_7 \text{ [m]} \quad (3.3.1a)$$

Castiglián pre natočenie bodu E v smere momentu M_E :

$$\varphi_E = \int_0^{L_5} \frac{M_5}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_5}{dM_E} dx_5 + \int_0^{L_6} \frac{M_6}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_6}{dM_E} dx_6 + \int_0^{L_7} \frac{M_7}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_7}{dM_E} dx_7 \text{ [rad]} \quad (3.3.1b)$$

$$\varphi_{ES} = \varphi_E \cdot 57,296 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Maximálne ohybové napätie pôsobiace na nohu:

$$\sigma_{OMAX3} = \frac{M_E}{2} \text{ [Nm]} \quad (3.3.1c)$$

Tab 4: Vypočítané hodnoty pre jednu nohu

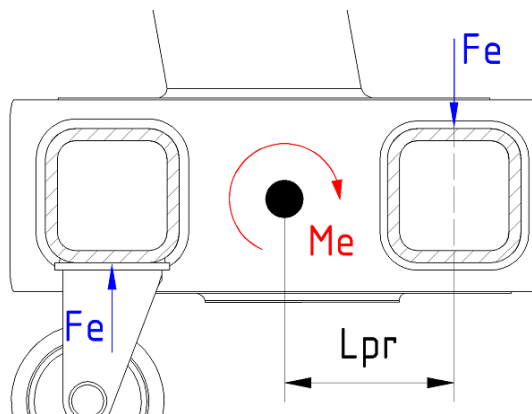
Profil [mm]	90x50x8	100x50x8	100x60x8	120x60x8
φ_{ES} [°]	0,016	0,012	0,01	0,007
w_J [mm]	2,4	1,8	1,6	1
σ_{OMAX3} [MPa]	137	115	103	76,6
k	2,3	2,7	3	4,1

Na základe spočítaných parametrov je zvolený profil 100x50x8. Profil s týmto prierezom je volený preto, že profily výložníka, podpory a nohy budú mať rovnaké rozmery. Tento profil je volený aj preto, že profil nohy musí mať dostatočnú výšku bočnej steny bez hranových polomerov. V tomto prípade to je 76mm výška bočnej steny, čo je dostatočné pre vloženie profilov priečky o rozmeroch 70x70x6,3.

3.4 PRIEČKY

Pre priečky bol zvolený profil s rozmermi 70x70x6,3mm. Tento profil je volený práve preto aby sa dal bezpečne vložiť do otvorov v nohe a privariť. Bok priečky je 76mm vysoký po odpočítaní hranových polomerov.

3.4.1 PREDNÁ PRIEČKA



Obr. 25: Sily pôsobiace na priečky od ohybového momentu M_E

Výpočet veľkosti síl F_E :

$$L_{pr} = 0,0895m$$

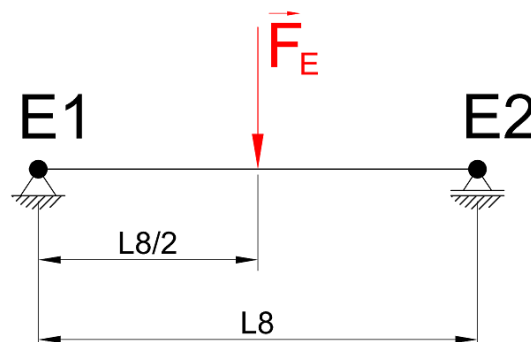
$$L_8 = 0,459m$$

$$M_E = 2 \cdot F_E \cdot L_{pr}$$

$$F_E = \frac{M_E}{2 \cdot L_{pr}} \tag{3.4.1a}$$

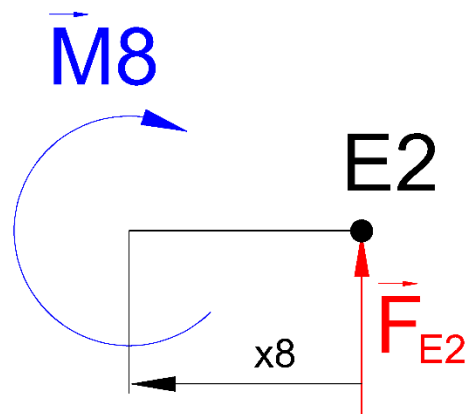
$$F_E = \frac{10598}{2 \cdot 0,0895} = 59,207 \cdot 10^3 N$$

$$F_E = 59,207 \cdot 10^3 N$$



Obr. 26: Ekvivalentne zaťažená predná podpera

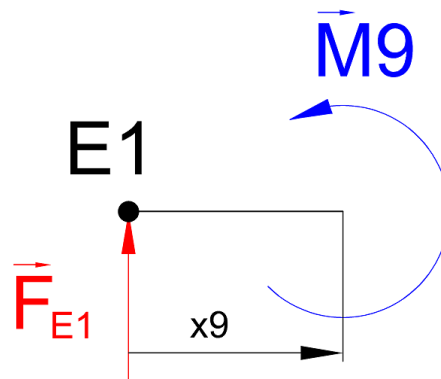
KONTROLNÝ PEVNOSTNÝ VÝPOČET PREDNEJ PRIEČKY



Obr. 27: Rez 8 prednou priečkou

$$x_8 = \left\langle 0, \frac{L_8}{2} \right\rangle$$

$$M_8 = F_{E2} \cdot x_8$$



Obr. 28: Rez 9 prednou priečkou

$$x_9 = \left\langle 0, \frac{L_8}{2} \right\rangle$$

$$M_9 = F_{E1} \cdot x_9$$

Castiglián pre posunutie bodu E v smere sily F_E :

$$w_{EP} = \int_0^{L_8/2} \frac{M_8}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_8}{dF_E} dx_8 + \int_0^{L_8/2} \frac{M_9}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_9}{dF_E} dx_9 \quad [m] \quad (3.4.1b)$$

$$w_{EP} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Maximálne ohybové napätie pôsobiace na prednú priečku:

$$\sigma_{OMAXP} = \frac{M_{OMAX}}{W_o} [Pa] \quad (3.4.1c)$$

$$\sigma_{OMAXP} = \frac{7369,4}{6,26 \cdot 10^{-5}} = 117,7 \cdot 10^6 Pa$$

$$\sigma_{OMAXP} = 117,7 \cdot 10^6 Pa$$

Výpočet bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{OMAXP}} \quad (3.4.1d)$$

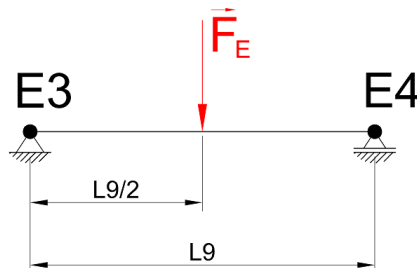
$$k = \frac{315 \cdot 10^6}{117,7 \cdot 10^6} = 2,6$$

$$k = 2,6$$

Zvolený profil pre prednú priečku vyhovuje.

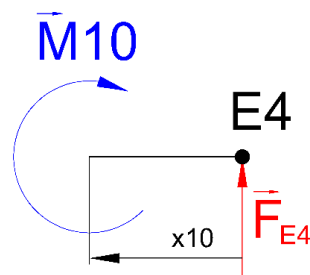
3.4.2 ZADNÁ PRIEČKA

$$L_9 = 0,396m$$



Obr. 29: Ekvivalentné zaťaženie zadnej priečky

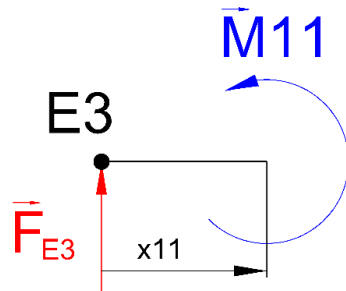
KONTROLNÝ PEVNOSTNÝ VÝPOČET ZADNEJ PRIEČKY



Obr. 30: Rez 10 zadnou priečkou

$$x_{10} = \left\langle 0, \frac{L_9}{2} \right\rangle$$

$$M_{10} = F_{E4} \cdot x_{10}$$



Obr. 31: Rez 11 zadnou priečkou

$$x_{11} = \left\langle 0, \frac{L_9}{2} \right\rangle$$

$$M_{11} = F_{E3} \cdot x_{11}$$

Castiglián pre posunutie bodu Ez smere sily F_E :

$$W_{EZ} = \int_0^{L_9/2} \frac{M_{10}}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_{10}}{dF_E} dx_{10} + \int_0^{L_9/2} \frac{M_{11}}{E \cdot J_y} \cdot \frac{dM_{11}}{dF_E} dx_{11} \quad [m] \quad (3.4.2a)$$

$$W_{EZ} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Výpočet maximálneho ohybového napätia pôsobiaceho na zadnú priečku:

$$\sigma_{OMAXZ} = \frac{M_{OMAX}}{W_o} \quad [Pa] \quad (3.4.2b)$$

$$\sigma_{OMAXZ} = \frac{6358}{6,26 \cdot 10^{-5}} = 101,6 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{OMAXZ} = 101,6 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Výpočet bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{OMAXZ}} \quad (3.4.2c)$$

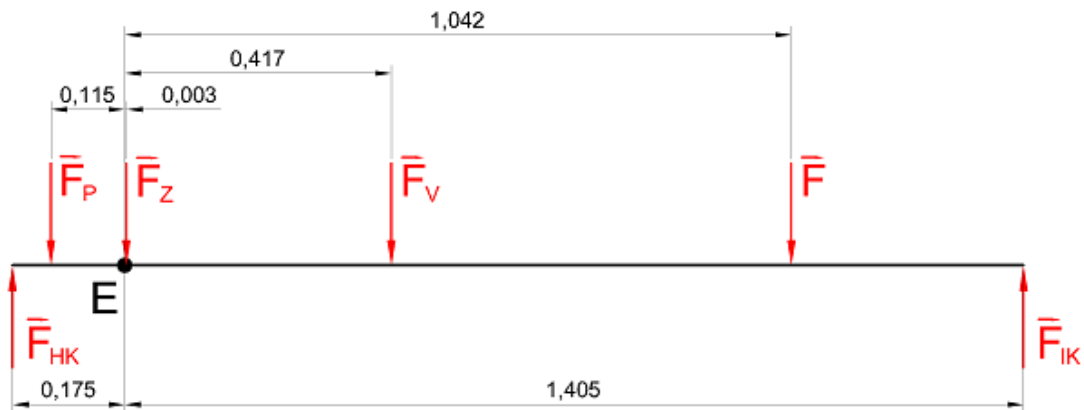
$$k = \frac{315 \cdot 10^6}{101,6 \cdot 10^6} = 3,1$$

$$k = 3,1$$

Zvolený profil pre zadnú priečku vyhovuje.

3.5 VÝPOČET SÍL PÔSOBIACÍCH NA KOLIESKA

Sily pôsobiace na kolieska F_{HK} a F_{IK} sú dopočítané z momentovej rovnováhy k bodu E a z rovnováhy posuvných síl. Úloha je opäť riešená ako rovinná. Vo výpočtoch je uvažovaná len jedna noha a teda len jedno predné koliesko a jedno zadné koliesko.



Obr. 32: Ekvivalentné zaťaženie jednej nohy

Momentová rovnováha k bodu E:

$$M_E: F_{HK} \cdot 0,175 - F_P \cdot 0,115 + F_Z \cdot 0,003 + F_V \cdot 0,417 + F \cdot 1,042 - F_{IK} \cdot 1,405$$

Kde: F_{HK} je sila pôsobiaca na zadné koliesko

F_{IK} je sila pôsobiaca na predné koliesko

F_P je sila vyvolaná váhou podpery

F_V je sila vyvolaná váhou výložníka

F_Z je sila vyvolaná váhou hydraulického valcu (15,87kg)

Sila vyvolaná váhou podpery:

$$F_P = \frac{L_P \cdot m_P \cdot g}{2} \text{ [N]} \quad (3.5a)$$

$$F_P = \frac{1,2 \cdot 16,3 \cdot 9,81}{2} = 96N$$

$$F_P = 96N$$

Sila vyvolaná váhou výložníka:

$$F_V = \frac{L \cdot m_V \cdot g}{2} \text{ [N]} \quad (3.5b)$$

$$F_V = \frac{1,25 \cdot 16,3 \cdot 9,81}{2} = 100N$$

$$F_V = 100N$$

Sila vyvolaná váhou hydraulického valca:

$$F_Z = \frac{m_Z \cdot g}{2} [N] \quad (3.5c)$$

$$F_Z = \frac{12 \cdot 9,81}{2} = 58,9N$$

$$F_Z = 59N$$

Sila od bremena:

$$F = \frac{m_B \cdot g}{2} [N] \quad (3.5d)$$

$$F = \frac{1125 \cdot 9,81}{2} = 5519N$$

$$F = 5519N$$

Rovnováha posuvných síl:

$$F_{HK} - F_P - F_Z - F_V - F + F_{IK} = 0$$

$$F_{IK} = F_P + F_Z + F_V + F - F_{HK}$$

Výpočet sily F_{HK}:

$$F_{HK} = \frac{F_P \cdot 0,115 - F_Z \cdot 0,003 - F_V \cdot 0,417 - F \cdot 1,042 + (F_P + F_V + F_Z + F) \cdot 1,405}{0,175 + 1,405} \quad (3.5.e)$$

$$F_{HK} = 1476N$$

Výpočet sily F_{IK}:

$$F_{IK} = F_P + F_Z + F_V + F - F_{HK} \quad (3.5f)$$

$$F_{IK} = 96 + 59 + 100 + 5519 - 1476 = 4298N$$

$$F_{IK} = 4298N$$

Nosnosť predného kolieska:

$$m_{HK} = \frac{F_{HK}}{g} [kg] \quad (3.5g)$$

$$m_{HK} = \frac{1471}{9,81} = 150kg$$

$$m_{HK} = 150kg$$

Nosnosť zadného kolieska:

$$m_{IK} = \frac{F_{IK}}{g} [kg] \quad (3.5h)$$

$$m_{IK} = 439kg$$

Na základe spočítaných hodnôt boli zvolené tieto kolieska:

- **Predné kolieska**

Polyamidové koliesko s polyuretánovou obručou a valivými ložiskami, určené pre vysokozdvížne vozíky PUZ- G082- 60/20 od výrobcu Renost . [14]

Nosnosť: 510kg

Priemer: 82mm

Šírka: 60mm

Priemer otvoru pre čap: 16mm



Obr. 33: Koliesko PUZ- G082- 60/20 [15]

- **Zadné kolieska**

Otočné polyamidové koliesko s polyuretánovou obručou a valivými ložiskami LU/PUSKS/080/G od výrobcu Torwegge. [17]

Nosnosť: 150kg

Priemer: 80mm

Šírka: 35mm



Obr. 34: Koliesko LU/PUSKS/080/G [18]

3.6 VOĽBA HYDRAULICKÉHO VALCA

Na základe spočítanej hodnoty sily F_{BY} je dopočítaná minimálna nosnosť hydraulického valca. Hydraulický valec sa bude vyberať z katalógu.

Výpočet minimálnej nosnosti hydraulického zdviháka:

$$m_{HZ} = \frac{F_{BY}}{g} \quad (3.6)$$

$$m_{HZ} = \frac{45984}{9,81} = 4688kg$$

$$m_{HZ} = 4688kg$$

Z katalógu je vybraný valec 56100-C s nosnosťou 5000kg od výrobcu US Jack. Tento hydraulický valec má integrované hydraulické čerpadlo, ktoré sa ovláda pomocou ovládacej páky. Pre hydraulický valec bude potrebné navrhnuť spodný držiak aby mohol byť uchytený pomocou čapu k základnému rámu.

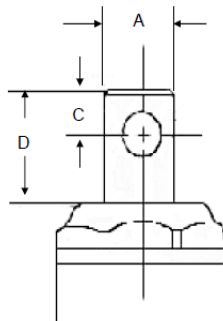
Základné parametre hydraulického valca z katalógu výrobcu [19]:

Nosnosť: 5000kg
Minimálna celková dĺžka : 650mm
Zdvih: 406mm
Priemer čapu pre uchytenie: 16mm
Rozmer podstavy: 116mm x 158mm

Pripojovacie rozmery zvoleného valca:



Obr. 35: Základné rozmery hydraulického valca 56100-C [19]



Obr. 36: Pripojovacie rozmery hydraulického valca 56100-C [19]

Kde: A je priemer piestnice
B je priemer otvoru pre čap
C je vzdialenosť stredu otvoru pre čap
D je minimálny rozmer zasunutie piestnice
E je priemer tela hydraulického valca
F je dĺžka hydraulického valca

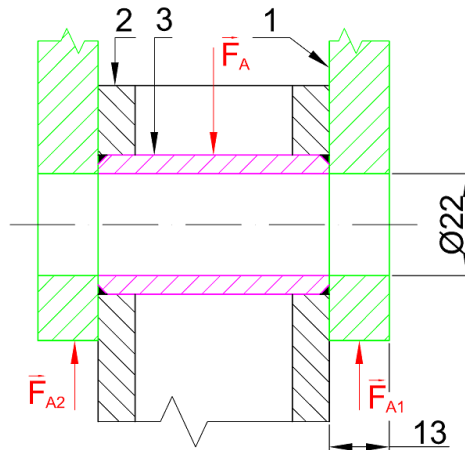
Tab 5: Pripojovacie rozmery hydraulického valca 5-51902

A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	F [mm]
35	16	16	41	76	610

3.7 KONTROLNÝ VÝPOČET ČAPOV NA OTLAČENIE

Čapy sú namáhané na šmyk a otláčenie v stykových plochách. Namáhanie od šmyku nebude počítané, pretože je menšie ako na otláčenie. Rozmery čapov som volil normalizované a materiál pre čapy 12 061.6 s medzou klzu 380MPa [13].

3.7.1 ČAP VÝLOŽNÍKU



Obr. 37: Rez podperou v mieste čapu, 1- držiak výložníka, 2- podpera, 3- trubka

Tlak pôsobiaci na čap výložníku:

$$p_{S1} = \frac{F_{A1}}{d_1 \cdot B_1} \text{ [MPa]} \quad (3.7.1a)$$

Kde: F_{A1}, F_{A2} sú reakcie na zaťaženie silou F_A
 d_1 je priemer čapu výložníka
 B_1 je šírka na ktorú pôsobí sila F_{A1}

$$p_{S1} = \frac{\frac{F_A}{2}}{d_1 \cdot B_1} = \frac{17\,473,6}{22 \cdot 13} = 61 \text{ MPa}$$

$$p_{S1} = 61 \text{ MPa}$$

Maximálny dovolený tlak aby bola splnená podmienka na otláčenie:

$$p_D = 0,3 \cdot R_e \text{ [MPa]} \quad (3.7.1b)$$

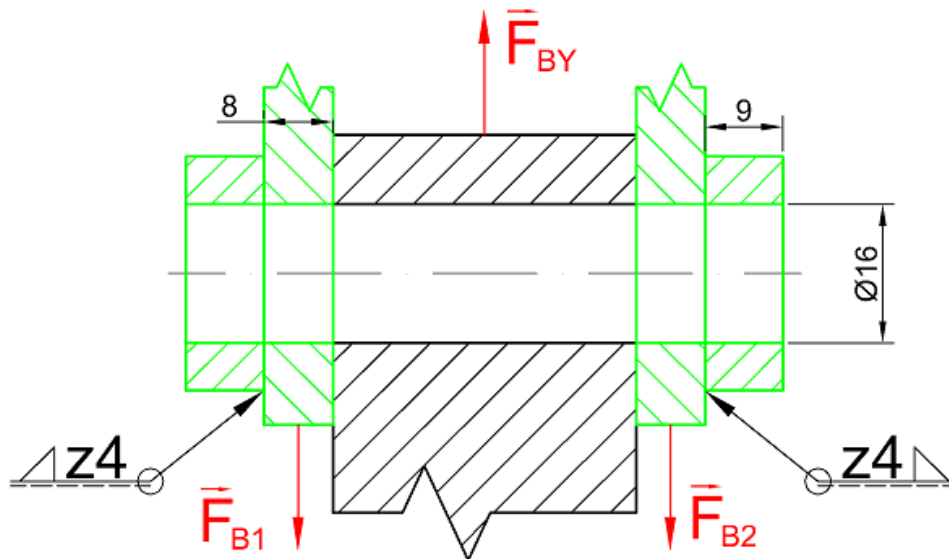
$$p_D = 0,3 \cdot 380 = 114 \text{ MPa}$$

$$p_D = 114 \text{ MPa}$$

$$p_{S1} < p_D$$

Čapové spojenie vyhovuje

3.7.2 ČAP HYDRAULICKÉHO VALCA



Obr. 38: Rez hydraulickým valcom v mieste čapu

Tlak pôsobiaci na čap hydraulického valca:

$$p_{S2} = \frac{F_{BY}}{d_2 \cdot B_2} \text{ [MPa]} \quad (3.7.2)$$

Kde: F_{B1} , F_{B2} sú reakcie na zaťaženie silou F_{BY}
 d_2 je priemer čapu hydraulického piestu
 B_2 je šírka na ktorú pôsobí sila F_{B1}

$$p_{S2} = \frac{\frac{F_{BY}}{2}}{d_2 \cdot B_2} = \frac{22993}{16 \cdot 17} = 84,5 \text{ MPa}$$

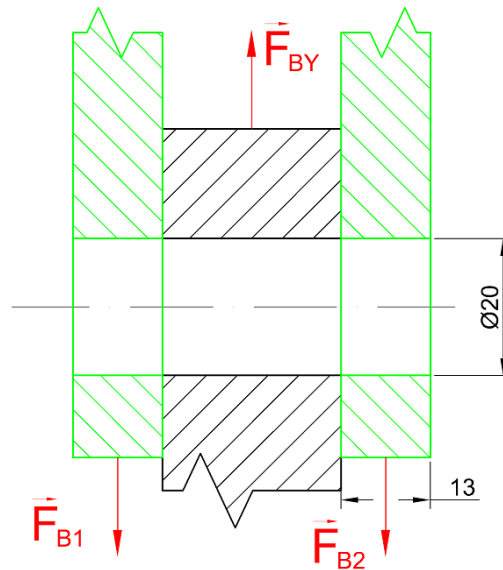
$$p_{S2} = 84,5 \text{ MPa}$$

$$p_D = 114 \text{ MPa}$$

$$p_{S2} < p_D$$

Čapové spojenie vyhovuje

3.7.3 ČAP DRŽIAKU HYDRAULICKÉHO VALCA



Obr. 39: Rez držiaku hydraulického valca v mieste čapu

Tlak pôsobiaci na čap držiaka hydraulického piestu:

$$p_{S3} = \frac{F_{BY}}{d_3 \cdot B_3} \text{ [MPa]} \quad (3.7.3)$$

$$F_{BY} = F_{B1} + F_{B2}$$

Kde: F_{B1} , F_{B2} sú reakcie na zaťaženie silou F_{BY}
 d_2 je priemer čapu hydraulického piestu
 B_2 je šírka na ktorú pôsobí sila F_{B1}

$$p_{S3} = \frac{F_{B1}}{d_3 \cdot B_3} = \frac{24493}{20 \cdot 13} = 89 \text{ MPa}$$

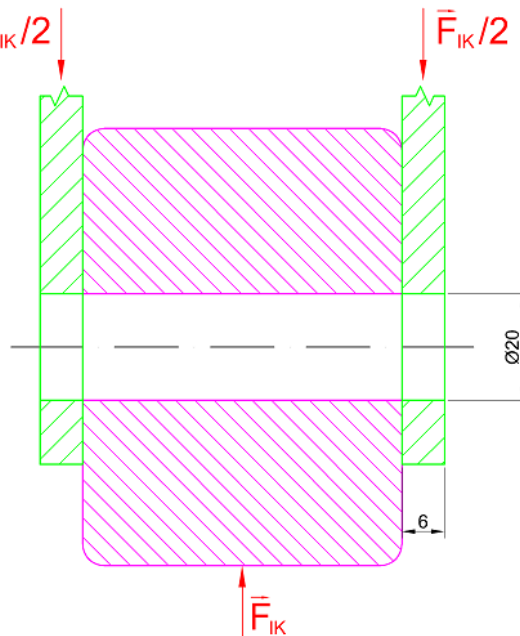
$$p_{S3} = 89 \text{ MPa}$$

$$p_D = 114 \text{ MPa}$$

$$p_{S3} < p_D$$

Čapové spojenie vyhovuje

3.7.4 ČAP PREDNÉHO KOLIESKA



Obr. 40: Čapové spojenie predného kolieska a držiaka

Tlak pôsobiaci na čap držiaka predného kolieska:

$$p_{S4} = \frac{F_{IK}}{2 \cdot d_4 \cdot B_4} \text{ [MPa]} \quad (3.7.4)$$

Kde: F_I je sila pôsobiaca na čap predného kolieska
 d_4 je priemer čapu predného kolieska
 B_4 je šírka na ktorú pôsobí sila $F_I/2$

$$p_{S4} = \frac{4298}{2 \cdot 20 \cdot 6} = 18 \text{ MPa}$$

$$p_{S4} = 18 \text{ MPa}$$

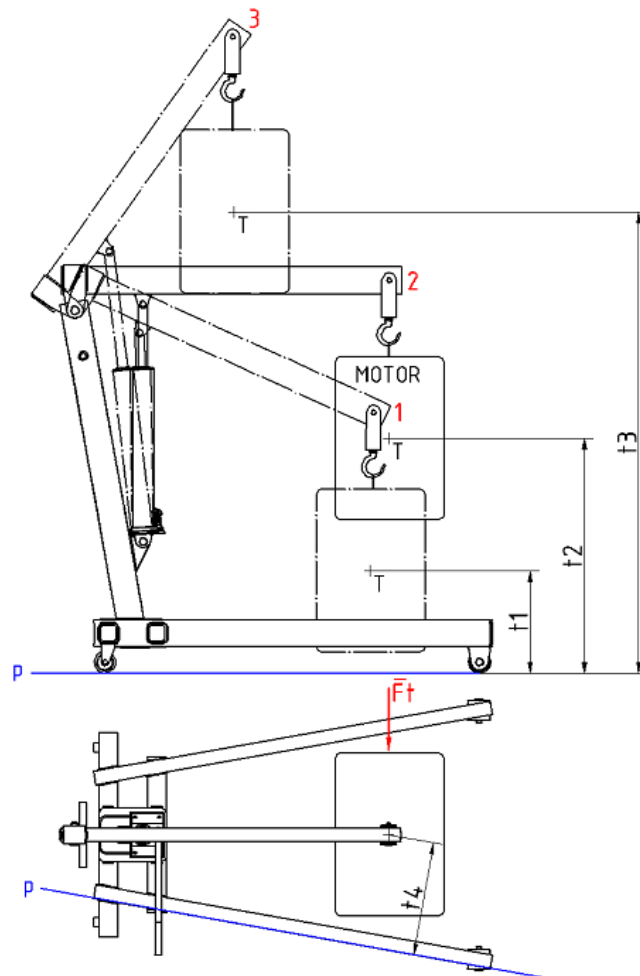
$$p_D = 114 \text{ MPa}$$

$$p_{S4} < p_D$$

Čapové spojenie vyhovuje

3.8 KONTROLA STABILITY ZVIAHÁKA PRI MANIPULÁCI

Pri montáži alebo demontáži motoru, prípadne prevodovky, z motorového priestoru nie je možné, aby sa bremeno rozkolísalo a mohlo dôjsť k preklopeniu zdviháka. Bremeno sa nemôže rozkolísať, pretože to neumožňuje voľnosť v motorovom priestore a zdvíhanie prebieha veľmi pomaly. Čiže je možno tento dynamický dej považovať za statický. Avšak vo veľmi výnimočných situáciách, môže vonkajšia sila spôsobiť rozkolísanie a preklopenie zdviháka na bok. Výpočtom sú získané maximálne hodnoty, ktorých môže táto sila nadobúdať.

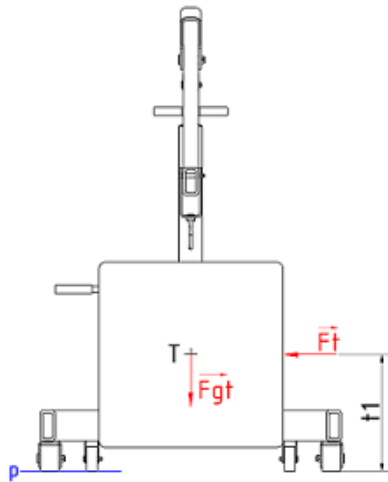


Obr. 41: Pozície zdviháka

$$\begin{aligned}t_1 &= 0,43m \\t_2 &= 0,87m \\t_3 &= 1,7m \\t_4 &= 0,41m\end{aligned}$$

Výpočet dynamickej miery stability zdviháka:

Vo výpočte je počítané s váhou bremena (motoru) 100kg. Táto váha približne zodpovedá váhe bežného motoru s príslušenstvom. Sila potrebná na preklopenie zdviháka je spočítaná z momentovej rovnováhy k priamke p .



Obr. 42: Sily pôsobiace na bremeno

$$H_T = \langle t_1, t_2, t_3 \rangle$$

$$R_T = t_4$$

$$M_{FT} = M_{FGT}$$

$$F_T \cdot H_T = F_{GT} \cdot R_T$$

$$F_T = \frac{R_T}{H_T} \cdot F_{GT}$$

$$F_T = \frac{R_T}{H_T} \cdot m_T \cdot g$$

Kde: F_T je maximálna veľkosť sily pôsobiacej na motor v ťažisku

R_T je vzdialenosť hrany preklopenia od ťažiska bremena

H_T je vzdialenosť ťažiska bremena od zeme

m_T je hmotnosť bremena

$$F_T = \frac{R_T}{H_T} \cdot m_T \cdot g = \frac{0,41}{0,43} \cdot 100 \cdot 9,81 = 935N$$

$$F_T = 935N$$

Tab 6: Vypočítané hodnoty sily F_T

Pozícia výložníka	R_T [m]	H_T [m]	F_T [N]
1	0,41	0,43	935
2	0,41	0,87	462
3	0,41	1,7	236

Výpočtom získané hodnoty sily F_T vypovedajú, že najväčšia odolnosť voči preklopeniu je v polohe 1 čiže v najnižšej polohe. Preto je doporučené pri pohybe zdviháka s motorom, aby bol motor čo najnižšie. V tejto polohe nehrozí preklopenie zdviháka na bok.

ZÁVER

V tejto bakalárskej práci som sa venoval zdvíhacím zariadeniam. V úvodnej teoretickej časti som popísal rôzne druhy zdvihákov, žeriavov a ich zdvíhacích mechanizmov. Uviedol som hlavné výhody a nevýhody pre dielenské použitie.

V praktickej časti bakalárskej práce bolo mojou úlohou navrhnuť pojazdný hydraulický zdvihák na motory a previesť jeho kontrolný výpočet navrhnutých častí. Zdvihák bol navrhnutý tak, aby bol schopný bezpečne zdvihnúť a udržať 150% nominálnej nosnosti, tj. 1125kg. Pri výpočte som postupoval podľa noriem aby bola zaistená bezpečnosť práce s takýmto zdvíhacím zariadením. Hydraulický zdvihák sa skladá z trocha hlavných častí. Prvú časť tvorí zvarovaný základný rám pozostávajúci z držiakov koliesok a držiaka hydraulického valca, nôh, priečok, podpery a madla. Druhá časť je zvarenec výložníka ktorého súčasťou je hlavný nosník, držiak výložníka a úchyt pre hydraulický valec. Treťou hlavnou časťou je samotný hydraulický valec, ktorý som pre požadované parametre ako minimálna nosnosť a veľkosť zdvihu, vybral z katalógu. Na záver by som spomenul, že kolieska som vyberal z katalógu tak, aby vyhoveli minimálnym nosnostiam, ktoré som spočítal.

ZOZNAM POUŽITEJ LITERATURY

- [1] ČSN EN 1493. *Zvedáky vozidel*. Praha: UTNMZ, 2010
- [2] ČSN EN 1494+A1. *Mobilní a přemístitelné zvedáky a související zdvihací zařízení*. Praha: UTNMZ, 2010.
- [3] ČSN EN 1993-1-1. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí-Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2006.
- [4] ĎURKOVIČ, Oto. *Dopravní a manipulační stroje*. první vydání. Praha: H&H, 1995. ISBN 80-213-0134-1.
- [5] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Ústav automobilního a dopravního inženýrství* [online]. Brno, [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf
- [6] KOUBEK, Václav. *Stabilita telesa* [online]. 2004 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.ddp.fmph.uniba.sk/~koubek/UT_html/G1/2/G2-7.htm
- [7] PILGR, Milan. *Klopení nosníků* [online]. 2002 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO02/BO02_cvi_11.pdf
- [8] POLÁK, J., J. PAVLISKA a A. SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. [online]. 2001 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_1_NP.pdf
- [9] *Autofam Tuning* [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: www.autofam.cz/index.php?page=product&id=5969
- [10] *Draper tools* [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.drapertools-online.com/products/manuals/53091ins.pdf>
- [11] *Engine hoist* [online]. 2007 [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.rcrawler.com/forum/scale-accessories/72112-my-scale-aluminium-high-lift-jack.html>
- [12] HAGGAI, Sean. *Chevy high performance* [online]. 2009 [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: www.chevyhiperformance.com/tech/engines_drivetrain/transmission/0901chp_1966_chevy_el_camino_big_block_and_turbo_400_trial_fit/
- [13] *Mechanické vlastnosti ocelí* [online]. 2006 [cit. 2014-05-26]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/tabulky/tabulka4.html>
- [14] *Niva club* [online]. 2011 [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: www.niva-club.net/viewtopic.php?f=51&t=321

- [15] *Renost Ružomberok* [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.kolieska.com/katalog.html?pid=135>
- [16] *SVX Lanové príluženstvo* [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.svx.sk/data/sj.pdf>
- [17] *Tooled-up* [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: www.tooled-up.com/manproduct/facom-2-ton-low-profile-safety-trolley-jack/186673/
- [18] *Torwegge* [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: www.torwegge.sk/files/pdf/02_kola_valecky.pdf
- [19] *US Jack* [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: www.usjack.com/products/Long%20Ram%20Jacks.pdf
- [20] *Věda nás baví* [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: www.vedanasbavi.cz/orisek-hydraulika
- [21] *Zendex tool corporation* [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: www.zendextool.com/rakjak/accessories.html

ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

$B_{1..} B_4$	[mm]	šírka namáhania čapu
C_1, C_2	[-]	súčinitele vystihujúce tvar momentového obrazcu pri klopení profilu
$d_{1..} d_4$	[mm]	priemer čapu
e_z	[m]	vzdialenosť pôsobiska zaťaženia od stredu šmyku
E	[Pa]	modul pružnosti v ťahu, tlaku
F	[N]	sila od bremena 1125kg
F_A	[N]	sila pôsobiaca v mieste A
F_{A1}, F_{A2}	[N]	sily pôsobiace na čap výložníka
F_{AX}	[N]	pomocná sila pre výpočet posunutia bodu A v smere osy x, $F_{AX}=0$
F_{B1}, F_{B2}	[N]	sily pôsobiace na čap hydraulického valca a držiaka hydraulického valca
F_{BY}	[N]	sila pôsobiaca na hydraulický piest vyvolaná bremenom
F_E	[N]	sila pôsobiaca na priečky, vyvolaná momentom M_E
F_{E1}, F_{E2}	[N]	sily pôsobiace vo väzbách prednej priečky
F_{E3}, F_{E4}	[N]	sily pôsobiace vo väzbách zadnej priečky
F_H	[N]	reakcia na zaťaženie nohy momentom M_E
F_{HK}	[N]	sila pôsobiaca na zadné koliesko
F_I	[N]	reakcia na zaťaženie nohy momentom M_E
F_{IK}	[N]	sila pôsobiaca na predné koliesko
F_J	[N]	pomocná sila pre výpočet posunutia bodu J v smere osy x, $F_J=0$
F_P	[N]	sila vyvolaná váhou podpery
F_{GT}	[N]	sila vyvolaná váhou reálneho bremena
F_T	[N]	sila potrebná na preklopenie zdviháka
F_V	[N]	sila vyvolaná váhou výložníka
F_Z	[N]	sila vyvolaná váhou hydraulického piestu
G	[Pa]	modul pružnosti v šmyku
H	[m]	výška profilu
H_T	[m]	vzdialenosť ťažiska bremena od zeme
I_t	[m ⁴]	moment tuhosti v prostom skrúcaní
I_Z	[m ⁴]	moment zotrvačnosti k mäkkej ose z
I_ω	[m ⁴]	výsekový moment zotrvačnosti
J_y	[m ⁴]	moment zotrvačnosti k ose Y
k	[-]	bezpečnosť
L, l	[m]	dĺžka profilu
$L_1..L_8$	[m]	dĺžkové rozmery nosníkov
L_P	[m]	dĺžka podpery
L_Z	[m]	vzperná dĺžka tlačeneho pásu pre vybočenie z roviny
L_ω	[m]	vzperná dĺžka nosníka pri skrútení
m	[kg]	hmotnosť
m_{hk}	[kg]	nosnosť zadného kolieska
m_{ik}	[kg]	nosnosť predného kolieska
m_{hz}	[kg]	minimálna nosnosť hydraulického valca
m_T	[kg]	hmotnosť reálneho bremena (100kg)
m_v	[kg]	hmotnosť výložníka
M	[Nm]	moment

$M_1..M_{12}$	[Nm]	momenty v rezoch nosníkov
M_{CR}	[Nm]	pružný kritický moment
M_D	[Nm]	moment pôsobiaci v miest D vyvolaný bremenom
M_E	[Nm]	moment pôsobiaci v mieste E vyvolaný bremenom
M_{FGT}	[Nm]	moment vyvolaný váhou reálneho bremena na páke R_T
M_{FT}	[Nm]	moment vyvolaný silou F_T na ramene H_T
M_{ed}	[Nm]	návrhový ohybový moment
$M_{b,Rd}$	[Nm]	momentová únosnosť pri klopení
M_{OMAX1}	[Nm]	maximálny ohybový moment pôsobiaci na výložník
M_{OMAX2}	[Nm]	maximálny ohybový moment pôsobiaci na podperu
$p_{S1}..p_{S4}$	[MPa]	pôsobiaci tlak na otláčenie
p_D	[MPa]	maximálny dovolený tlak na otláčenie
q	[Nm]	líniové zaťaženie
R_e	[MPa]	Medza klzu
R_T	[m]	vzdialenosť ťažiska reálneho bremena od hrany preklopenia
w_A	[m]	posun bodu A v smere sily F_A
w_C	[m]	posun bodu C v smere sily F_C
w_{EP}	[m]	posun bodu E na prednej priečke v smere sily F_E
w_{EZ}	[m]	posun bodu E na zadnej priečke v smere sily F_E
w_J	[m]	posun bodu J v smere sily F_J
W_O	[m ⁴]	prierezový modul
$X_1..X_{11}$	[m]	integračné vzdialenosti v rezoch nosníkov
α_{LT}	[-]	parameter skrúcania
κ_{LT}	[-]	súčiniteľ vzpernosti pri klopení
λ_{LT}	[-]	pomerná štíhlosť nosníka pri klopení
σ_k	[Pa]	medza klzu
σ_{OMAX1}	[Pa]	maximálne ohybové napätie pôsobiace na výložník
σ_{OMAX2}	[Pa]	maximálne ohybové napätie pôsobiace na podperu
σ_{OMAX3}	[Pa]	maximálne ohybové napätie pôsobiace na nohu
σ_{OMAXP}	[Pa]	maximálne ohybové napätie pôsobiace na prednú priečku
σ_{OMAXZ}	[Pa]	maximálne ohybové napätie pôsobiace na zadnú priečku
φ_E	[rad]	natočenie bodu E v smere momentu M_E
Φ_{LT}	[-]	hodnota pre výpočet súčiniteľa vzpernosti pri klopení

ZOZNAM OBRÁZKOV

Obr. 1: Hydraulický zdvihák pri vyťahovaní motora z Chevroletu El Camino [12].....	9
Obr. 2: Pojazdný hydraulický zdvihák od spoločnosti Facom [17].....	10
Obr. 3: Nožnicový skrutkový zdvihák [9]	11
Obr. 4: Hrebeňový zdvihák [16]	11
Obr. 5: Hydraulická panenka [20]	12
Obr. 6: Zdvihák motorov od spoločnosti Draper [10]	12
Obr. 7: Pneumatický zdvihák od spoločnosti Znedex [21].....	13
Obr. 8: Výfukový hever pri zdvíhaní auta [14]	13
Obr. 9: Hydraulický zdvihák a držiak motora [11].....	15
Obr. 10: Model navrhovaného riešenia vytvorený v programe Inventor	16
Obr. 11: Schéma výložníka.....	17
Obr. 12: Uvoľnenie väzieb výložníka.....	17
Obr. 13: Rez 1 výložníkom.....	18
Obr. 14: Rez 2 výložníkom.....	19
Obr. 15: Priebeh ohybového momentu	19
Obr. 16: Zaťažená podpera	23
Obr. 17: Rez 3 podperou.....	24
Obr. 18: Rez 4 podperou.....	24
Obr. 19: Priebeh ohybového momentu	25
Obr. 20: Rozmery pre výpočet zaťaženia nohy	26
Obr. 21: Ekvivalentné zaťaženie nohy.....	27
Obr. 22: Rez 5 nohou	27
Obr. 23: Rez 6 nohou	27
Obr. 24: Rez 7 nohou	28
Obr. 25: Sily pôsobiace na priečky od ohybového momentu M_e	29
Obr. 26: Ekvivalentne zaťažená predná podpera	29
Obr. 27: Rez 8 prednou priečkou.....	30
Obr. 28: Rez 9 prednou priečkou.....	30
Obr. 29: Ekvivalentné zaťaženie zadnej priečky	31
Obr. 30: Rez 10 zadnou priečkou	31
Obr. 31: Rez 11 zadnou priečkou	32
Obr. 32: Ekvivalentné zaťaženie jednej nohy.....	33
Obr. 33: Koliesko PUZ- G082- 60/20 [15].....	35
Obr. 34: Koliesko LU/PUSKS/080/G [18].....	36
Obr. 35: Základné rozmery hydraulického valca 56100-C [19].....	37
Obr. 36: Pripojovacie rozmery hydraulického valca 56100-C [19].....	37
Obr. 37: Rez podperou v mieste čapu, 1- držiak výložníka,.....	38
Obr. 38: Rez hydraulickým valcom v mieste čapu	39
Obr. 39: Rez držiaku hydraulického valca v mieste čapu.....	40
Obr. 40: Čapové spojenie predného kolieska a držiaka.....	41
Obr. 41: Pozície zdviháka	42
Obr. 42: Sily pôsobiace na bremeno	43

ZOZNAM TABULIEK

Tab 1: Vypočítané hodnoty pre výložník	20
Tab 2: Súčinitele vystihujúce tvar momentového obrazcu [3]	21
Tab 3: Vypočítané hodnoty pre podperu	25
Tab 4: Vypočítané hodnoty pre jednu nohu.....	28
Tab 5: Pripojovacie rozmery hydraulického valcu 5-51902.....	37
Tab 6: Vypočítané hodnoty sily F_T	43

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1	2-3P21-0	Výkres zostavy
Príloha 2	2-3P21-1	Výkres základného rámu
Príloha 3	2-3P21-2	Výkres výložníka
Príloha 4	3-3P21.3	Výkres držiaka hydraulického piestu