



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Konstrukční návrh zvedáku pro osobní
automobily**

Construction proposal of a car lift

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020/21

Jaroslav PLÁŠEK

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Martin Machač

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Plášek Jméno: Jaroslav Osobní číslo: 473604
Fakulta/ústav: Fakulta strojní
Zadávající katedra/ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Konstruování podporované počítačem

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Konstrukční návrh zvedáku pro osobní automobily

Název bakalářské práce anglicky:

Construction proposal of a car lift

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce bude zpracovat 3D model dvou sloupového zvedáku pro osobní automobily do hmotnosti 3,5t a k tomu zpracovat 2D výkresovou dokumentaci.

Jednotlivé dílčí úkoly pro bakalářskou práci:

- zpracování rešerše pro danou problematiku
- vytvoření koncepčních variant
- vytvoření 3D parametrického modelu v CAD software
- jednotlivé pevnostní výpočty vybraných dílčích uzlů

Seznam doporučené literatury:

Švec, V. Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.

Švec, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.

Kugl, O., Houkal, J., Tomek, P., Zýma, J. Projekt III. Ročník. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, ISBN 80-010-1638-2.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Martin Machač, ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: 12.04.2021

Termín odevzdání bakalářské práce: 04.06.2021

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Martin Machač
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že předložená práce je mým původním autorským dílem, které jsem vypracoval samostatně. Veškerou literaturu a další zdroje, z nichž jsem čerpal, v práci řádně cituji a jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze, dne 24.7.2021

Jaroslav Plášek



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Martinu Machačovi, za odborné vedení, cenné rady, trpělivost a ochotu, kterou mi v průběhu zpracování práce věnoval.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Jaroslav Plášek

Název BP: Konstrukční návrh zvedáku pro osobní automobily

Anglický název: Construction proposal of a car lift

Rok: 2021

Studijní program: (B2341) Strojírenství

Obor studia: (3901R051) Konstruování podporované počítačem

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: Ing. Martin Machač

Bibliografické údaje: počet stran 38

počet obrázků 36

počet příloh 2

KLÍČOVÁ SLOVA:

sloupový zvedák, osobní automobil, hydraulický válec, ocelová konstrukce

KEYWORDS:

column jack, car, hydraulic cylinder, steel structure

ANOTACE:

V teoretické části práce představuji nejčastější typy zvedáků pro osobní automobily, které se používají pro domácí účely, ale i v profesionálních servisech.

V praktické části vytvářím vlastní konstrukci dvousloupového hydraulického zvedáku. Navrhuji důležité součásti jako jsou hydraulické válce, hydraulický agregát nebo nosná ramena. U vybraných dílčích uzlů jsou následně provedeny pevnostní výpočty. Cílem práce je také vytvoření 3D parametrického modelu navrženého zvedáku v CAD software.

ABSTRACT:

The theoretical part of this work introduces the most frequent types of car lifts used by domestic purposes and also for professional repair services.

In the practical part, I create my own construction of a two-frame hydraulic jack. I design important components such as hydraulic cylinders, hydraulic aggregate or supporting arms. For selected subcomponents, strength calculations are subsequently performed. The aim of the work is also to create a 3D parametric model of the proposed jack in CAD software.

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

m_v	[kg]	Nosnost zvedáku
t	[sec]	Čas zdvihu max zdvihu
g	[ms^{-2}]	Tíhové zrychlení zaokrouhlené
$F_{t\ celk}$	[N]	Celková tíhová síla
F'_r	[N]	Síly na jedno rameno
F_r	[N]	Naddimenzované zatížení na jedno rameno
F_p	[N]	Naddimenzovaná polovina celkové tíhové síly
$A= h_z$	[mm]	Návrhový max. zdvih zvedáku
B	[mm]	Návrhová max. výška zvedáku
C	[mm]	Návrhová max. šířka zvedáku
D	[mm]	Návrhová šířka mezi vozíky
F	[mm]	Návrhové max. vysunutí ramene
J	[mm]	Návrhová šířka mezi sloupy
n	[-]	Počet hydraulických válců v sestavě
p	[-]	Převodová poměr
z_p	[mm]	Zdvih pístu
k	[-]	Bezpečnostní koeficient
d_p	[mm]	Průměr pístní tyče
D_v	[mm]	Vnitřní průměr válce
P_{nom}	[MPa]	Jmenovitý provozní tlak válce
P_{max}	[MPa]	Maximální provozní tlak válce
V	[l]	Objem
Q	[l/min]	Průtok
R_e	[MPa]	Mez kluzu
σ_{Dt}	[MPa]	Dovolené napětí v tahu/tlaku
σ_t	[MPa]	Napětí v tahu/tlaku
P	[MPa]	Tlak v otláčení závitu
P_d	[MPa]	Dovolené otláčení závitu
H_z	[mm]	Nosná hloubka závitu
d	[mm]	Velký průměr závitu šroubu
d_2	[mm]	Střední průměr závitu šroubu
d_3	[mm]	Malý průměr závitu šroubu
z	[-]	Počet činných závitů
R_{ab}	[N]	Reakční síla na vrchní řadu čepů vozíku
$R_a = R_b$	[N]	Reakční síla na jeden čep vozíku
L	[mm]	Vodorovné rameno ohybu
K	[mm]	Vertikální rameno ohybu
M_o	[Nm]	Ohybový moment
W_o	[mm^3]	Průřezový modul v ohybu



σ_{D0}	[MPa]	Dovolené napětí ohybu daného materiálu
σ_0	[MPa]	Napětí v ohybu
d_{ζ}	[mm]	Průměru čepu vozíku
H_1	[mm]	Výška/šířka profilu přední části ramene
H_2	[mm]	Výška/šířka profilu prostřední části ramene
H_3	[mm]	Výška/šířka profilu koncové části ramene
t_l	[mm]	Tloušťce stěny profilů H_1 až H_3
l_1	[mm]	Max. délka vysunutí přední části ramene
l_2	[mm]	Max. délka vysunutí prostřední části ramene
l_3	[mm]	Max. délka vysunutí koncové části ramene

Obsah

1.	Úvod	1
1.1	Cíle práce	1
2.	Rešerše zvedáků	2
2.1	Mechanické zvedáky	3
2.1.1	Hřebenový zvedák	4
2.1.2	Šroubový zvedák	5
2.1.3	Nůžkový zvedák	6
2.2	Hydraulické zvedáky	7
2.2.1	Jednoduché hydraulické zvedáky	8
2.2.2	Sloupové zvedáky	9
2.3	Pneumatické zvedáky	10
2.3.1	Balónový zvedák	11
2.3.2	Speciální zabudované pneumatické zvedáky	11
3.	Návrh sloupového hydraulického zvedáku	12
3.1	Výpočet základních sil působících na zvedák	12
3.1.1	Návrh rozměrů + výpočet stability zvedáku	13
3.2	Volba hydraulického válce	14
3.2.1	Výpočet síly působící na hydraulický válec	14
3.3	Návrh čerpadla	15
3.4	Volba materiálu	15
3.5	Konstrukce zdvihacích ramen	15
3.5.1	Pevnostní analýza zdvihacích ramen na ohyb	16
3.5.2	Pevnostní analýza zdvihacích ramen na ohyb v Abaqusu	17
3.5.2.1	Výsledky z Abaqusu	17
3.5.3	Pevnostní kontrola na tlak a otláčení Patky a adapteru	20
3.5.4	Pevnostní kontrola na tlak a otláčení šroubů z Kotvy 1 a Kotvy 2	21
3.6	Těleso vozíku – výpočet namáhání koleček	22
3.7	Návrh řetězu	23
3.8	Synchronizace zvedání	23
4.	3D model konstrukce hydraulického zvedáku	24
5.	Závěr	27
6.	Použitá literatura	28
7.	Seznam Obrázků	30
8.	SEZNAM TABULEK	30
9.	SEZNAM PŘÍLOH	30

1. Úvod

Tématem této bakalářské práce je konstrukční návrh zvedáku pro osobní automobily. Toto zadání jsem si vybral, protože již od dětství pomáhám svému otci spravovat naše automobily. Tím nemyslím pouze drobné opravy karoserií, nebo výměnu pneumatik, ale výměnu převodovky, výměnu ojnicích ložisek nebo výměnu rozvodů apod.

Vždy používáme pouze buďto ruční nůžkový šroubový hever, pojízdný hydraulický zvedák, nebo hydraulický hever typu panenka. Z těchto důvodů jsem chtěl zkonstruovat funkční dvousloupový zvedák, který by byl vhodný i pro naši garáž a usnadnil práci opravování aut.

V dnešní době lze najít na světových trzích velké množství typů zvedáku pro osobní automobily. Proto v této práci nejprve v teoretické části představím, na jaké skupiny se dělí a vypíšu zde ty, co se nejvíce využívají a popíšu jejich princip a vlastnosti, které od nich můžeme očekávat.

V praktické části zvolím jeden konkrétní typ, určím si jeho parametry a nastíním jeho konstrukční návrh. Vytvořím jeho 3D parametrický model v CAD software a pro jehož dílčí uzly provedu pevnostní výpočet.

1.1 Cíle práce

- Rešerše zvedáků
- Volba vstupních hodnot a konstrukce zvedáku
- Výběr vhodné pístnice
- Návrh zvedáku a vytvoření 3D parametrického modelu v CAD software
- Statická kontrola vybraných dílčích uzlů

2. Rešerše zvedáků

Zvedáků břemen je obrovské množství, ale jen některý jsou vhodná pro zdvihání osobních automobilů. O tom, proč některé je vhodné použít a některé ne, popíšu v této kapitole. Zvedáky lze rozdělit podle mnoha kritérií, a proto zde některá kritéria představím.

- Podle manévrovatelnosti
 - Přenosné
 - Nepřenosné
- Podle způsobu přenosu síly
 - Mechanické
 - Hydraulické
 - Pneumatické
- Podle vstupní energie
 - Manuální
 - Elektrické
- Podle nosné konstrukce (podle nich se i většinou nazývají)
 - Nůžkové
 - Hřebenové
 - Pákové
 - Sloupové
- Podle účelu použití
 - Domácí
 - Profesionální [4]

Dále by se mohly dělit i dle výšky zdvihu a jistě mnoha dalších kritérií. Já využiji k rozdělení zvedáků způsob přenosu síly. Tento způsob rozdělení je nejpřehlednější a nejčastěji používaný.

2.1 Mechanické zvedáky

Jedná se o zdvihadla, u kterých je zdvihací síla přenášena pomocí základních mechanických členů jako jsou ozubené převody, pohybové šrouby, pákové systémy apod. K pohonu těchto zvedáků se nejčastěji používá elektromotor nebo ruční síla pomocí kliky. A to buďto přímo nebo pomocí nějakého převodu, díky němuž získáme větší kroutící moment.

Výhodou mechanických zvedáků je jejich jednoduchost, nenáročná údržba a také nízká pořizovací cena. Nevýhodou je větší namáhání pohyblivých částí, kdy dochází k velkému tření a může docházet ke vzniku nežádoucích vůlí, nebo deformaci dílů. Proto jsou používány na zvedání lehčích břemen. [4]

Základní typy mechanických zdvihadel:

- hřebenový
- šroubový
- nůžkový



Obr. 1 Nůžkový elektrický zvedák [5]

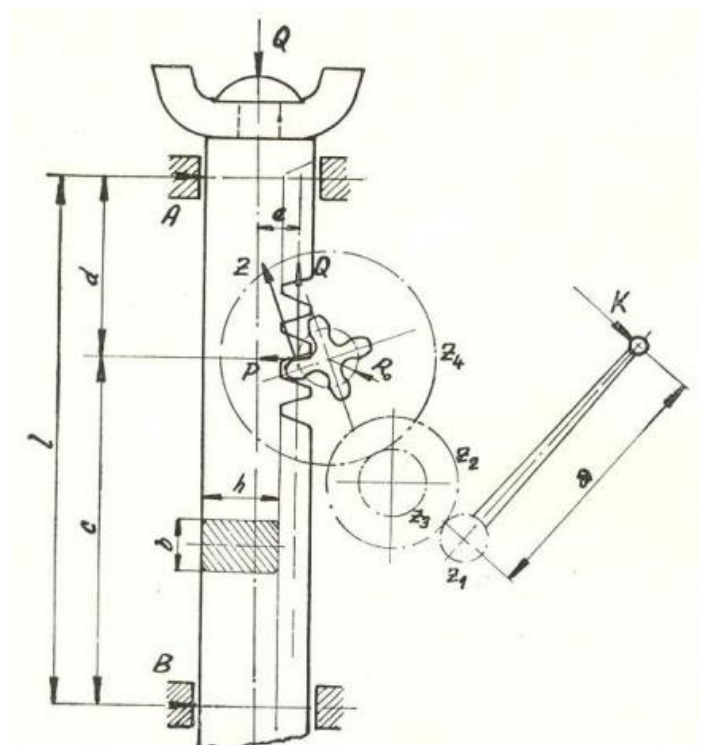
2.1.1 Hřebenový zvedák

Síla, kterou působíme na ruční kliku, se převádí pomocí soustavy ozubených kol na tyč s hřebenovým ozubením, axiálně vedenou, která je zatížena břemenem. Buď na svém horním konci na hlavici, nebo dole na bočně vysazené opěrné patce. Jakmile se pohyb kliky zvedající břemeno zastaví, je pastorek (v kterékoliv poloze) zadržován rohatkou se západkou. Zvedaný náklad se spouští při otáčení kliky v opačném směru, při němž je západka vyražena z činnosti. [3]

Mezi jeho výhody patří robustní konstrukce, schopnost zdvihat i větší zatížení (až do 30 tun), nízké nároky na údržbu a výška zdvihu. Jeho nevýhodou je velká základní výška, a proto není moc vhodný ke zdvihání automobilů. [3]



Obr. 2 Hřebenový ruční zvedák [7]



Obr. 3 Schéma ručního hřebenového zvedáku [3]

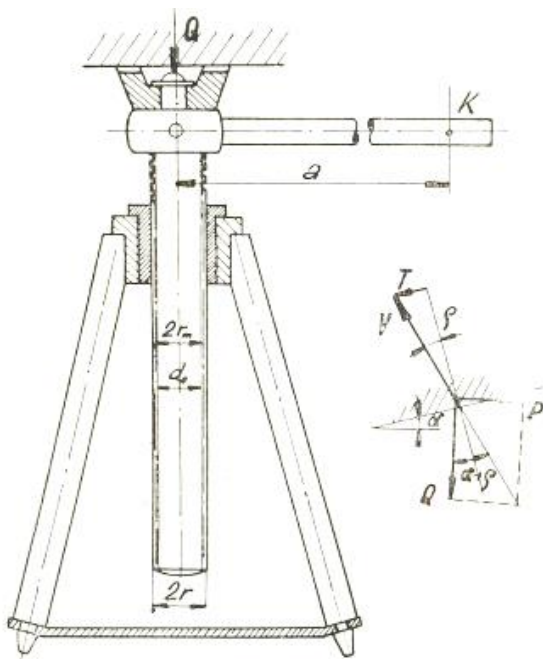
2.1.2 Šroubový zvedák

Jedná se o jednoduché zdvihací zařízení, jehož základ tvoří šroub a matice. Tím, jak se šroub otáčí dochází ke zdvihání nebo spouštění nákladu. Břemeno působí přímo na šroub s maticí (osa šroubu je vodorovně vůči směru působení síly na břemeno), nebo pomocí ramen (nůžkový šroubový zvedák). Na šroub se používá lichoběžníkový rovnoramenný (trapézový) nebo nerovnoramenný (pilový) závit jednochodý, který je samosvorný. [3]

Díky tomu lze nastavit výšku zdvihu velice přesně. Jsou poháněny elektromotorem nebo ručně pomocí páky. Nevýhodou šroubových zvedáků je to, že kvůli samosvornosti šroubu nastává velké tření a tím i malá účinnost, malá rychlost zdvihu a vlivem opotřebení závitu (otlačení) vznik vůlí.

Závit by měl být dobře mazán, jinak dochází k rychlejšímu opotřebení. Proto se v dnešních moderních zvedácích používají samomazací matice.

V menší míře se používají také ve větších zdvihacích zařízeních jako jsou sloupové zvedáky. Oproti hydraulické variantě jsou ale, dražší a mají menší nosnost.



Obr. 5 Schéma ručního šroubového zvedáku [3]



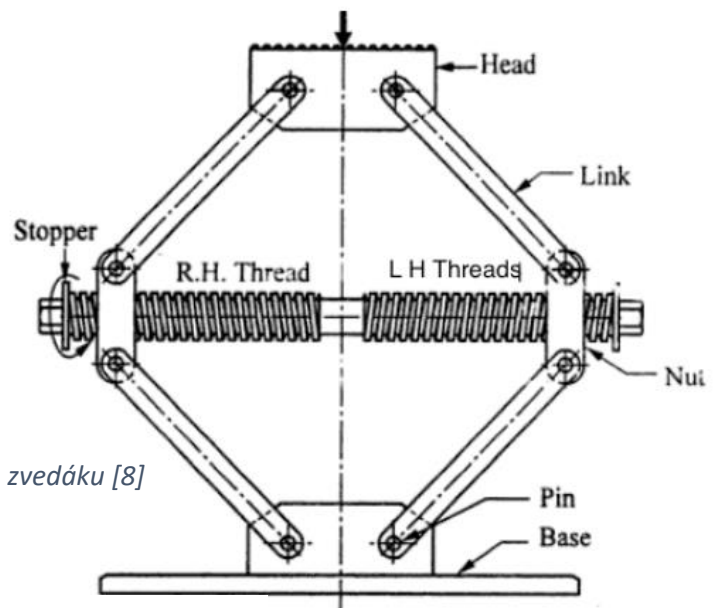
Obr. 4 Geko Hever nůžkový 1,5 t [6]

2.1.3 Nůžkový zvedák

Jedná se o jeden z nejrozšířenějších zvedáků, jelikož se většinou nachází ve výbavě automobilu dodanou jeho výrobcem. Je specifický v tom, že pomocí pákového mechanismu zvedá břemeno. Je možné ho také zařadit jako hydraulický nebo pneumatický zvedák, záleží na tom, jaká část vykonává sílu, aby překonala tíhu břemena, a to se zdvihalo. A tak tedy může být zvedán již zmiňovaným trapézovým šroubem, který je možné pohánět ručně či elektromotorem, nebo hydraulickým či pneumatickým pístem. Ten přibližuje nebo oddaluje ramena nůžkového mechanismu a tím dochází ke zvedání, popř. spouštění břemene. [4]

Jejich velkou výhodou je velice malá základní výška, takže je možné umístit zvedák pod nízká vozidla. Jsou skladné, v případě ručního šroubového zvedáku i lehké. Lze je navrhnout i na zvedání větších automobilů, ty jsou potom poháněny elektromotorem nebo hydraulickou pumpou.

Mezi nevýhody lze zařadit malou stabilitu u menších zvedáků. U větších zvedáků pak může překážet samotná konstrukce zvedáku např. při opravě servisovaného vozidla [5]



Obr. 6 Schéma šroubového nůžkového zvedáku [8]



Obr. 7 Hydraulický nůžkový zvedák SF-F3000, 3t, s přejezdem [5]

2.2 Hydraulické zvedáky

Hydraulické zvedáky jsou v současné době nejpůvodnějším typem zvedacích zařízení. Jelikož i velice malý a skladný zvedák dokáže zvedat velká břemena. Všechny hydraulické zvedáky fungují na stejném principu. Všechny mají hydraulický píst, který je vytlačován kapalinou (nejčastěji hydraulický olej). A to buďto pomocí ruční či elektrické pumpy. [4]

Píst působí na břemeno přímo, pomocí páky (nůžkové provedení) nebo pomocí kladky. Díky použití kladky dosáhneme dvojnásobného zdvihu, než je zdvih samotného pístu. Toho je využíváno např. u vysokozdvihných vozíků.

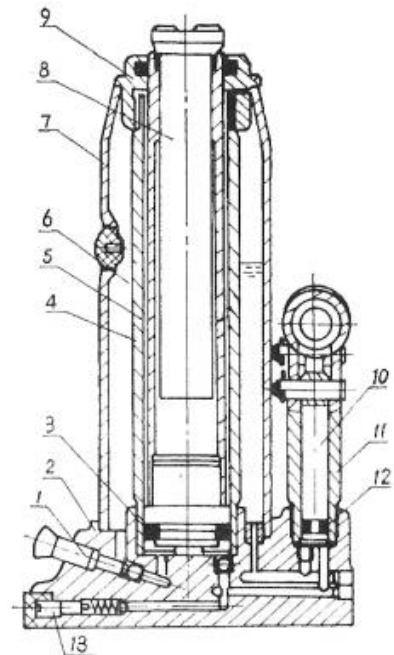
Výhody hydraulických zvedáků jsou tedy velká nosnost a také jejich zdvih. Ten se dá zvětšit použitím teleskopického pístu. Mezi nevýhody patří větší pořizovací náklady, kvůli nákladné výrobě pístu a v případě poruchy drahý servis. Dále je také potřeba zajistit polohu zdviženého břemene pomocí brzdy nezávislé na pumpě, kvůli možné závadě na hydraulických hadicích či zavzdušněnému systému.

Podle konstrukce je dělíme na:

- Jednoduché (většinou na ruční pohon)
- Sloupové
- Speciální (např. vysokozdvihný zvedák)



Obr. 8 Jedno-sloupový mobilní zvedák SF-M2500ES, 2,5t [5]



1. Páčka vypouštěcího ventilu
2. Základna zvedáku
3. O-kroužek
4. Hydraulický válec
5. Píst
6. Hydraulický olej
7. Utěsněný zásobník oleje
8. Šroub pro výškové nastavení hlavy zvedáku
9. Kryt
10. Píst pumpy
11. Tělo (válec) pumpy
12. O-kroužek
13. Pojistný ventil

Obr. 9 Schéma jednoduchého hydraulického zvedáku typu panenka [12]

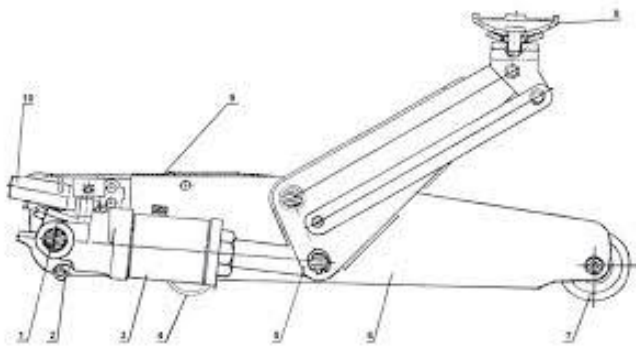
2.2.1 Jednoduché hydraulické zvedáky

U jednoduchých zvedáků, které jsou poháněny ručně, je založen na principu Pascalova zákona (tlak v kapalině se šíří všemi směry rovnoměrně). Břemeno zvedá píst, který se pohybuje v pracovním válci, do kterého se přivádí čerpadlem olej. Spouštění břemena se provádí pomocí přepouštěcího ventilu.

Píst buďto působí přímo na břemeno (typ panenka), nebo nepřímo pomocí pákového mechanismu. U těchto zvedáků působí píst vodorovně, ale zdvih břemena se koná horizontálně. Jejich výhodou je, že stačí menší zdvih pístu, aby se břemeno zvedlo na danou výšku. Navíc díky větší základně a nízkému profilu je možné tyto zvedáky opatřit kolečky, a to přispívá k jeho lepší manipulaci a transportu. [4]

Výhodou jednoduchých hydraulických zvedáků je snazší manipulace oproti nůžkovým, vyšší nosnost a malé rozměry s nízkou hmotností v případě zvedáků typu panenka.

Naopak jejich nevýhodou mohou být vyšší náklady na pořízení a servis nebo nižší zdvih u zvedáků typu panenka (pokud nejsou vybaveny teleskopickým pístem) oproti šroubovým nůžkovým zvedákům.



Obr. 10 Pojízdný hydraulický zvedák PROTECO 2t [9]



Obr. 11 Hydraulický zvedák s teleskopickým pístem – HWH 2K [10]

2.2.2 Sloupové zvedáky

Sloupové zvedáky najdeme nejčastěji v autoservisech. Jde o robustní zařízení, která se podle počtu sloupků dále dělí na jednosloupové, dvousloupové nebo čtyřsloupové zvedáky. Nejčastější jsou elektrohydraulické dvousloupové zvedáky s přejezdem. Levnější varianta tohoto typu využívá pojistné západky manuální, dražší pak západky elektromagnetické. Nevýhodou je kromě velmi vysoké pořizovací ceny i tzv. přejezd (tedy malý práh, v němž je ukryto lanové ovládání zajišťující synchronizovaný zdvih obou sloupků). Jde o tzv. přejezdové zvedáky, které mají volný horní prostor (díky čemuž umožňují zvedání i vyšších automobilů), přes propojovací práh je ale potřeba přejíždět. [4]

Existují i bezpřejezdové modely, které mají ramena propojena v horní části. Používají se v místech, kde je prahové propojení nevhodné, ale na druhou stranu limituje maximální výšku zvedeného automobilu. Jednosloupové zvedáky jsou ideální zejména do menších autoklempíren, ale i do garáží. [5]

Mezi jejich výhody patří nižší cena a lepší skladnost (nejsou tak náročné na prostor), často navíc disponují pojízdným podvozkem. Čtyřsloupové zvedáky se naopak hodí pouze pro velké servisy, jelikož patří mezi největší a nejdražší zdvižná zařízení. [5]



Obr. 12 Jednosloupové, dvousloupové a čtyřsloupové provedení hydraulického zvedáku od výrobce Ferdus [5]

2.3 Pneumatické zvedáky

Pneumatické zvedáky patří mezi méně běžný typ (nejčastěji jej najdeme ve výbavě hasičů). Ke svému fungování využívají tlak vzduchu, který plní vak nebo válec s pístem, ten následně zdvihá břemeno. Součástí zvedacího mechanismu tak bývá buď kompresor, nebo ruční pumpa. [4]

Jejich výhodou je nízká hmotnost a rychlý zdvih při malé výšce. Jednotlivé vaky je možno na sebe pokládat a tím zvyšovat zdvihací výšku. Nevýhodou bývá vyšší pořizovací cena, horší stabilita a nižší zdvih. Často je doplněn podvozkem s kolečky. Pro větší zdvih se používají vícestupňové měchy. Nejsou určeny na dlouhodobé zvednutí břemena. Proto se musí zajistit poloha zvednutí např. dřevěným trámekem nebo jakýmkoli jiným pevným podkladem.



Obr. 14 Pneumatický třístupňový zvedák GEKO 3t [5]

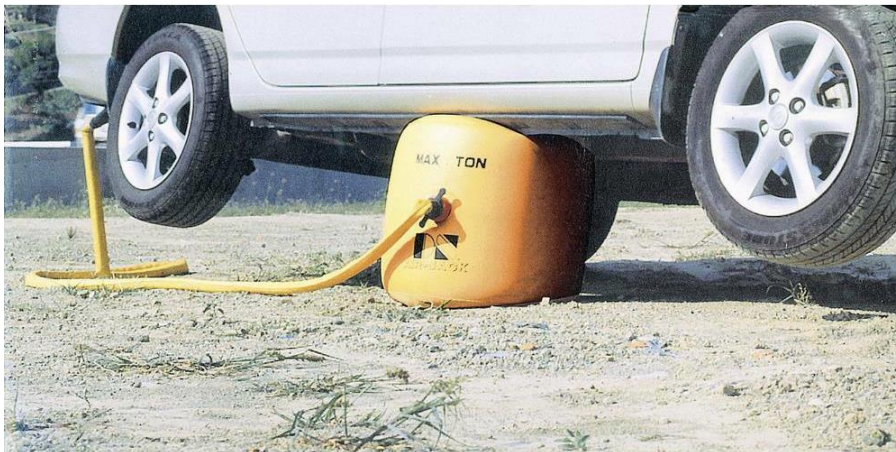


Obr. 13 Pojízdný pneumaticko-hydraulický třístupňový pístový zvedák S60-3J [13]

2.3.1 Balónový zvedák

Mezi pneumatické zvedáky lze zařadit také balónový zvedák. Zvedák se skládá z velkého měchu na vzduch a zpětného ventilu, který zabraňuje spouštění vozu dolů. Nemá žádný rám nebo vedení, které by udávalo směr zdvihu. Prouděním vzduchu do balónu dochází k jeho nafukování a tím ke zvednutí automobilu. Nafukovat vak lze stlačeným vzduchem z kompresorů nebo i výfukovými plyny z výfuku automobilu. [11]

Jejich výhodou je mobilita a skladnost. Díky své mobilitě se využívají při záchranných a vyprošťovacích akcích. Nevýhodou je jejich nestabilita, a proto se zvednuté břemeno musí dobře zafixovat podpěrami.



Obr. 15 Zdvihací vak Jack-Bag 3T [11]

2.3.2 Speciální zabudované pneumatické zvedáky

Jedná se o speciální úpravu auta. Používají se, když potřebujeme velice rychle zvednout celý automobil. Tato úprava se dělá především pro závodní účely jako jsou závody série Indycars. Díky tomu, že se nic nemusí vkládat pod vozidlo, mohou mechanici opravit jakoukoli část vozu bez obtíží, že by zvedák něčemu překážel.



Obr. 16 Zabudované pneumatické zvedáky pro závodní automobily [15]

3. Návrh sloupového hydraulického zvedáku

Zvedák navrhuji na zvedání středně těžkých vozů do hmotnosti tří a půl tuny. Konstrukce zvedáku bude dvousloupová s propojovacím prahem. Ramena zvedáku budou symetrická, aby pokud možno bylo vždy těžiště vozu mezi sloupy a zároveň šlo vozidlo zvednout ať už zředu nebo zezadu.

Pohon bude zajišťovat elektromotor s olejovým čerpadlem, který s pomocí tlakových hadic bude vhánět olej do dvou jednočinných hydraulických válců – tzv. plunžr, které pomocí kladky zdvihají vozidlo. Díky použití kladky můžeme zvolit pístnici s polovičním zdvihem.

Tabulka 1 Vstupní hodnoty

	Index	Hodnoty	Jednotky
Nosnost	m_v	3 500	kg
Zdvih	h_z	1,9	m
Čas zdvihu	t	50	s

Při výpočtech budu pracovat s tíhovým zrychlením $g = 10 \text{ ms}^{-2}$. Tím, že jsem uměle zvedl součinitel tíhového zrychlení jsem také zvýšil celkovou bezpečnost.

3.1 Výpočet základních sil působících na zvedák

Jedinou silou působící na zvedák, je tíhová síla od zvedaného vozidla. Proto výpočet vychází z jednoduchého Newtonova vzorce.

Celková tíhová síla:

$$F_{t \text{ celk}} = m_v \cdot g \rightarrow F_{t \text{ celk}} = 3\,500 \cdot 10 = 35\,000 \text{ N} \quad (1)$$

Celková tíhová síla se bude přenášet na čtyři ramena, která vůz zvedají.

Síly na rameno:

$$F'_r = \frac{F_{t \text{ celk}}}{4} \rightarrow F'_r = \frac{35\,000}{4} = 8\,750 \text{ N} \rightarrow 875 \text{ kg} \quad (2)$$

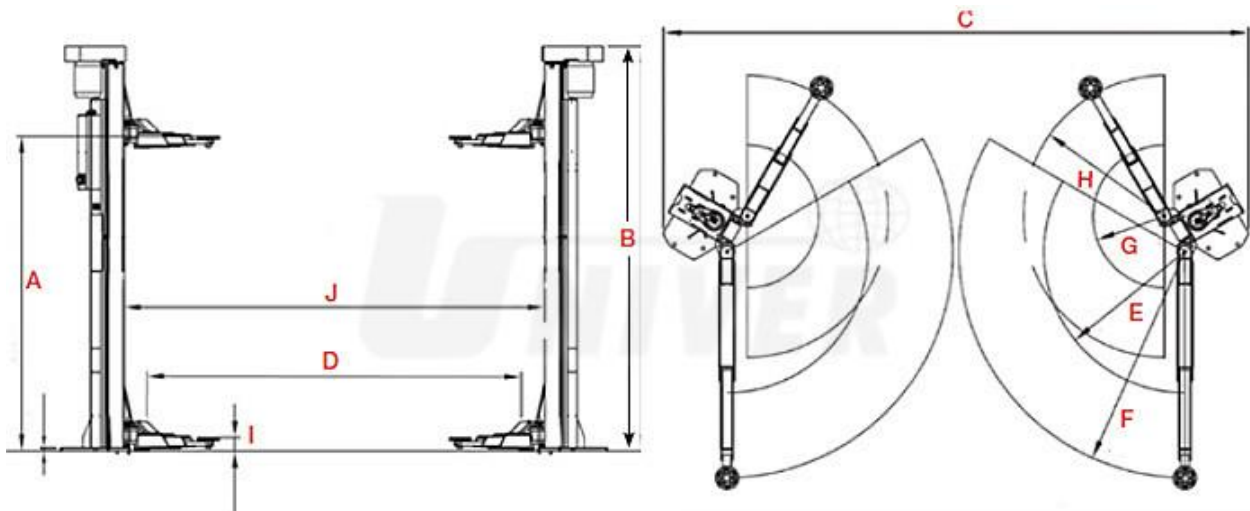
Jelikož ale silové rozložení mezi rameny není rovnoměrné, ať už kvůli umístění motoru ve vozidle nebo jiným okolnostem, tak uměle zvýším zatížení na jedno rameno abych těmto vlivům předešel.

Dle normy ČSN EN 1493 je rozložení hmotnosti mezi nápravami 2:3 nebo 3:2. Proto budu počítat s maximálním zatížením na jedno rameno 30 % z celkového zatížení.

$$F_r = F_{t \text{ celk}} \cdot 0,3 \rightarrow F_r = 35\,000 \cdot 0,3 = 10\,500 \text{ N} \approx 1\,050 \text{ kg} \quad (3)$$

3.1.1 Návrh rozměrů + výpočet stability zvedáku

Návrh rozměrů zvedáku



Obr. 17 Pozice pro orientační návrh rozměrů [14]

Zvedák je určen pro zvedání vozidel ze skupin 1a (osobní) a 1b (lehká užitková), a proto podle tabulky základní rozměrů vozidel dle ČSN 73 6058 musí být maximální rozchod kol pro tato vozidla je 1,7 metru a rozvor 3 metry. Maximální vnější rozměry jsou 2 metry na šířku (bez zrcátek), 6 metrů na délku a 2,8 metru na výšku.

Proto byly zvoleny tyto orientační rozměry (pozice dle obr. 17):

Tabulka 2 Orientační rozměry zvedáku

Pozice	Hodnota [mm]
A	1900
B	2500
C	3350
D	2480
F	1640
J	2845

Stabilita zvedáku

Tento zvedák je určen pro vnitřní použití v prostorech s betonovou podlahou. Proto nebudu uvažovat koeficienty, které by kompenzovaly různé povětrnostní podmínky.

Jelikož navrhuji dvousloupový zvedák, klopň moment, a tedy i stabilitu v příčném směru mohu zanedbat. Navíc proti tomuto klopň momentu zabraňuje speciální tvar spodní desky sloupu, a také osm kotvících šroubů M16 v každé desce.

Klopň moment v podélném směru auta bude vytvářet pouze rozložení váhy mezi přední a zadní nápravou automobilu. Ta je běžně rozložena v poměru 3:2 nebo 2:3 a pokud uživatel vždy dá vozidlo tak, že je přejezdový práh cca uprostřed rozvoru kol, klopň moment bude nízký. Proti klopň momentu bude opět bránit spodní deska sloupu a také 8 kotvících šroubů M16 v každé desce.

3.2 Volba hydraulického válce

Jednočinný hydraulický válec – tzv. plunžr je přímočarý hydromotor, který přeměňuje tlakovou energii vřáněného hydraulického oleje na přímočarý pohyb v jednom směru (pouze výsuv). Zpětný pohyb pístu musí být zajištěn vnější silou (v našem případě gravitace).

Vybral jsem hydraulický válec ZH-PL od výrobce HYDRAULICS s.r.o. s průměrem pístní tyče $d=50$ mm a zdvihem $z_p=950$ mm. [16]

3.2.1 Výpočet síly působící na hydraulický válec

Bezpečnost byla zvolena dle normy pro zvedací zařízení ČSN ISO 4301-1. Bezpečnost zvolena jako $k=2$, tíhové zrychlení je $g=10$ ms⁻², počet pístů $n=2$, převod. koeficient $p=2$

Síla působící na hydraulický válec:

$$F_p = \frac{1}{n} \cdot p \cdot g \cdot k \cdot m_v = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 3\,500 = 70\,000\text{N} = 70\text{ kN}$$

(4)

Kontrola únosnosti

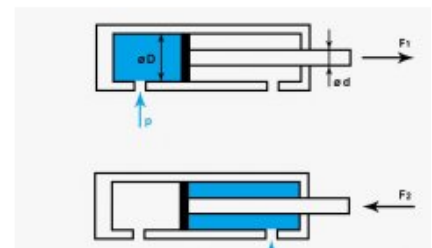
Zvolený hydraulický válec má následujícími parametry:

$\varnothing d=50\text{mm}$; $\varnothing D=63$; $z=1000\text{mm}$; $P_{\text{nom}}=20\text{MPa}$; $P_{\text{max}}=25\text{MPa}$

Ke kontrolnímu výpočtu únosnosti pístnice jsem použil výpočetní portál E-konstruktor [17]

Vstupní parametry

p tlak	<input type="text" value="24"/>	MPa
D průměr pístu	<input type="text" value="63"/>	mm
d průměr pístnice	<input type="text" value="50"/>	mm



VYPOČÍTAT

Výstupní hodnoty

F_1 síla při vysouvání válce	<input type="text" value="74.8139"/>	kN
F_2 síla při zasouvání válce	<input type="text" value="27.69"/>	kN

Obr. 18 Výpočet síly hydraulického válce [17]

Z obrázku 18 lze vyčíst, že síla, kterou dokáže válec vykonat přesahuje hodnotu potřebnou k bezpečnému zdvihání max. zatížení zvedáku.

3.3 Návrh čerpadla

Základními charakteristikami čerpadla na čerpání hydraulické kapaliny jsou maximální tlak a výtlačný výkon. Nejvyšší tlak je určen na 24MPa již z výpočtu kontroly únosnosti hydraulického válce. Je tedy zapotřebí vypočítat výtlačný výkon. Ten lze vypočítat z objemu potřebné hydraulické kapaliny k maximálním zdvihům. Ze vstupních hodnot v Tabulce 1 můžeme vyčíslit ještě stanovený čas na tento úkon.

Objem oleje na maximální zdvih jednoho hydraulického válce:

$$V = \frac{\pi \cdot (63 \cdot 10^{-2})^2}{4} \cdot \frac{1900}{2} \cdot 10^{-2} = 2,96l \quad (5)$$

Objemový průtok na zdvih obou hydraulických válců za stanovený čas:

$$Q = \frac{V}{t} \rightarrow Q = 2 \cdot \frac{2,96}{\frac{50}{60}} = 7,1 \text{ l/min} \quad (6)$$

Volím proto hydraulický kompaktní agregát složený z motoru u3-fázové 380V 4kW + hydraulické čerpadlo 9 L/min s 8l hydraulickou nádrží od dodavatele Hydrolider.eu s.r.o.

3.4 Volba materiálu

Jelikož většina konstrukce zvedáku se skládá z ocelových svařenců, na které jsou použity i normalizované profily, vybírám na použití tyto materiály:

Tabulka 3 Použité materiály pro konstrukci a jejich vlastnosti [2]

Označení dle ISO	Označení dle ČSN	Re [MPa]	Použití	Vlastnosti
S355J2H	11 503	355	Normalizované profily	Dobrá svařitelnost
S355JO	11 523	355	Svařované konstrukce	
16MnCr5	14 220	590	Čepy, kotvy; vysoce namáhané součásti	Ocel k cementování s velkou pevností v jádře

3.5 Konstrukce zdvihacích ramen

Jak jsem již psal na straně 12, ramena jsou symetrická, a to hned z několika důvodů. Díky tomu získáme zvýšení dostupnosti, kam až ramena dosáhnou. Také tím, že všechna ramena budou identická, dosáhneme zjednodušení konstrukce, a tak by mělo dojít i ke snížení nákladů na výrobu.

Konstrukce je tvořena z normalizovaných profilů obdélníkových trubek, které jsou svařeny s ohýbanými a nařezanými pásovinami. Ramena jsou délkově nastavitelná s dorazy maximálního vysunutí. Minimální vzdálenost ramena od jeho osy otáčení je 844 mm a maximální 1643mm. Na konci ramen se nachází dosedací plocha pro výškový adaptér. Výškových adaptérů je možné použít vícero pro vhodné nastavení výšky, ve které se nachází patka s gumovou podložkou. Patka je do adaptéru zašroubována, a tak lze upravovat výšku patky vhodnou kombinací výškového adaptéru a zašroubováním patky.

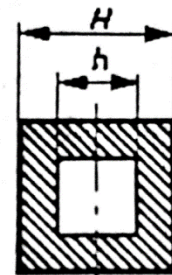
3.5.1 Pevnostní analýza zdvihacích ramen na ohyb

Dle vyjádření ze vzorce (3) max. zatížení na jedno rameno bylo vypočteno na 1050 kg tedy na 10,5 kN.

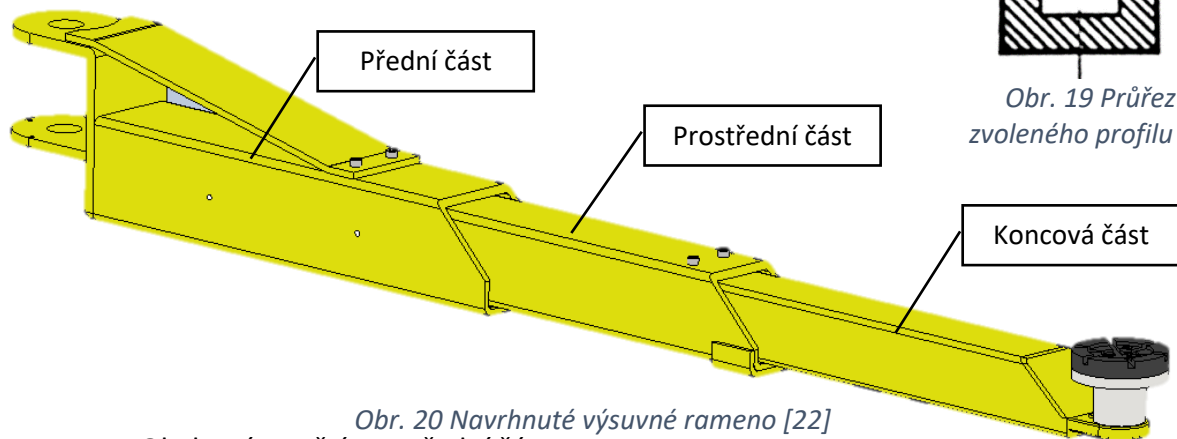
Rameno se skládá ze 3 částí. Zjednodušeně jsou to tři čtvercové trubky vložené do sebe. Výpočet je zjednodušen, každý profil je počítán zvlášť kdy je z jedné strany zatížen ohybovým momentem odpovídajícím maximální síle na konci ramena a z druhé je vetknut. Max. vysunutí pro koncovou část je $l_3 = 522,2$ mm, pro prostřední $l_2 = 408,8$ mm. Přední část je nepohyblivá, ale její délka je $l_1 = 712$ mm. Zvolené profily jsou $H_1 = 120$ mm, $H_2 = 100$ a $H_3 = 80$ mm, všechny o tloušťce stěny 8 mm. Ramena jsou z oceli S355J2H, tomu odpovídá statické dovolené napětí v ohybu $\sigma_{Do} = 150$ MPa. [18] [20]

Průřezový modul v ohybu pro čtvercovou trubku tzv. jekl:

$$W_o = \frac{H^4 - h^4}{6 \cdot H} \quad (6)$$



Obr. 19 Průřez zvoleného profilu [1]



Obr. 20 Navrhnuté výsuvné rameno [22]

Ohybové napětí pro přední část:

$$\sigma_{o1} = \frac{F_r \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{W_{o1}} \rightarrow \sigma_{o1} = \frac{10\,500 \cdot (712 + 408,8 + 522,2)}{125\,519,6} = 137,44 \text{ MPa} < \sigma_{Do} \quad (7)$$

Ohybové napětí pro prostřední část:

$$\sigma_{o2} = \frac{F_r \cdot (l_2 + l_3)}{W_{o2}} \rightarrow \sigma_{o2} = \frac{10\,500 \cdot (408,8 + 522,2)}{83\,688,1} = 116,8 \text{ MPa} < \sigma_{Do} \quad (8)$$

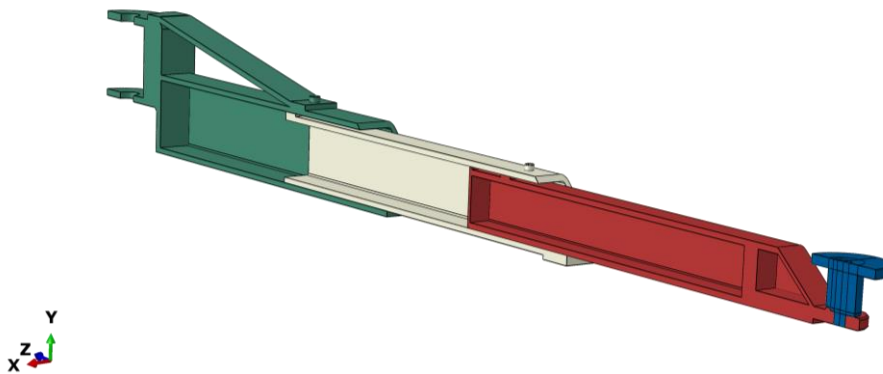
Ohybové napětí pro koncovou část:

$$\sigma_{o3} = \frac{F_r \cdot l_3}{W_{o3}} \rightarrow \sigma_{o3} = \frac{10\,500 \cdot 522,2}{50\,380,8} = 108,8 \text{ MPa} < \sigma_{Do} \quad (9)$$

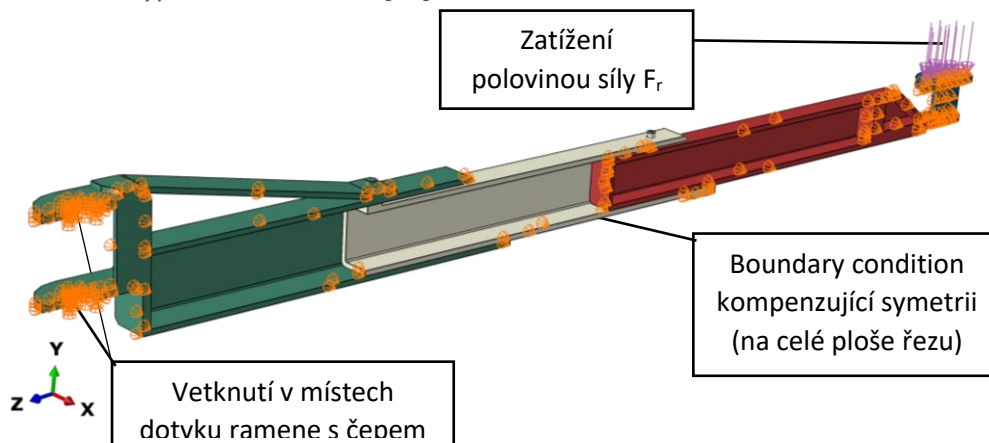
Všechny navržené profily vyhovují, jelikož ohybové napětí pro přední část není o tolik menší, než je napětí dovolené, je konstrukce doplněna vzpěrou.

3.5.2 Pevnostní analýza zdvihacích ramen na ohyb v Abaqusu

Jelikož jsou analytické výpočty částečně zjednodušené, pro kontrolu je vytvořen výpočtový model v Abaqusu. Protože jsou školní licence omezené na 250 000 notes, musí být model poloviční (rozdělen osou symetrie). Proto je osa symetrie nahrazena boundary condition, a zatížení na konci ramen je také poloviční. Konstrukce ramen je poměrně složitá a bohužel, pokaždé když jsem se snažil rozdělit části ramen tak, abych mohl použít síť ze šestistěnnů, Abaqus přestal reagovat. Proto jsem musel použít síť z čtyřstěnnů, která je méně přesná. Dále podobně jako 3D model je výpočtový model bez zobrazených svarů, které by v některých kritických místech napomohly konstrukci roznést napětí.



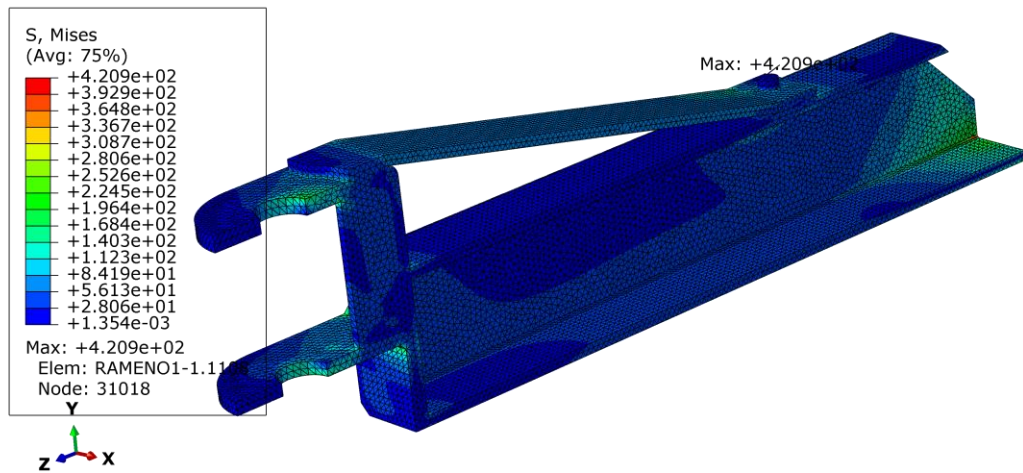
Obr. 21 Sestava výpočtového modelu [22]



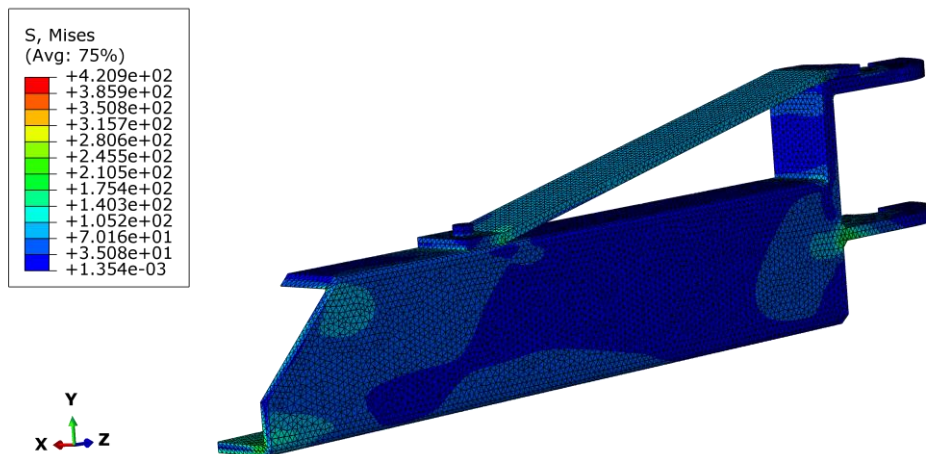
Obr. 22 Výpočtový model – okrajové podmínky [22]

3.5.2.1 Výsledky z Abaqusu

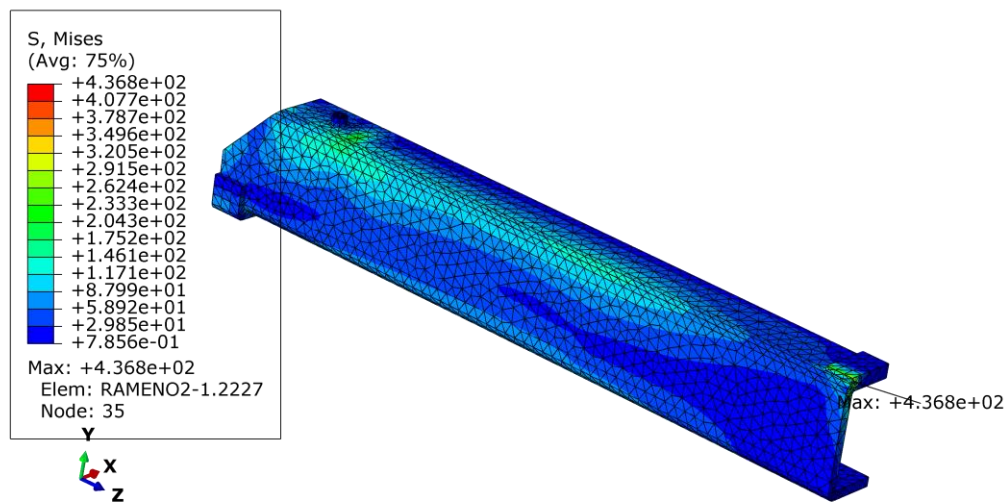
Jak lze z následujících obrázků zjistit, na většině míst ramen nepřekračuje redukované napětí přes 100MPa. Dále se zde nacházejí i kritická místa, kde napětí dosahuje 250 MPa, ale i tak nepřesahují mez kluzu, která je pro tento materiál stanovena na 355 MPa. Bohužel, se zde nacházejí i místa, která přesahují mez kluzu. Vždy se jedná o bodová místa na dotykových hranách. To je způsobeno tím, že při simulaci nedojde k dosednutí ploch, ale pouze k čárovému dotyku. V reálném prostředí by se tato hrana částečně zdeformovala, ale následně by na sebe dosedly ploch a napětí by bylo výrazně nižší.



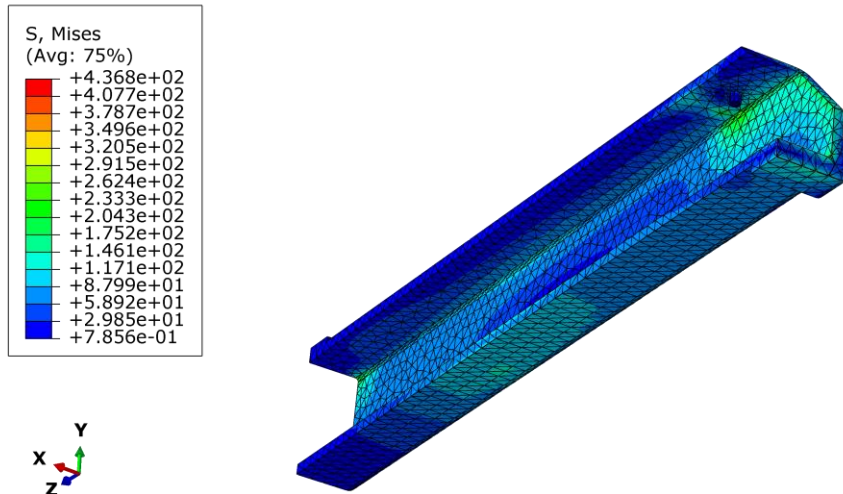
Obr. 24 Abaqus – Přední část ramene [22]



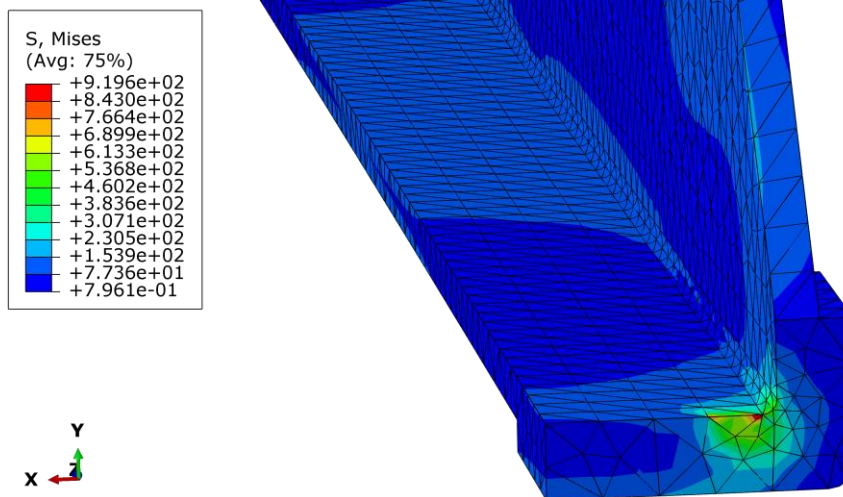
Obr. 25 Abaqus – Přední část ramene 2 [22]



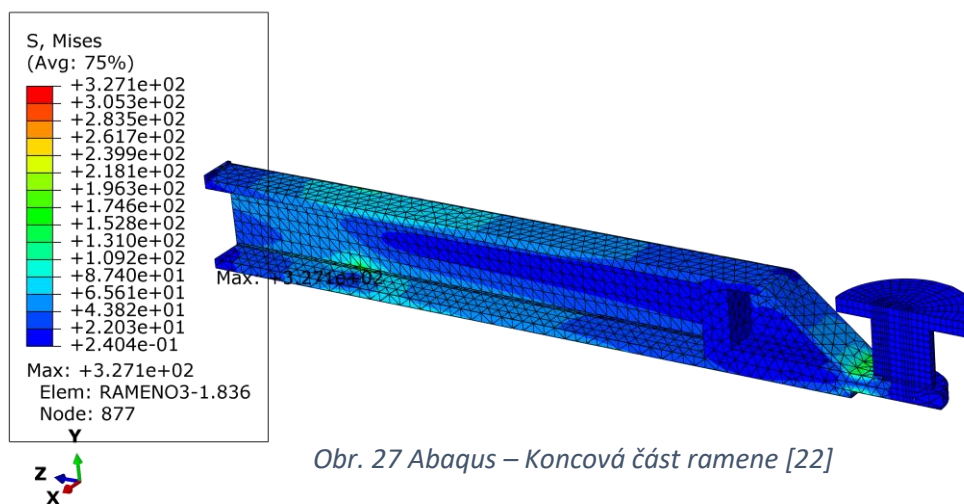
Obr. 23 Abaqus – Prostřední část ramene [22]



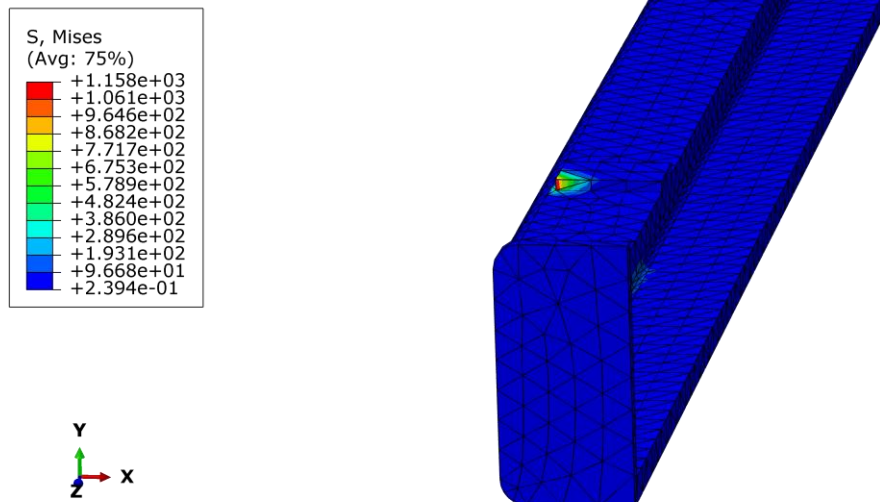
Obr. 26 Abaqus – Prostřední část ramene 2 [22]



Obr. 28 Abaqus – Prostřední část ramene – kritické bodové napětí [22]



Obr. 27 Abaqus – Koncová část ramene [22]



Obr. 29 Abaqus – Koncová část ramene – kritické bodové napětí [22]

3.5.3 Pevnostní kontrola na tlak a otláčení patky a adaptéru

Maximální zatížení na jedno rameno je 30% z celkové únosnosti zvedáku. Proto zatížení $F = 10,5$ kN. Patka s adaptérem jsou spojeny šroubením M20x1. Jelikož max. vyšroubování je pouze 35mm není třeba počítat šroub na vzpěr. Stačí pouze výpočet na tlak a otláčení závitů. Minimální počet činných závitů $z=15$. Materiál patky i adaptéru je ocel S355JO.

Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{3} \cong 118 \text{ MPa} \quad (10)$$

Dovolený tlak ve stykových plochách: $p_{Dt} = 35 \text{ MPa}$ [18]

Napětí v tlaku:

$$\sigma_t = \frac{F_r}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \rightarrow \frac{10\,500}{\frac{\pi \cdot 18,773^2}{4}} = 38 \text{ MPa} < \sigma_{Dt} \quad (11)$$

Nosná hloubka závitu:

$$H_z = \frac{d - d_3}{2} \rightarrow \frac{20 - 18,733}{2} = 0,6335 \quad (12)$$

Tlak ve stykových plochách:

$$p = \frac{F_r}{\pi \cdot d_2 \cdot H_z \cdot z} \rightarrow \frac{10\,500}{\pi \cdot 19,35 \cdot 0,6335 \cdot 15} = 18,18 \text{ MPa} < p_{Dt} \quad (13)$$

Navržený šroub vyhovuje na namáhání tlakem i na otláčení.

3.5.4 Pevnostní kontrola na tlak a otačení šroubů z Kotvy 1 a Kotvy 2

Kotva 1 je součást, která upevňuje poslední článek řetězu k pojezdovému vozíku a Kotva 2 ukotvuje druhý konec řetězu ke spodní desce sloupu. Maximální síla působící na řetěz by měla být polovina únosnosti zvedáku čili 17,5 kN. Jelikož se jedná o špatně přístupné místo, naddimenzuji zatížení na 20 kN.

K ukotvení kotvy k vozíku nebo ke sloupu slouží dva pevnostní šrouby ČSN 02 1143 M16x1-35 12.9, materiál kotvy 1 a 2 je ocel 16MnCr5. V kotvě 1 je vnitřní závit, do něhož je zašroubován šroub, zatímco Kotvou 2 pouze šroub prochází a je zašroubován do desky sloupu. Jelikož spodní deska sloupu je z oceli S355JO, a má tedy menší mez kluzu než ostatní součásti, bude dovolené napětí v tahu a dovolený tlak brán z tohoto materiálu.

Jestliže tento materiál bude mít dostatečnou pevnost, ostatní materiály budou také vyhovovat. Při návrhu uvažuji minimální počet činných závitů $z=15$,

Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{3} \cong 118 \text{ MPa} \quad (14)$$

Dovolený tlak ve stykových plochách: $p_{Dt} = 35 \text{ MPa}$ [18]

Napětí v tlaku:

$$\sigma_t = \frac{F_d}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \rightarrow \frac{20\,000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 14,773^2}{4}} = 58,34 \text{ MPa} < \sigma_{Dt} \quad (15)$$

Nosná hloubka závitu:

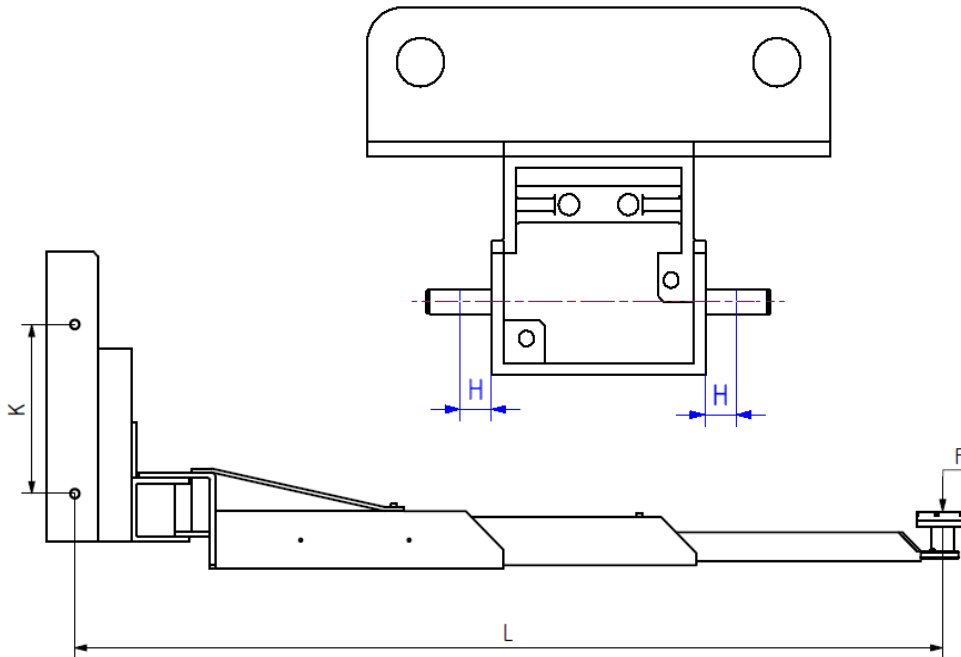
$$H_z = \frac{d - d_3}{2} \rightarrow \frac{16 - 14,733}{2} = 0,6135 \quad (16)$$

Tlak ve stykových plochách:

$$p = \frac{F_d}{2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_z \cdot z} \rightarrow \frac{20\,000}{2 \cdot \pi \cdot 15,35 \cdot 0,6135 \cdot 15} = 22,53 \text{ MPa} < p_{Dt} \quad (17)$$

Navržená závitová spojení vyhovují na namáhání tlakem i na otačení.

3.6 Těleso vozíku – výpočet namáhání koleček



Obr. 30 Vozík + Výsuvná ramena [22]

Maximální síla, která působí na vozík je rovna polovině únosnosti zvedáku čili $F = 17,5$ kN. Zároveň zatěžující síla je umístěna na nejvíce vysunutých ramenech.

Vypočtení reakčních sil z momentové podmínky rovnováhy v místě horních koleček:

$$R_{ab} = \frac{F \cdot L}{K} \rightarrow \frac{17500 \cdot 1860}{350} = 93 \text{ kN} \quad (18)$$

Z rovnice rovnováhy vychází, že reakční síla v místě spodních koleček bude stejně velká, jen opačně orientovaná jako reakce R_{ab} . Jelikož vozík má dvě kola nahoře a dvě dole, výsledná reakce na jedno kolo bude poloviční.

$$R_a = \frac{R_{ab}}{2} = 46,5 \text{ kN} = R_b = R_c = R_d \quad (19)$$

Ohybový moment:

$$M_o = R_a \cdot H \rightarrow M_o = 46\,500 \cdot 27 = 1\,255\,500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (20)$$

Dovolené napětí v ohybu pro daný materiál:

$$\sigma_{Do} = 150 \text{ MPa} [18]$$

Výpočet průměru čepu:

$$d_{\zeta} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} \rightarrow d_{\zeta} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1\,255\,500}{\pi \cdot 150}} = 44 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 45 \text{ mm} \quad (21)$$

3.7 Návrh řetězu

Řetěz je určen ke zdvihání vozíku, kdy je jeden konec přikotven ke spodní desce sloupu a druhý je připevněn na vozík. Řetěz je veden přes kladku na pístní tyči. Díky tomu je zdvih vozíku dvojnásobný oproti zdvihu pístní tyče.

K tomuto úkonu by mohlo být použito i ocelové lano, ale to se namáháním výrazně protahuje oproti řetězu a muselo by se často napínat, proto jsem zvolil řetěz.

Nejvhodnější typ řetězu pro tento způsob namáhání jsou Flyerovy řetězy. Používají se všude tam, kde je třeba zdvihát, napínat nebo táhnout náklad a pro funkčnost a bezpečnost je třeba vysoká mez únavy. Řetěz je namáhán na tah, a to silou odpovídající polovině únosnosti zvedáku, tedy 17,5kN. Proto jsem zvolil Flyerův řetěz 4x4 s roztečí 12,7 mm dle americké normy ISO 4347 od výrobce IWIS. Tento řetěz má minimální pevnost v tahu 44,5 kN a má tak dostatečnou bezpečnost proti přetržení. Je zapotřebí 184 článků dlouhý řetěz. [19]

3.8 Synchronizace zvedání

Při zvedání těžkých břemen na více než jednom místě je důležité, aby se všechna místa zvedaly stejně a nedocházelo tak k nebezpečnému naklápění. U dvousloupového zvedáku je tedy nutné synchronizovat zvedající se ramena. Jsou dvě cesty, jak toho dosáhnout, a to buď mechanicky, nebo elektronicky.

Synchronizace elektronická je dražší a náchylnější k poruše oproti té mechanické. Bylo by potřeba odměřit přesnou pozici jednotlivých vozíků, dva elektronicky řízené hydraulické rozvaděče a logické zařízení, které by to dokázalo řídit.

Mechanická synchronizace je složena ze dvou stejně dlouhých ocelových lan a několika lanových kladek. Lana přenesou zatížení mezi vozíky tak, aby se zdvihaly synchronně.

Navrhuji šestipramenné ocelové lano, konstrukce 6x19 drátů průměru 8mm s únosností 39,61 kN. [21]

Potřebná délka jednoho lana je 8000 mm. Na konce lan je třeba zalisovat lisovací koncovky se závitem M12. Díky závitu na koncích lan je lze napínat. Pro každé lano jsou použity 4 lanové kladky $\varnothing 40\text{mm}$ s kluznou vložkou PCMF 101217 E od firmy SKF.

4. 3D model konstrukce hydraulického zvedáku

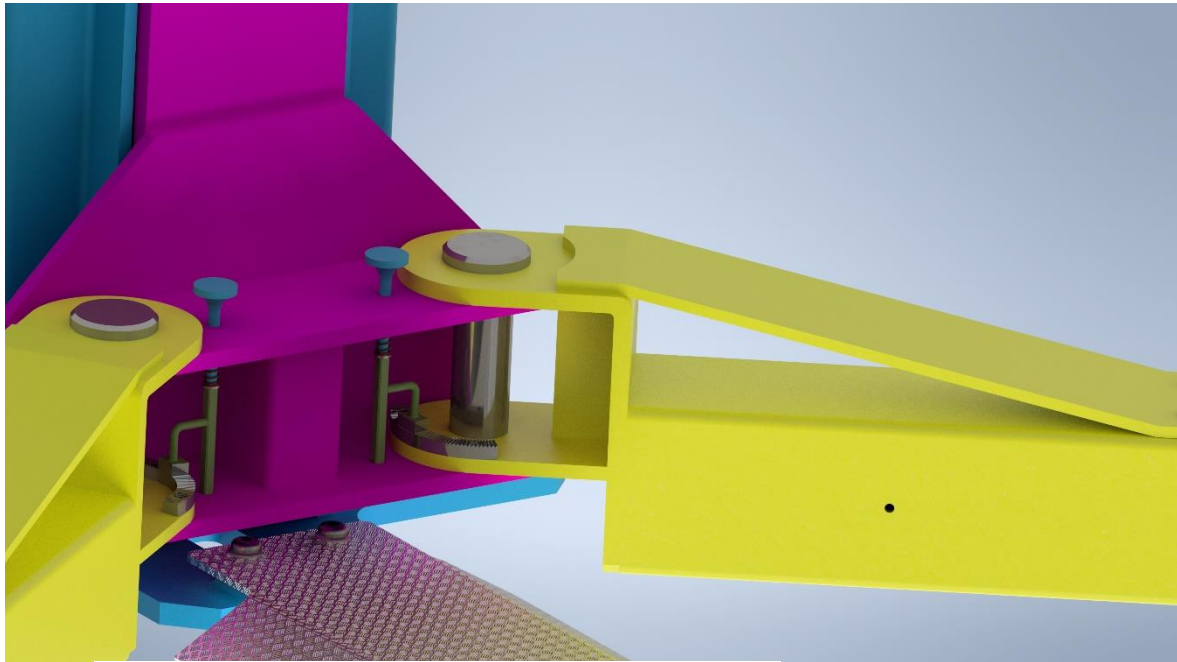
Konstrukce dvousloupového zvedáku se skládá, jak již lze poznat z názvu, ze dvou sloupů, které jsou přikotveny k zemi a zajišťují tak stabilitu celého zvedáku. Dále jsou důležitou součástí pojezdové vozíky, s jejichž pomocí hydraulický válec zvedá ramena na jejich koncích je stavitelná patka s gumou. Ta je v přímém kontaktu s vozidlem, které chceme zvednout.

Ramena jsou délkově stavitelná. K vozíku jsou zajištěna pomocí čepů, na nichž se mohou otáčet.

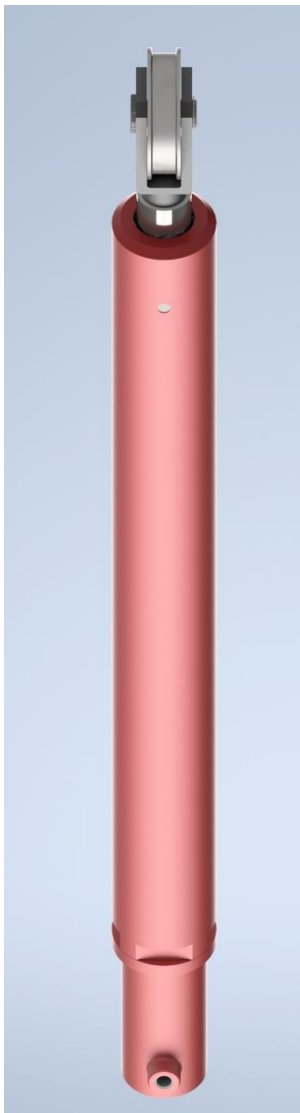
Sloupy jsou spojeny přejezdovým prahem, který chrání ocelová synchronní lana a hydraulické hadice před poškozením.



Obr. 31 3D model sestavy navrženého zvedáku [22]



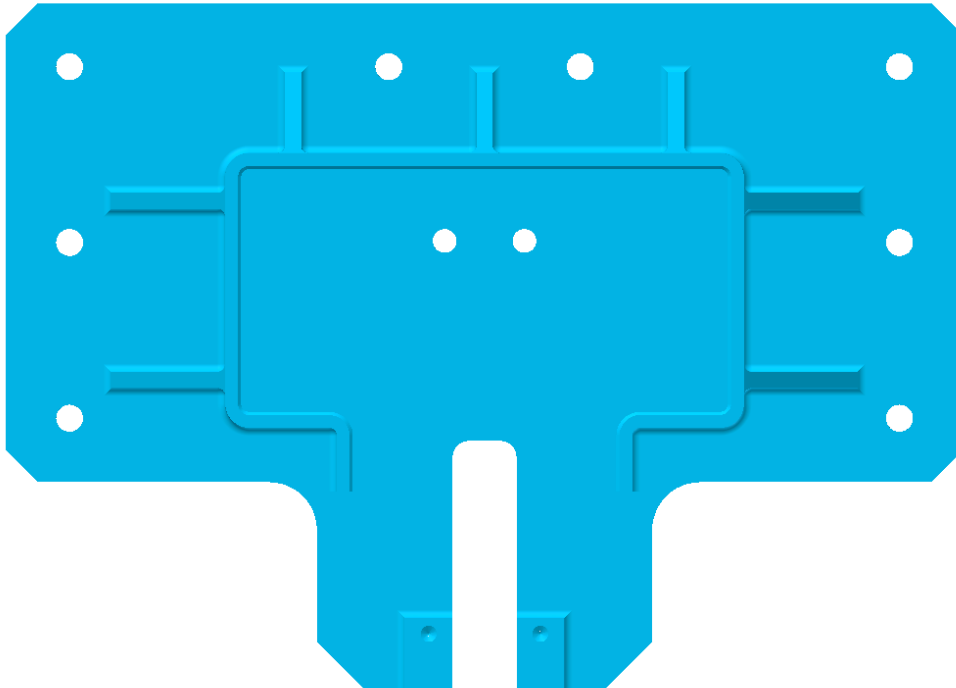
Obr. 32 Detailní pohled na uložení ramena do vozíku [22]



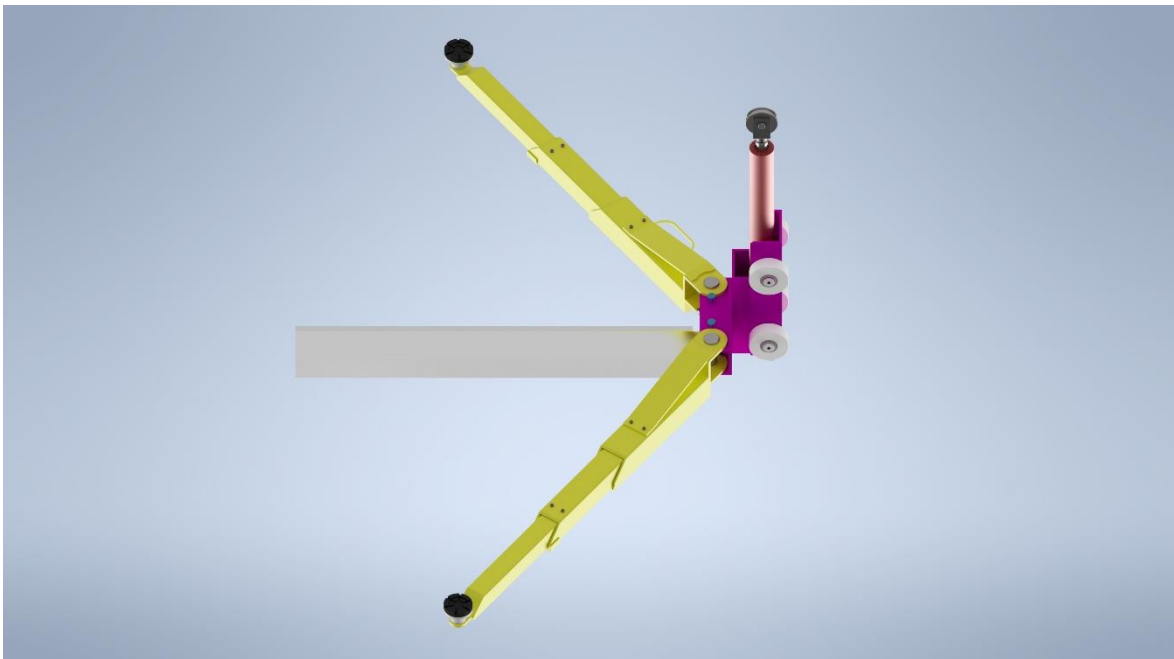
Obr. 34 Model hydraulického válce ZH-PL [22]



Obr. 33 Výsuvný ramena s patkou a adaptérem na konci [22]



Obr. 35 Sloup – pohled ze shora [22]



Obr. 36 Sestava bez sloupu [22]

5. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout zvedák do profesionálních servisů nebo autodílen ke zvedání osobních či lehkých užitkových vozidel s hmotností do 3,5 tuny.

V teoretické části jsem představil nejčastější typy zvedáků pro osobní automobily, které se používají pro domácí účely, ale i v profesionálních servisech. Uvedl jsem základní rozdělení, popsal jejich princip, vlastnosti a výhody či nevýhody, které od nich můžeme očekávat.

V praktické části jsem na základě svého technického vzdělání navrhl hydraulický dvousloupový zvedák. Vyprojektoval jsem zvedák tak, aby byl vhodný jak pro profesionální účely, kdy je třeba mít dostatečný dosah ramen kvůli užitkovým vozidlům tak i do středně velké garáže s vysokým stropem. Přednostmi tohoto zvedáku je jeho univerzálnost. Má symetrická výsuvná ramena s velkým rozpětím. Minimální vysunutí ramene je 843mm a je možné je vysunout až na 1643mm. Je tady jedno, zda vozidlo zaparkujeme popředu či pozadu.

Při navrhování nejvíce namáhaných součástí byly provedeny pevnostní výpočty, pro ověření jejich bezpečnosti. Při návrhu ramen byl navíc vytvořen jejich výpočtový model v Abaqusu. Ten potvrdil již spočtené analytické výpočty na ohyb jejich nosníků. Mimo to ukázal také bodová místa, kdy redukované napětí výrazně přesahovalo mez kluzu materiálu. Ačkoli bylo provedeno vícero simulací s různými úpravami, tento problém se nepodařilo opravit. Problém je způsoben při výpočtu kontaktu mezi plochami, kdy místo plošného doteku je dotyk pouze čárový. Tento problém by ale v reálném případě nenastal. Hrana by se plasticky zdeformovala a nastal by plošný dotek.

Vytvořený 3D model zvedáku je zjednodušený. Nenachází se na něm navržený hydraulický kompaktní agregát, Flyerovy řetězy, synchronní lana, ani hydraulické rozvody. Jelikož zvedák není vybaven bezpečnostními západkami, hydraulické rozvody budou složeny z dvou hydraulických zámků a třícetného šoupátkového rozvaděče. Model je doplněn o výkres sestavy zvedáku.

Myslím si, že jsem i přes malé obtíže splnil všechny cíle, vytyčené v úvodu.

6. Použitá literatura

- [1] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky 1: pro školu a praxi. Praha: Scientia, 2004. ISBN isbn80-7183-312-6.
- [2] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky 2: pro školu a praxi. Praha: Scientia, 2007. ISBN isbn978-8086960-20-3.
- [3] HRABOVKÝ, Leopold. VŠB-Elektronická podpora výuky: Jeřáby 4 In: 342.vsb [online]. [cit. 20.7.2021] Prezentace ve formátu PDF. Dostupné z: http://www.342.vsb.cz/hra42/jer_zvedaky.pdf
- [4] Jak vybrat hever / zvedák na auto [online]. [cit. 20.2.2021]. Dostupné z: <https://www.covybrat.cz/nejlepsi-hevery-zvedaky-na-auto/#rozdeleni-podle-mechanismu-a-nosne-konstrukce>
- [5] Automobilové zvedáky: mnoho typů, mnoho použití [online]. [cit. 20.5.2021]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/aktuality/automobilove-zvedaky-mnoho-typu-mnoho-pouziti>
- [6] Geko Hever nůžkový 1,5 t [online]. [cit. 2021-7-25]. Dostupné z: https://hevery.heureka.cz/geko-hever-nuzkovy-1_5-t/#utm_source=covybrat.cz&utm_medium=affiliate&utm_campaign=21031&utm_content=Text%20link
- [7] HŘEBENOVÝ ZVEDÁK – STANDARD. Brano-zz.cz [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: <https://www.brano-zz.cz/vyroba/zvedaci-zarizeni/hrebenove-zvedaky/hrebenovy-zvedak-standard/>
- [8] Diploma Resources: Draw a neat sketch of TOGGLE JACK and Screw Jack also label its parts. Diploma Resources [online]. London: mechdiploma, c2009- 2017 [cit. 20.12.2020]. Dostupné z: <http://www.mechdiploma.com/content/11-draw-neat-sketch-toggle-jack-and-screw-jack-also-label-its-parts>
- [9] Pojízdný hydraulický zvedák 2t: návod k použití [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: <https://www.svarecky-obchod.cz/dokumenty/42.02-40036.pdf>
- [10] PFAFF HWH 2K Proline. Profishop.de [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: <https://www.profishop.de/pfaff-wagenheber-hwh-2k-proline>
- [11] Balónový zvedák Air Jack 30178 [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: <https://www.torriacars.cz/balonovy-zvedak-air-jack-30178-pro-vozy-do-3-t-maxvyska-60-cm-toolcraft>
- [12] Hydraulický zvedák: Návod k použití [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: <https://www.svetlaska.cz/download/Hydraulicke%20zvedaky%20-%20Navod.pdf>
- [13] Pojízdný pístový zvedák S60-3J. Univer.cz [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: <https://www.univer.cz/pojizdny-pistovy-zvedak-s60-3j-id4244>
- [14] Dvousloupový zvedák Consul 2.30 Classic. Univer.cz [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: <https://www.univer.cz/dvousloupovy-zvedak-consul-2-30-classic-id5846>
- [15] Air jacks. Tuningblog.eu [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: <https://www.tuningblog.eu/en/categories/tuning-wiki/air-jacks-283039/>
- [16] HydraulICS Sehradice s.r.o. [online] [cit. 20.4.2021]. Dostupné z: <http://www.hydraulics.cz/24976-zhpl>



- [17] Výpočet síly hydraulického válce. E-konstrukter.cz [online] [cit. 20.4.2021].
Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/11-vypocet-sily-valce/132-vypocet-silyhydraulickeho-valce>
- [18] Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. E-konstrukter.cz [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [19] IWIS. Vysoce výkonné válečkové a dopravníkové řetězy 2020: Flyerovy řetězy [online]. [cit. 20.7.2021]. Katalog ve formátu PDF. Dostupné z: <https://www.iwis.com/as-catalogs/elite-produktova-rada-vysoce-vykonne-valeckove-a-dopravnikove-retezy-iwis-cz.pdf>
- [20] Profily ocelové uzavřené (jäckly): Čtvercové. Online.ferona.cz [online]. [cit. 20.7.2021]. Dostupné z: https://online.ferona.cz/vyhledavani/316?text=&rozmer1=&rozmer2=&rozmer3=&rozmer4=&norma=&exact_norm=0&typ_normy=0&material=0&druh=316&only_name=0&vp-page=3
- [21] Šestipramenné ocelové lano 114 drátů průměr 8mm. Safetex-shop.cz [online]. [cit. 20.7.2021] Dostupné z: <https://www.safetex-shop.cz/p/1946/sestipramenne-ocelove-lano-114-dratu-prumer-8mm>
- [22] Autor: Jaroslav Plášek

7. Seznam Obrázků

Obr. 1 Nůžkový elektrický zvedák [5]	3
Obr. 2 Hřebenový ruční zvedák [8]	4
Obr. 3 Schéma ručního hřebenového zvedáku [3]	4
Obr. 4 Geko Hever nůžkový 1,5 t [4]	5
Obr. 5 Schéma ručního šroubového zvedáku [3]	5
Obr. 6 Schéma šroubového nůžkového zvedáku [7]	6
Obr. 7 Hydraulický nůžkový zvedák SF-F3000, 3t, s přejezdem [5]	6
Obr. 8 Jedno-sloupový mobilní zvedák SF-M2500ES, 2,5t [5]	7
Obr. 9 Schéma jednoduchého hydraulického zvedáku typu panenka [11]	7
Obr. 10 Pojízdny hydraulický zvedák PROTECO 2t [8]	8
Obr. 11 Hydraulický zvedák s teleskopickým pístem – HWH 2K [9]	8
Obr. 12 Jednosloupové, dvousloupové a čtyřsloupové provedení hydraulického zvedáku od výrobce Ferdus [5]	9
Obr. 13 Pojízdny pneumaticko-hydraulický třístupňový pístový zvedák S60-3J [12]	10
Obr. 14 Pneumatický třístupňový zvedák GEKO 3t [5]	10
Obr. 15 Zdvihací vak Jack-Bag 3T [10]	11
Obr. 16 Zabudované pneumatické zvedáky pro závodní automobily [14]	11
Obr. 17 Pozice pro orientační návrh rozměrů [13]	13
Obr. 18 Výpočet síly hydraulického válce [16]	14
Obr. 19 Průřez zvoleného profilu [1]	16
Obr. 20 Navrhnuté výsuvné rameno [23]	16
Obr. 21 Sestava výpočtového modelu [23]	17
Obr. 22 Výpočtový model – okrajové podmínky [23]	17
Obr. 23 Abaqus – Prostřední část ramene [23]	18
Obr. 24 Abaqus – Přední část ramene [23]	18
Obr. 25 Abaqus – Přední část ramene 2 [23]	18
Obr. 26 Abaqus – Prostřední část ramene 2 [23]	19
Obr. 27 Abaqus – Koncová část ramene [23]	19
Obr. 28 Abaqus – Prostřední část ramene – kritické bodové napětí [23]	19
Obr. 29 Abaqus – Koncová část ramene – kritické bodové napětí [23]	20
Obr. 30 Vozík + Výsuvná ramena [23]	22
Obr. 31 3D model sestavy navrženého zvedáku [23]	24
Obr. 32 Detailní pohled na uložení ramena do vozíku [23]	25
Obr. 33 Výsuvný ramena s patkou a adaptérem na konci [23]	25
Obr. 34 Model hydraulického válce ZH-PL [23]	25
Obr. 35 Sloup – pohled ze shora [23]	26
Obr. 36 Sestava bez sloupu [23]	26

8. SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Vstupní hodnoty	12
Tabulka 2 Orientační rozměry zvedáku	13
Tabulka 3 Použité materiály pro konstrukci a jejich vlastnosti	15

9. SEZNAM PŘÍLOH

- [A] Výkres sestavy
- [B] Obrázky v plném rozlišení