



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

ZVEDÁK ZÁVODNÍHO AUTOMOBILU

RACE CAR LEVER-JACK

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN JANTAČ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. ONDŘEJ BLAŽÁK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Jantač

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 diplomové práce:

Zvedák závodního automobilu

v anglickém jazyce:

Race Car Lever-Jack

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proved'te návrh zvedacích zařízení pro různé typy závodních vozidel.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te konstrukční návrh různých typů zvedacích zařízení určených pro rychlé zvednutí soutěžního vozidla (především při výměně kola)-mechanický a hydraulický princip.
2. Proved'te konstrukční návrh zařízení pro zvedání formulových vozů ÚADI (formule SAE, formule Ford).
3. Proved'te kinematický rozbor vybraných zařízení (viz. výše) a proved'te jejich dimenzování s ohledem na předpokládaná působící zatížení.
4. Jednotlivé body zadání upřesní vedoucí práce.

Seznam odborné literatury:

[1] VLK,F. Dynamika motorových vozidel. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000.

[2] VLK,F. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. ISBN 80-234-6573-0, Nakladatelství VLK, Brno 2000.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zvedáku pro závodní automobil. Jejím cílem je navrhnout vhodný model odpovídající všem nárokům kladeným na takové zařízení. Práce je rozdělena do několika kapitol. První kapitola je převážně teoretická, zabývající se představením různých druhů zvedáků. Dále byly vytvořeny dva konstrukční návrhy (mechanický a hydraulický princip). Pro každý návrh byl proveden kinematický rozbor a pevnostní analýza vybraných členů.

KLÍČOVÁ SLOVA

zvedák, hydraulický zvedák, mechanický zvedák, rychlý zvedák

ABSTRACT

This thesis deals with a project of a lever-jack used for a race car. Its aim is to design a suitable model responding to all needs of such mechanism. The work itself is divided into several chapters. The first chapter is mainly theoretical, focusing on introduction of different types of lever-jacks. Further on, two engineering designs were created (mechanical and hydraulic). Kinematic calculation and strength calculation of some selected parts were done for each of these designs.

KEYWORDS

lever-jack, hydraulic jack, mechanical jack, quick lift jack



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JANTAČ, M. *Zvedák závodního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 69 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2011

.....

Martin Jantač



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Ondřejovi Blaťákovi Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce. Dále děkuji svým rodičům za podporu po celou dobu studia.



OBSAH

Úvod	11
1 Zvedáky – současný stav	12
1.1 Mechanické zvedáky	12
1.1.1 Hřebenový zvedák	12
1.1.2 Šroubový zvedák	12
1.2 Pneumatický zvedák	13
1.3 Hydraulický zvedák	13
1.4 Další druhy.....	14
1.4.1 Zvedák na hladké tyči.....	14
1.4.2 Hi-Lift Jack.....	15
1.4.3 Zabudovaný zvedák rallye vozu	16
1.4.4 Balónový zvedák	16
1.4.5 Autolift	16
2 Popis použitého softwaru.....	18
2.1 Systém ProEngineer.....	18
2.1.1 Tvorba modelu.....	18
2.2 Systém MD Adams.....	19
2.3 Systém Ansys.....	20
3 Zadání	21
3.1 Zatížení zvedáku.....	21
4 Hydraulický zvedák	22
4.1 Konstrukce.....	22
4.1.1 Použití.....	23
4.1.2 Sestava nádoby	23
4.1.3 Hlavní píst s pístnicí	25
4.1.4 Podávací píst s pístnicí	26
4.1.5 Pákový mechanismus	26
4.2 Hydraulický obvod	27
4.2.1 Jednosměrný ventil.....	28
4.3 Výpočet.....	28
4.3.1 Výsledné vnitřní účinky	28
4.3.2 Vstupní hodnoty	30
4.3.3 Návrh rozměrů pístu	31
4.3.4 Návrh rozměrů pístnice	32
4.3.5 Návrh rozměrů páky	33



4.4	Kinematika pákového mechanismu	35
4.4.1	Export do programu Adams	35
4.4.2	Vazby, zatížení a vyvození pohybu	36
4.4.3	Vyhodnocení potřebné síly	36
4.5	Pevnostní analýza	38
4.5.1	Analýza nosiče vozu	38
4.5.2	Analýza pístu	38
4.5.3	Analýza pístnice	39
4.6	Cenový odhad	40
5	Mechanický zvedák	41
5.1	Konstrukce	41
5.1.1	Hřeben s patkou	41
5.1.2	Jezdec s mechanismem	42
5.1.3	Páka s dorazem	43
5.1.4	Zvedání	44
5.1.5	Spouštění	45
5.2	Výpočet	45
5.2.1	Výsledné vnitřní účinky	45
5.2.2	Vstupní hodnoty	45
5.2.3	Návrh rozměrů a tvaru profilu nosníku	46
5.2.4	Výpočet kvadratického momentu pro zvolený průřez	47
5.2.5	Průřezový modu uvedeného profilu	48
5.2.6	kontrola stojny na kombinované namáhání ohyb – tlak	48
5.2.7	Volba průměru čepu	49
5.2.8	Výpočet tloušťky bočnice	50
5.2.9	Kontrola čepu na ohyb	51
5.2.10	Kontrola čepu na smyk	52
5.3	Kinematika mechanismu	52
5.3.1	Export do programu Adams	53
5.3.2	Vazby, zatížení a vyvození pohybu	53
5.3.3	Vyhodnocení ruční síly	54
5.4	Pevnostní analýza	54
5.4.1	Analýza nosiče vozu	54
5.4.2	Analýza hřebenu	54
5.4.3	Analýza západky	56
5.5	Cenový odhad	56



6 Rychlý zvedák (Quick lift jack).....	57
Závěr.....	58
Seznam použitých zkratk a symbolů	62
Seznam obrázků.....	65
Seznam příloh	67



ÚVOD

Zvedáky mohou být používány v mnoha oblastech lidské činnosti, ať už se jedná o zvedání těžkého nákladu nebo o zvedání automobilů jako takových. Největší význam však má v oblasti automobilových závodů. Na tuto oblast se bude také soustředit tato diplomová práce. Zvedák, který má být zkonstruován, by měl být používán při závodech rallye v případě defektu. Existuje mnoho druhů tohoto zařízení, avšak výrazně jsou upřednostňovány především lehké zvedáky, zejména hliníkové. Jejich výraznou výhodou je nízká hmotnost (zhruba 26 liber) při současné vysoké nosnosti (až 3000 liber).

Výměna pneumatik během závodu je klíčovým okamžikem, a i přes následnou snahu řidiče mnohdy rozhoduje o výsledku celého závodu. Drtivá většina zvedáků pro automobilové závody funguje na hydraulickém principu. Jejich velkou výhodou je snadné použití, což se projevuje i na jejich oblíbenosti pro každodenní použití.

Závodní automobily, například ty, které se používají pro rallye Paříž - Dakar, však mají oproti běžným vozům jednu specifickou úpravu. Tou je zabudování zvedáku přímo do karoserie automobilu. V případě defektu je toto zařízení ihned k použití bez nutnosti vyndání zvedáku z úložného prostoru a jeho následné instalace.

Tato diplomová práce se tedy zaměřuje na návrh zvedáku, vhodného pro automobilové závody. Jeho výhodou by měla být možnost snadné manipulace a rychlého zvednutí a spuštění vozidla. Konstrukční návrhy se budou zaměřovat na dva základní typy, a to na zvedák hydraulický a mechanický. Opomenut nezůstane ani další typ zvedáku, a to zvedák určený pro zvedání formulových vozů ÚADI. Následovat bude pevnostní výpočet a kinematický rozbor.



1 ZVEDÁKY – SOUČASNÝ STAV

Jedná se o dopravní zařízení, které slouží ke zvedání různých břemen do výšky. Ta se může pohybovat v řádech několika centimetrů až několika metrů. Jejich hlavním kritériem, podle kterého se dají zvedáky dělit, je podle přenosu zdvihací síly, a to na mechanické, pneumatické, hydraulické, kombinované.

1.1 MECHANICKÉ ZVEDÁKY

U těchto typů zvedáků se pomocí mechanických členů zdvihací síla přenáší na pohybové šrouby, ozubené převody, systémy pák atd. Tyto zvedáky pohání elektromotory, nebo je pohon ruční.

1.1.1 HŘEBENOVÝ ZVEDÁK

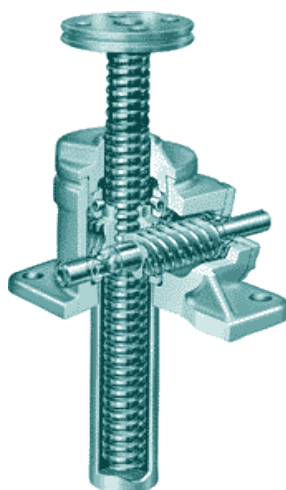
Jedná se o zvedák, který je vybaven tyčí s hřebenovým ozubením. Tato tyč je ukryta v plechové skříni. Síla pro pohon se přenáší z kliky přes ozubený převod na pastorek a ozubenou tyč. Polohu udržuje systém rohatky a západky. Nosnost těchto zvedáků je kolem 2 – 20 tun.



Obr. 1 Hřebenový zvedák [5]

1.1.2 ŠROUBOVÝ ZVEDÁK

U šroubových zvedáků postačuje několikrát menší síla, abychom zvedli stejné břemeno jako u hřebenového zvedáku. To je dáno šroubovým převodem použitým u tohoto typu. Matice je uložena vsuvně v tělese zvedáku a tím, že otáčíme šroubem, břemeno stoupá nebo klesá. Používají se na zvedání břemen do hmotnosti cca 35 tun. Vzhledem k použití šroubového mechanismu, je účinnost tohoto zvedáku velmi malá.



Obr. 2 Šroubový zvedák [20]

1.2 PNEUMATICKÝ ZVEDÁK

Tyto zvedáky se používají pro menší hmotnosti. Fungují na principu měchu (vlnovce), do kterého se vhání stlačený vzduch, a tím zdvihá břemeno. Tyto zvedáky jsou z bezpečnostních důvodů vybaveny mechanickým bezpečnostním zařízením, které zabraňuje poklesu břemena při poklesu tlaku vzduchu v měchu.

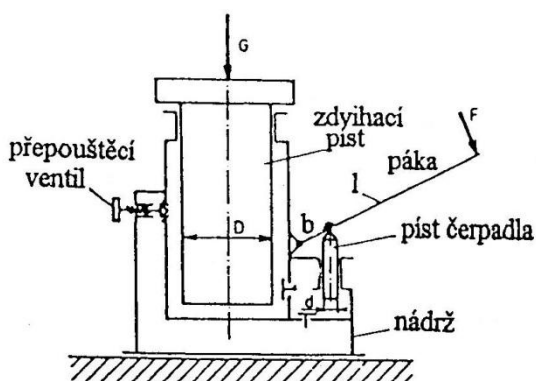


Obr. 3 Pneumatický zvedák [8]

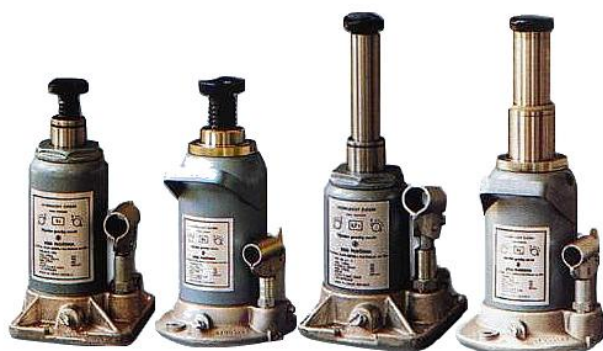
1.3 HYDRAULICKÝ ZVEDÁK

Jsou hojně používány a jejich hlavní součástí jsou dva písty (velký a malý), mezi nimiž je uzavřená kapalina. Působením na malý píst kapalina přenesete tuto sílu na píst druhý. Vše pracuje na principu Pascalova zákona. Princip zvedáku je vysvětlen na Obr. 4. Tlaková kapalina je uzavřena v nádrži. Před zvedáním břemene uzavřeme přepouštěcí ventil. Působením silou F na páku zvyšujeme svou sílu, která působí na píst čerpadla (malý píst) v daném převodu na jednozvrtné páce. Pohybem pístu čerpadla pumpujeme kapalinu z nádrže přes přepouštěcí a výtlačný ventil do prostoru pod velký píst, a tím se zdvihá

břemeno o hmotnosti G na něm umístěné. Pokud chceme břemeno spustit, odpustí se kapalina z prostoru pod pístem povolením přepouštěcího ventilu a ta přeteče zpět to nádrže. [31] [14]



Obr. 4 Schéma hydraulického zvedáku [31]



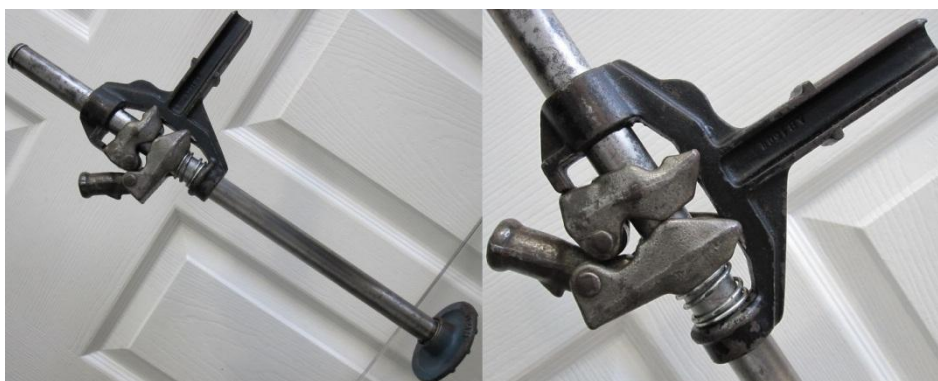
Obr. 5 Hydraulický zvedák [32]

1.4 DALŠÍ DRUHY

S většinou výše uvedených typů zvedáků se obyčejný člověk dostane běžně do styku. Existují však některé druhy zvedáků, které nejsou tak často k vidění. Nyní budou uvedeny některé druhy zvláštních druhů zvedáků. Jsou zvláštní buďto svým provedením, anebo systémem zvedání a spouštění.

1.4.1 ZVEDÁK NA HLADKÉ TYČI

Byl používán například u vozů Porsche 911T a také u tuzemských vozů Aero Minor. Jejich hlavní částí je hladká tyč, po které se pohybuje systém pák, které se vlivem vzpříčení na hladké tyči pohybují nahoru a dolů. Tím je vozidlo zvedáno, nebo spouštěno. [24]



Obr. 6 Zvedák Porsche 911T [13]



Obr. 7 Zvedák Aero Minor

1.4.2 HI-LIFT JACK

Jedná se o zvedák amerického původu vyvinutého především pro příznivce off-road vozů, farmáře a záchranné složky. Jeho hlavní nosnou částí je děrovaný I profil, po kterém se posouvá jezdec se stoupacím a pojistným kolíkem zapadajících do otvorů na profilu. Společnost Hi-Lift Jack dodává mnoho příslušenství pro rozšíření možností použití zvedáku. [16]



Obr. 8 Hi-Lift Jack [16]



1.4.3 ZABUDOVANÝ ZVEDÁK RALLYE VOZU

V závodech, jako je například závod rallye Paříž – Dakar, používají automobilové společnosti zabudované hydraulické zvedáky v prazích vozu. Tím odpadá manipulace s příručním zvedákem a několikrát se tím urychlí výměna pneumatiky, nebo jiná potřebná oprava vozu. V dnešních závodech už nerozhodují hodiny, ani minuty, nýbrž vteřiny. [17]



Obr. 9 Volkswagen Touareg [15]

1.4.4 BALÓNOVÝ ZVEDÁK

Jedná se o nafukovací měch ve tvaru krychle, který se vkládá pod práh vozidla. Tento zvedák slouží především pro zvednutí vozidla při výměně kol, nebo nasazování sněhových řetězů. K jeho naplnění se používají výfukové plyny z výfuku vozidla. Pokud tedy má dojít k vyždvižení vozidla, necháme běžet motor na volnoběh a napojíme hadici na výfuk. Když dojde k vyždvižení vozidla do požadované výšky, hadici odpojíme. Aby nedošlo k samovolnému vypuštění měchu, je hadice vybavena zpětným ventilem. [3]



Obr. 10 Balónový zvedák [3]

1.4.5 AUTOLIFT

Zvedák Autolift patří mezi novinky na našem trhu. Tento zvedák dokáže zvednout automobily až do výše 60cm nad zem, dá se použít pro všechny automobily do hmotnosti dvou tun. Jeho velkým kladem je také možnost použití bez jakéhokoliv poškození karoserie, především tedy prahových nosníků. Autolift 2000 měří na délku 1,25 m a na šířku 1,56 m, hmotnost dosahuje zhruba 48 kg. Mezi jeho největší výhody bezpochyby patří již zmíněná skladnost, ale také možnost překlápění vozu, čímž se usnadní přístup k méně dosažitelným částem vozu, a



snadná manipulace. Vzhledem ke svým vlastnostem se hodí spíše do profesionálních autoopraven, nicméně své využití jistě najde i na závodech a výstavách. Ke zvedání vozu se používá buď ruční klička, nebo elektrická vrtačka. [19]



Obr. 11 Autolift - postup při zvedání vozu [7]



2 POPIS POUŽITÉHO SOFTWARE

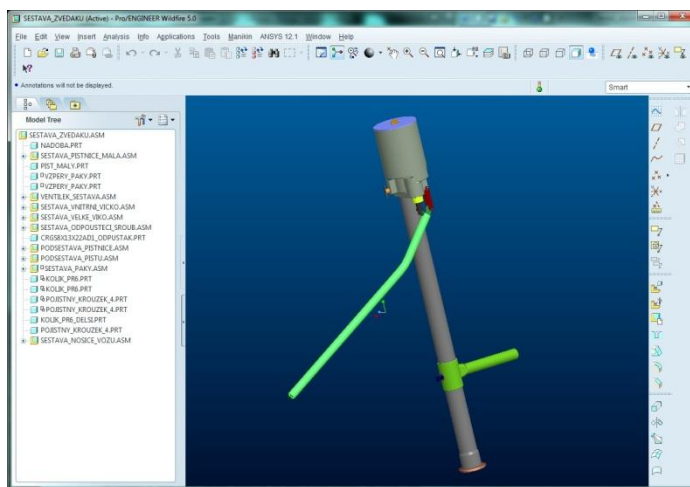
K vytvoření své diplomové práce jsem využil počítačových systémů používaných na našem ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Jedná se hlavně o čtyři základní programy, jako je program ProEngineer, který byl použit pro tvorby modelů. Dále program MD Adams, který posloužil pro ověření kinematických vlastností modelů, a jako poslední pro vyhodnocení zátěžných stavů bylo použito MKP programu Ansys. Pro zjednodušení výpočtové části zvedáku byl použit program Mathcad, ze kterého byl následně výpočet přepsán.

2.1 SYSTÉM PROENGINEER

Jedná se o program od firmy PTC (Parametric Technology Corporation). Bylo využito verze programu Pro/Engineer Wildfire 5.0. Jedná se o parametrický objemový modelář, pomocí kterého je možno vymodelovat jednotlivé díly i jejich sestavy. Další funkcí tohoto programu je i tvorba výkresové dokumentace z modelů.

2.1.1 TVORBA MODELU

Vytváření je obdobné jako u většiny parametrických modelářů. Liší se jen v jiném sledu operací při tvorbě modelu. V pracovním prostředí programu, jak je vidět na Obr. 12, se na pravé straně nachází panel, ze kterého se vybere operace, kterou chce provést. Například vytažení, rotování profilu kolem osy a další. Poté se vytvoří náčrt, který se zakótuje, a dojde k následnému vymodelování jednotlivých částí. Jednotlivé provedené úkony se zobrazují v levé straně obrazovky v modelovém stromu. Model by se měl vytvářet postupným odebíráním materiálu z prvně vymodelovaného polotovaru, jako tomu je přímo při výrobě dílu. Tento postup je lepší v tom, že je možné model použít i jako program pro CNC centrum a následnou výrobu dílu.



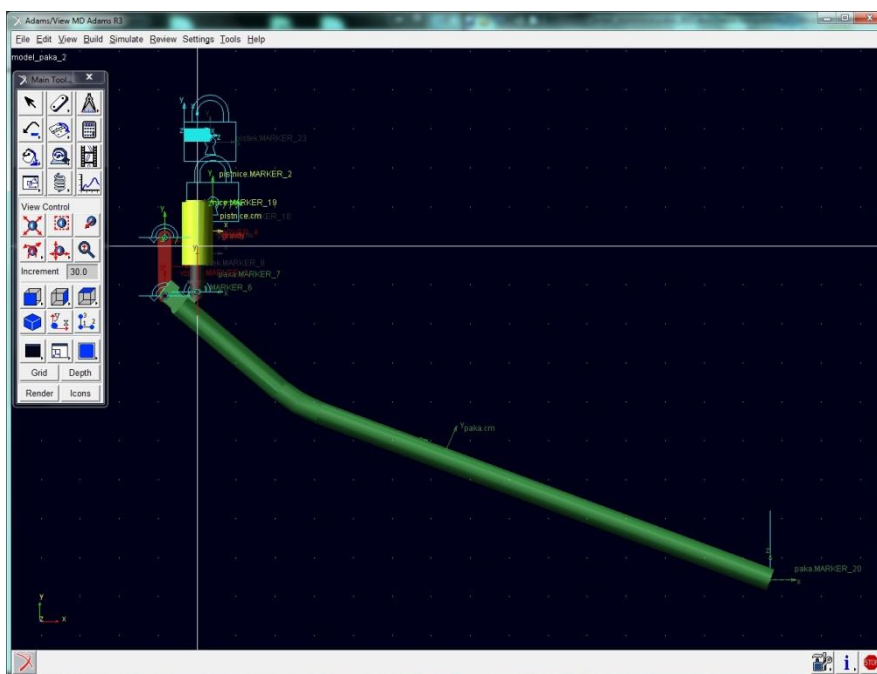
Obr. 12 Pracovní prostředí programu ProEngineer



Pracovní prostředí programu je k uživateli celkem přívětivé. Nahoře je nabídka programu, pod ní se nachází panel s tlačítky pro správu jak programu, tak modelu. Na levé straně, jak už bylo zmíněno, se nachází modelový strom. Na pravé straně je umístěn panel s tlačítky pro tvorbu modelu, nebo sestavy. Mezi modelovým stromem a panelem s tlačítky se uprostřed nachází pracovní plocha.

2.2 SYSTÉM MD ADAMS

Systém Adams se skládá z několika částí jako je Adams View, který byl používán v rámci diplomové práce, dále Adams Solver, Adams Car a další. Tento program slouží k vytvoření modelu a k následnému měření a vyhodnocování kinematických vlastností modelu. Ten je tvořen buďto přímo v programu, kde se vytvoří v souřadném systému markery, které slouží jako úchytné body pro jednotlivé prvky modelu, jako jsou například prvky typu link, plate, dále různé pružiny, síly aj. Aby bylo dosaženo požadovaného výsledku, je nutné také jednotlivé prvky pospojovat, a to kinematickými vazbami jako je například vazba rotační, sférická a další. Jednotlivým prvkům jde přiřadit hmotnost, momenty setrvačnosti a další vlastnosti. Jako poslední krok je spuštění simulace modelu a následné vyhodnocení výsledků například v podobě grafů s využitím funkce Plotting. Další možností, jak dostat model do programu Adams, je import modelu z jakéhokoliv programu pro modelování jako je např. program ProEngineer a to tak, že dojde k uložení modelu ne s příponou daného programu, ve kterém se model nachází, ale s příponou podporovaného typu souboru vhodného pro export a následný import do programu Adams. V našem případě bylo použito typu IGES (*.igs) a Parasolid (*.x_t).



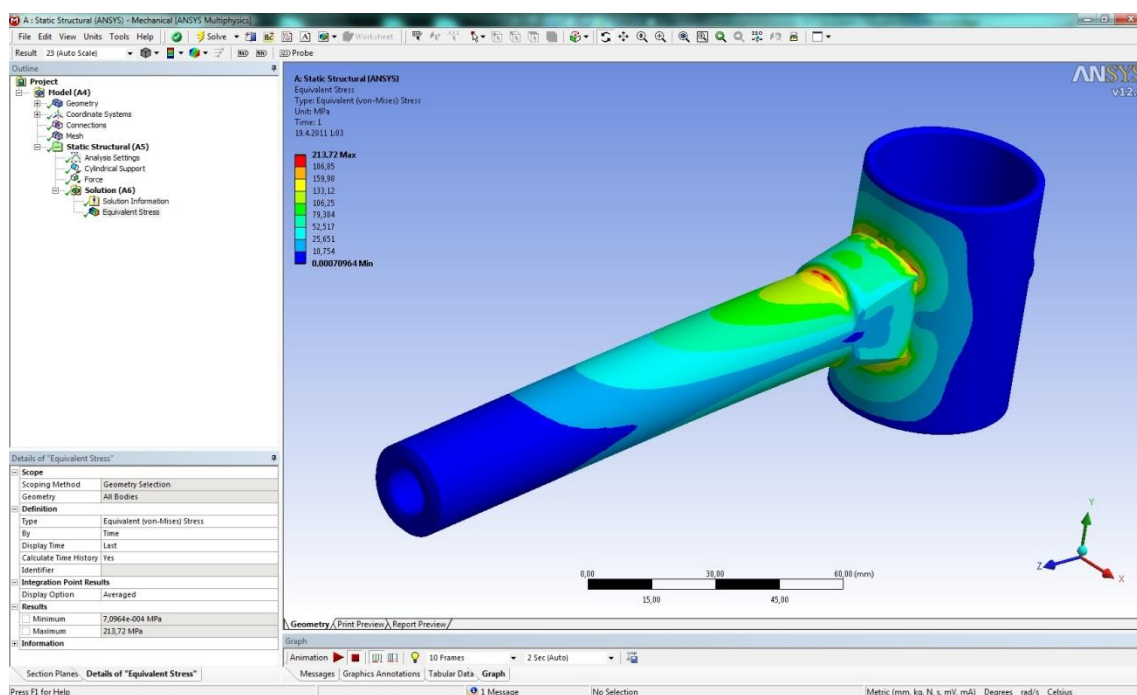
Obr. 13 Pracovní prostředí MD Adams



Na Obr. 13 je vidět pracovní prostředí programu Adams View. Většinu zabírá pracovní plocha programu, doplněná v záhlaví o nabídku programu a po levé straně panel s nástroji pro tvorbu a správu modelu.

2.3 SYSTÉM ANSYS

Jedná se o specializovaný systém využívající Metodu konečných prvků pro svůj výpočet. Program má dvě verze, a to Ansys klasický a Ansys Workbench. Byla zvolena možnost využití verze Workbench, a to z několika důvodů. Jedním z nich, ne tak důležitým, je příjemnější prostředí pro uživatele a intuitivnější práce s programem. Ale hlavní předností je propojení s programem ProEngineer. Výhoda spočívá v tom, že po dokončení jednotlivých dílů v modeláři stačilo v záhlaví programu kliknout na ikonu programu Ansys Workbench a ihned došlo k inportu modelu do prostředí Ansys. Jako první došlo k výběru zatěžování a pro náš případ postačilo pouze statické. Poté bylo zapotřebí model „vysít“ ovát“, použitím vazeb model upevnit a zatížit, aby došlo k jeho namáhání jako v reálném provozu. Následně došlo k výběru cíle řešení, například určení deformace, napětí atd. a došlo ke spuštění výpočtu. Pokud po proběhlém výpočtu byly deformace, nebo napětí příliš velké, stačilo pouze se vrátit do modelu v programu ProEngineer, zde provést potřebné úpravy a poté jednoduše v programu Ansys Workbench provést update modelu.



Obr. 14 Prostředí programu Ansys Workbench

Jak je vidět na Obr. 14, prostředí se velmi podobá prostředí v programu ProEngineer. Nahoře se nachází nabídka programu doplněná o tlačítka pro správu a pohyb s modelem. Vlevo je vidět strom s jednotlivými fázemi potřebnými pro spuštění výpočtu. Většinu zabírá pracovní plocha s modelem součásti. Pod plochou se nachází lišta pro spuštění animace s průběhem namáhání.



3 ZADÁNÍ

Jak už bylo zmíněno, cílem bylo navrhnout zvedák, se kterým dojde k rychlému zvednutí a spuštění břemene, v tomto případě převážně závodního vozu. Dále kompaktní, především co se rozměrů a hmotnosti týče, nenáročný zvedák.

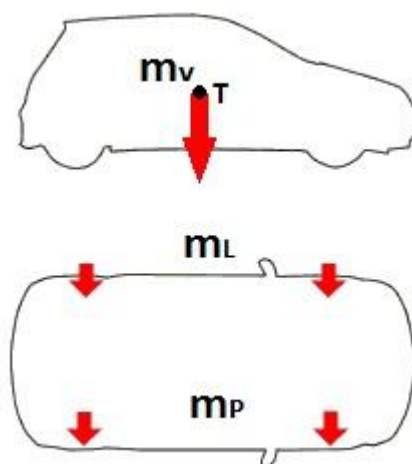
Aby bylo dosaženo těchto parametrů, byly vybrány dvě koncepce zvedáků. Jedna koncepce je založena na hydraulickém principu zvedání a spouštění břemene. Druhá koncepce je založena na systému rohatky a západky pohybující se po hřebeni, a díky tomu dochází k velkému zdvihu břemene na jeden pohyb pákou.

3.1 ZATÍŽENÍ ZVEDÁKU

Po dohodě s vedoucím diplomové práce bylo zvoleno zatížení pro zvedák 800 kg. Důvodem této volby bylo, že zvedákem při jeho použití nebude zvedána celá hmotnost vozidla tj. $m_v = 1800$ kg najednou, ale pouze jeho část.

Vzhledem k tomu, že zvedák je především určen pro rychlou výměnu kola při defektu, nedojde tedy k zvedání celé hmotnosti vozu m_v , která působí v těžišti T , ale pouze její části a to zejména pravé m_P nebo levé m_L poloviny vozu. Tato hmotnost je dána jednoduchou rovnicí (1).

$$m_P = \frac{m_v}{2} \quad (1)$$



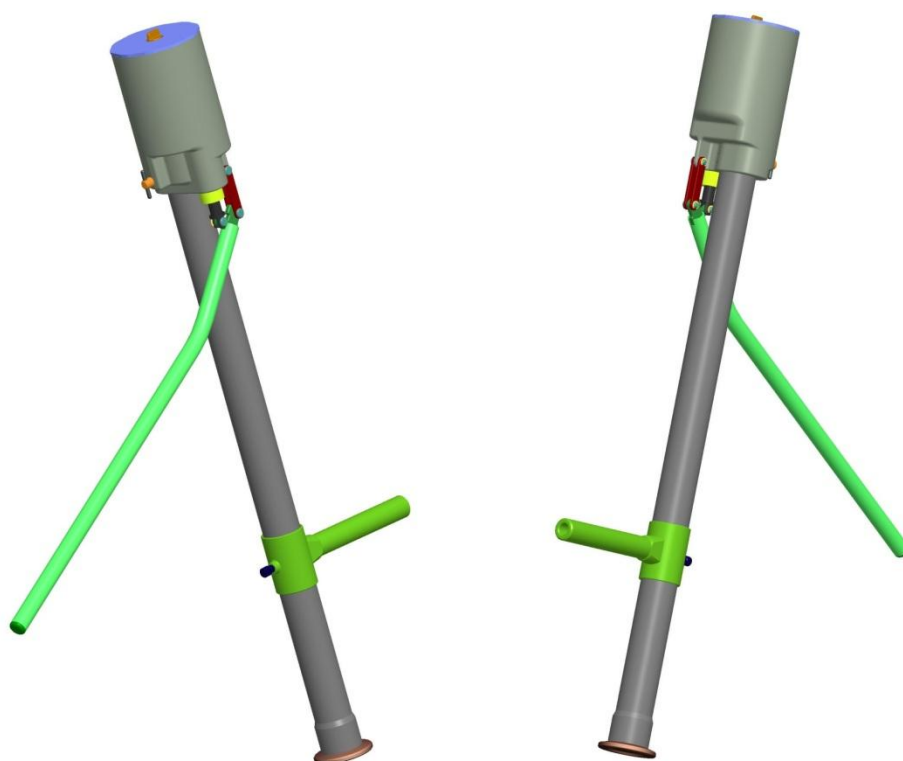
Obr. 15 Rozložení hmotnosti vozu



4 HYDRAULICKÝ ZVEDÁK

4.1 KONSTRUKCE

Jako první typ zvedáku bude představen zvedák, založený na hydraulickém principu. Jeho hlavní částí je nádoba, ve které je systém kanálků propojující zásobník oleje s podávacím pístkem a hlavním zdvihacím pístem. Tato nádoba slouží jako jakýsi spojovací a úchytný člen pro všechny potřebné součásti zvedáku. Jedná se například o pístnici, která je spolu s pístem hlavní nosnou částí zvedáku, a dále o podávací píst s pístnicí a pákou, který slouží pro pumpování oleje do prostoru nad hlavním pístem.



Obr. 16 Hydraulický zvedák

Jeho hlavní předností je celková hmotnost 6 kg. Ke zdvihnutí břemene o 10 mm je zapotřebí zhruba dva až tři pohyby pákou. Zdvih zvedáku pomocí pístnice je 450 mm. Tento zdvih je možno využít téměř v každé situaci v celém svém rozsahu. Umožňuje to posun nosiče vozu po pístnici do potřebné počáteční výšky, aniž by bylo nutné spotřebovat nějakou část vlastní výšky zdvihu. To znamená, že není nutné zvedat zvedák, aby došlo k nasazení zvedáku například do prahu vozu. Tento chod se nahradí posunem nosiče vozu, který je možno dát do výšky 65 mm až 540 mm nad zem. Pro pohon je použit hydraulický olej, jehož množství ve zvedáku je 0,49 litru.

K utěsnění jednotlivých komponentů zvedáku tak, aby nedocházelo u úniku hydraulického oleje, byla zvolena hydraulická těsnění od firmy SKF [28]



4.1.1 Použití

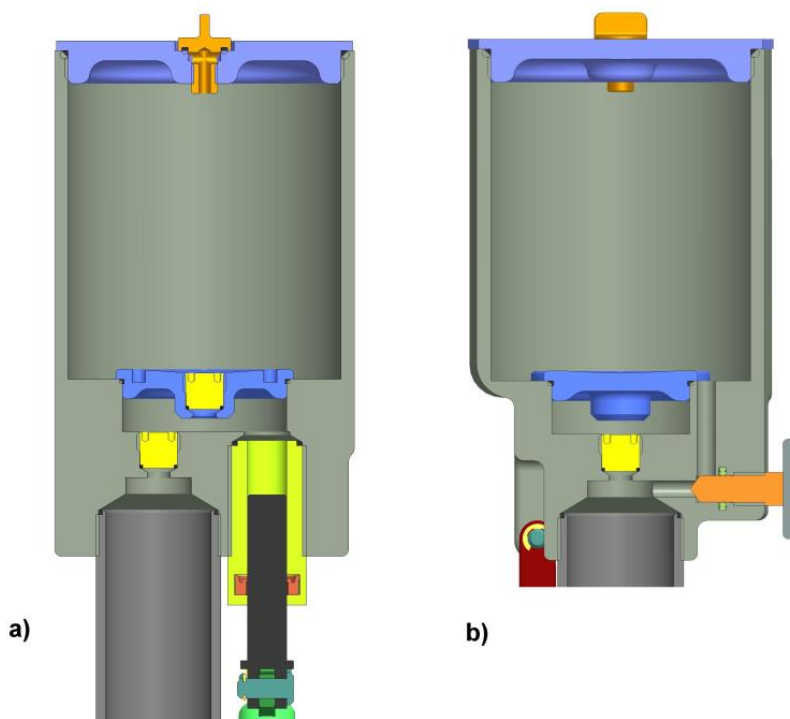
V případě použití tohoto zvedáku je zapotřebí mít zvedák spuštěn, tzn. píst je zasunut v pístnici. Následuje nastavení výšky nosiče vozu podle výšky otvoru v karoserii od země a jeho zaaretování šroubem, ve kterém dojde k zastrčení nosiče do otvoru ve vozu. Před následným započítáním pumpování je nutné povolit odvzdušňovací šroub ve víku nádoby (o jednu až dvě otáčky), aby docházelo k odvzdušnění prostoru nádoby. Dále je zapotřebí ujistit se, že odpouštěcí šroub pro spouštění je dotáhnut. V této chvíli může dojít k pohybování páky nahoru a dolů, což způsobí transfer oleje a zapříčiní zvedání břemene.

Po dokončení činnosti, kvůli které byl automobil zvednut, je zapotřebí ho také spustit. Za tímto účelem je zvedák opatřen odpouštěcím šroubem. Jeho povolením dojde k přepouštění oleje zpět do zásobního prostoru, a to způsobí spouštění břemene. Rychlost spouštění se dá regulovat množstvím otáček odpouštěcího šroubu.

Po úplném spuštění vozu je dobré zvedák zatlačit tak, aby se spodek pístnice opřel až o podstavec. V této chvíli zatáhneme odpouštěcí šroub, aby byl zvedák připraven k dalšímu použití, a dotáhneme vrchní odvzdušňovací šroub, aby při manipulaci se zvedákem nedošlo k úniku hydraulického oleje.

4.1.2 SESTAVA NÁDOBY

Jak už bylo zmíněno, nádoba je složena z prostoru pro zásobu hydraulického oleje, vnitřního a vnějšího víčka, dvou jednosměrných ventilů a systémů kanálků pro propojení jednotlivých prostor. Spodní dva otvory slouží pro připevnění velké a malé pístnice. Oko na nádobě je pro připevnění vzpěry páky.

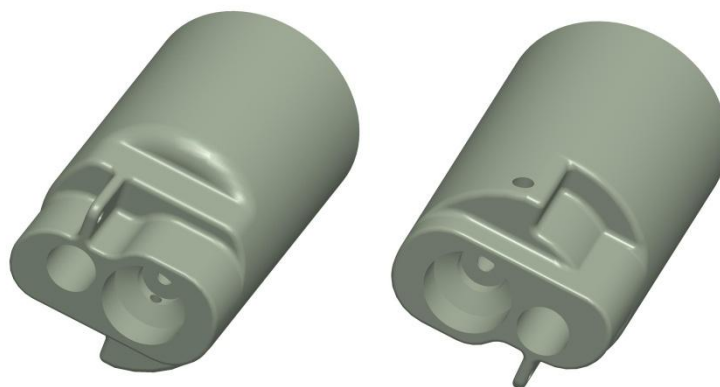


Obr. 17 Řez nádobou: a) osový řez b) řez osou přepouštěcího kanálku



NÁDOBA

Materiál nádoby je vzhledem ke svým rozměrům a nárokům na hmotnost zvedáku jako sestavy, volen ze slitiny hliníku EN AW-5083 (AlMg4,5Mn0,7).

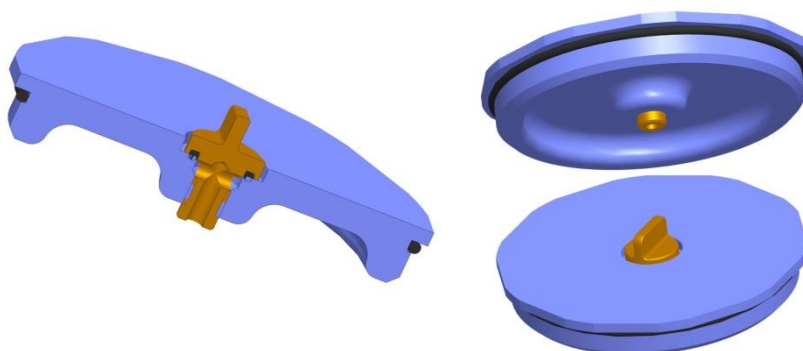


Obr. 18 Nádoba

VNĚJŠÍ VÍČKO

Víčko je stejně jako nádoba vyráběno ze slitiny hliníku. Uprostřed je zapuštěný otvor se závitem, ve kterém je umístěn odvzdušňovací/plnicí šroub. Šroub musí být před použitím zvedáku o dvě až tři otáčky povel, aby docházelo k odvzdušňování prostoru nádrže. Vzduch při povelu šroubu prochází skrz vývrt v něm. Pro snadnou montáž je víčko opatřeno ploškami pro snadné uchycení.

K utěsnění jsou použity O-kroužky od firmy SKF [28]. Pro utěsnění odvzdušňovacího šroubu je použit O-kroužek s označením CR OR 10x2 a pro utěsnění víčka CR OR 83x2,5.



Obr. 19 Vnější víčko

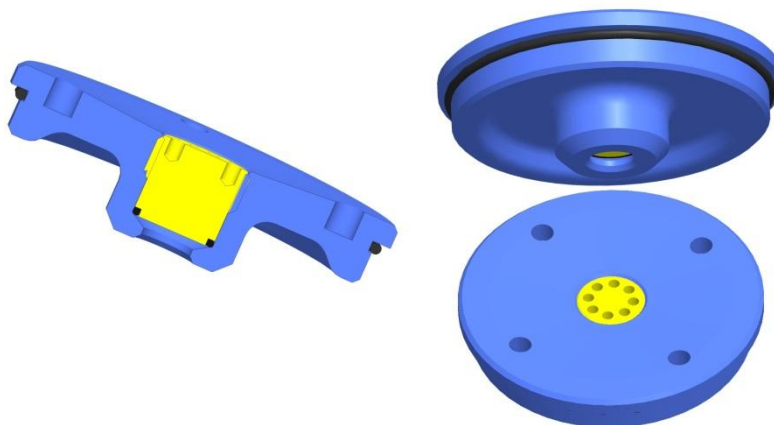
VNITŘNÍ VÍČKO

Vnitřní víčko odděluje prostor zásoby hydraulického oleje od prostoru, ve kterém dochází k nasávání a následnému stlačování hydraulického oleje. Uprostřed víčka je otvor se zahloubením určeným pro namontování jednosměrného ventilu VJO1-06/SG-2 od firmy



AGRO-HYTOS [1]. Pro snadnou montáž v tělese nádoby je víčko opatřeno čtyřmi návrty o průměru 4 mm, které jsou umístěny na roztečné kružnici o průměru 40 mm. Víčko je vyráběno ze slitiny hliníku.

K utěsnění víčka je použit O-kroužek od firmy SKF [28] s označením CR OR 49x1,5.

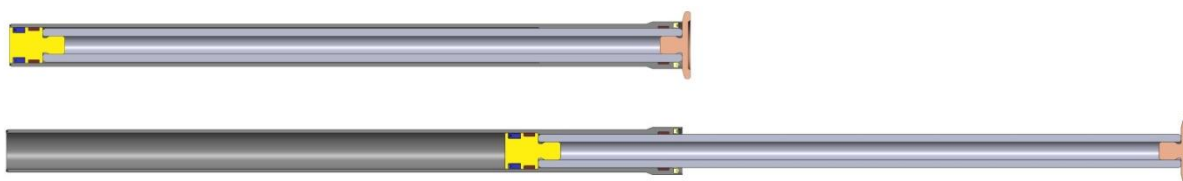


Obr. 20 Vnitřní víčko

4.1.3 HLAVNÍ PÍST S PÍSTNICÍ

Jedná se o hlavní nosnou část celého zvedacího zařízení. V podstatě jde o pístnici, ve které se pohybuje píst o průměru 30 mm a může dojít k vysunutí pístu z pístnice až o 450 mm, jak je vidět na Obr. 21, na kterém se píst vyskytuje ve svých krajních polohách. Aby nedošlo k úplnému vysunutí pístu z pístnice, je v pístnici zhotoveno vybrání, o které se opře hlava pístu (na Obr. 21 vyznačena žlutou barvou) a nedojde tak k úplnému vysunutí pístu z pístnice a následnému výtoku hydraulického oleje. Díky tomuto vybrání je také zajištěna minimální délka vedení pístu v pístnici. Vzhledem k tomu, že se pístnice opírá o podložku (zem) při zvedání, je její konec opatřen dosedací plochou pro lepší rozložení tlaku po podložce.

K utěsnění jsou použity hydraulická těsnění od firmy SKF [28]. Pístnice je osazena O-kroužkem CR OR 34x1,5 k utěsnění prostoru mezi pístnicí a nádobou. Jako další je v pístnici vsazen stírací kroužek CR PAK 30x40x4,5-L, který brání vnikání nečistot do prostoru uvnitř pístnice. V hlavě pístu je nasazeno těsnění hydraulického jednočinného pístu CR SA 32x22x11. Pro vedení pístu v pístnici jsou použity vodící kroužky. Na hlavě pístu se jedná o vodící kroužek CR PGR 32x26x10-A a na kraji pístnice o vodící kroužek CR RGR 30x34x10-PF.



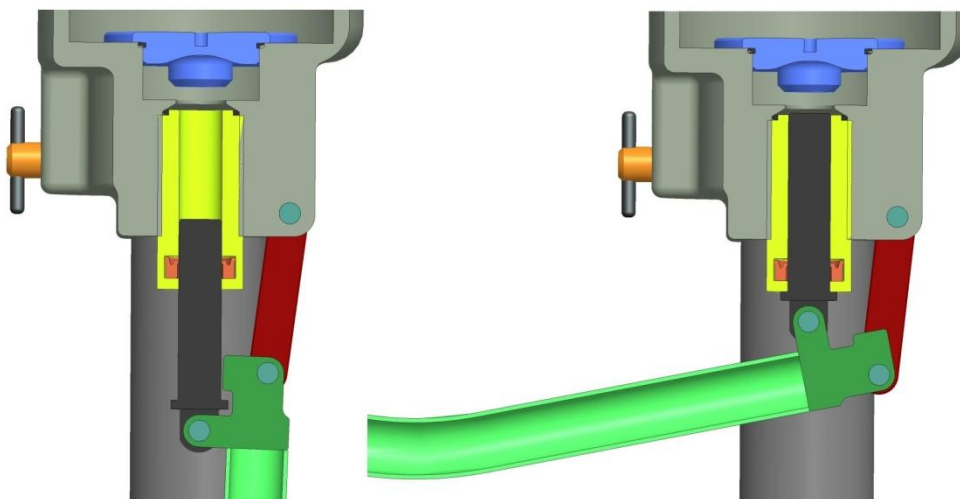
Obr. 21 Hlavní píst s pístnicí - zdvih



4.1.4 PODÁVACÍ PÍST S PÍSTNICÍ

Podávací píst s pístnicí slouží k pumpování hydraulického oleje ze zásobní nádrže do prostoru nad pracovní píst.

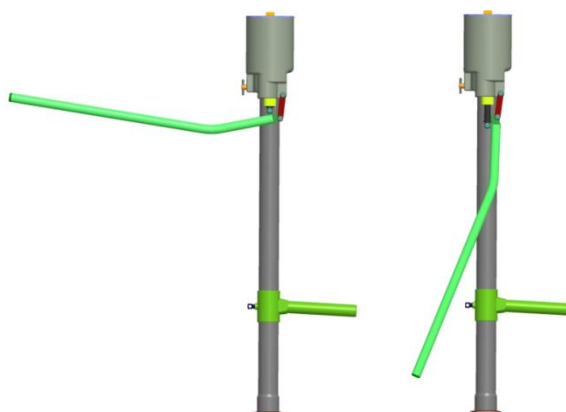
K utěsnění pístnice v nádobě je použit O-kroužek CR OR 18x1,5. K utěsnění pohyblivého pístu v pístnici je použito těsnění pístnice CR SI 12x20x6,3. Tato těsnění jsou opět z nabídky firmy SKF [28].



Obr. 22 Podávací píst s pístnicí - v krajních polohách

4.1.5 PÁKOVÝ MECHANISMUS

Mechanismus slouží ke zpřevodování malé síly, kterou na konci páky vyvolá člověk, na několika násobně větší sílu díky mechanismu páky. Páku v krajních polohách je vidět na Obr. 23. Bylo nutné použít vzpěru páky, jejíž jeden konec je otočně připevněnou k obalu a druhý k páce, jak je vidět na Obr. 22. Pokud by tomu tak nebylo a konec páky by byl spojen přímo s obalem bez využití vzpěry páky, docházelo by k vyosování a ohýbání pístu v pístnici, a tím i k jejímu poškození a špatné funkci. Díky tvarovému konci páky (na Obr. 22 vyznačen zeleně) dochází ke zdvihu pístu v pístnici až o 31 mm.

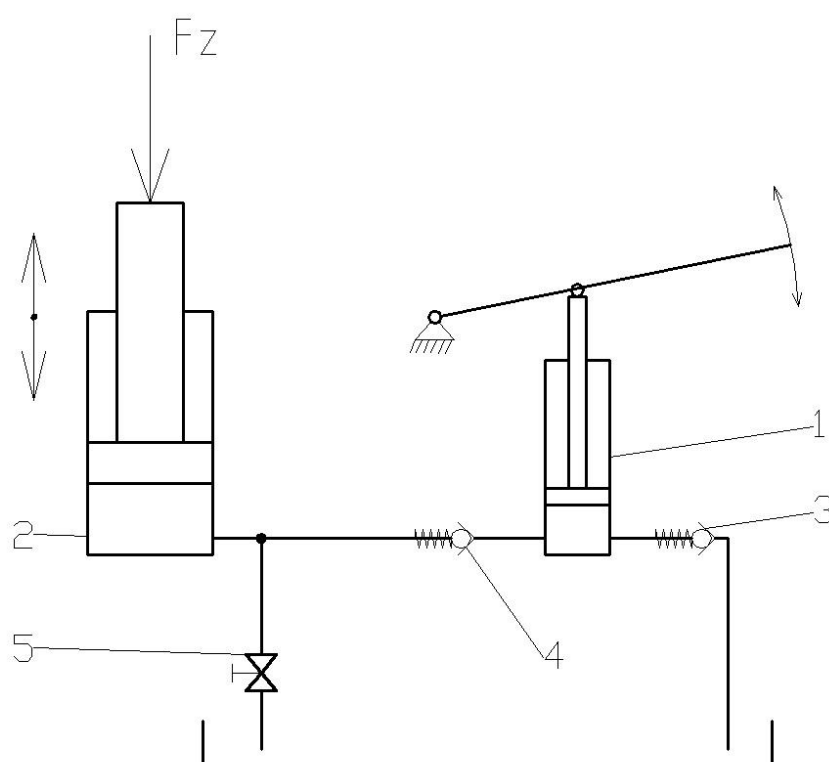


Obr. 23 Páka v krajních polohách



4.2 HYDRAULICKÝ OBVOD

Hydraulický obvod zvedáku byl navrhován tak, aby byl co nejjednodušší, ale zároveň efektní. Jak je vidět na obrázku Obr. 24 se pomocí páky ručního hydrogenerátoru (1) pohybem nahoru nasaje přes jednosměrný ventil (3) hydraulický olej ze zásobní nádrže do prostoru hydrogenerátoru. Pohybem páky dolů dojde k uzavření zpětného ventilu (3) a otevření ventilu (4) a následnému protlačování oleje do prostoru pod píst jednočinného hydromotoru (2). Tedy kývavým pohybem páky z jedné krajní polohy do druhé dojde k vysunutí pístu jednočinného hydromotoru (2). Aby došlo k zasunutí pístu jednočinného hydromotoru, tedy ke spuštění břemene, dojde k otevření uzavíracího ventilu (5), a tím k přepuštění oleje z pracovního prostoru jednočinného hydromotoru (2) do zásobní nádrže.



Obr. 24 Hydraulický obvod

Popis prvků obvodu:

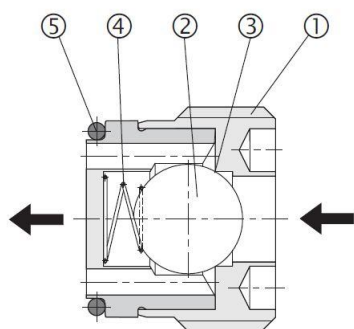
1. ruční hydrogenerátor
2. jednočinný hydromotor
3. jednosměrný ventil [1]
4. jednosměrný ventil [1]
5. uzavírací ventil

Pokud by došlo k spuštění zvedáku v nezátíženém stavu, tzn. nepůsobila by na píst jednočinného hydromotoru zátěžná síla F_z , je nutné na zvedák „zatlačit“, aby došlo k zasunutí pístnice. Je to z toho důvodu, že zvedák není vybaven tlačnou pružinou mezi pístem a pístnicí, která by při spuštění sama vyvozovala potřebnou sílu pro spuštění nezátíženého zvedáku.



4.2.1 JEDNOSMĚRNÝ VENTIL

Jako jednosměrné ventily byly použity ventily od firmy AGRO – HYTOS [1] s označením VJO1-06/SG-2. Jedná se o jednosměrný ventil, který je určen pro montáž do kanálů hydraulických zařízení. Jak je vidět na Obr. 25, ventil je opatřen dvěma otvory. K uzavření ventilu dojde, jakmile začne proudit kapalina proti směru šipek. V tuto chvíli dosedne kulička (2) na uzavírací hranu (3) v tělese ventilu (1), které napomáhá tlačná pružina (4). Pro utěsnění ventilu v montážním otvoru je ventil opatřen těsnícím kroužkem (5). Těleso ventilu (1) je opatřeno montážními otvory, určenými pro montážní trn.



1. těleso ventilu
2. kulička
3. uzavírací hrana
4. pružina
5. těsnící kroužek

Obr. 25 Jednosměrný ventil [1]

Tento ventil byl zvolen z důvodu, neboť k jeho otevření dojde již při 0,25 bar tj. 0,025 MPa, jak je vidět v Tab. 1. Tato vlastnost je velice výhodná. Jedná se především o možnost otevření ventilu již pod malým tlakem, a tedy není nutné vytvářet velký podtlak při nasávání hydraulické kapaliny ze zásobní nádrže.

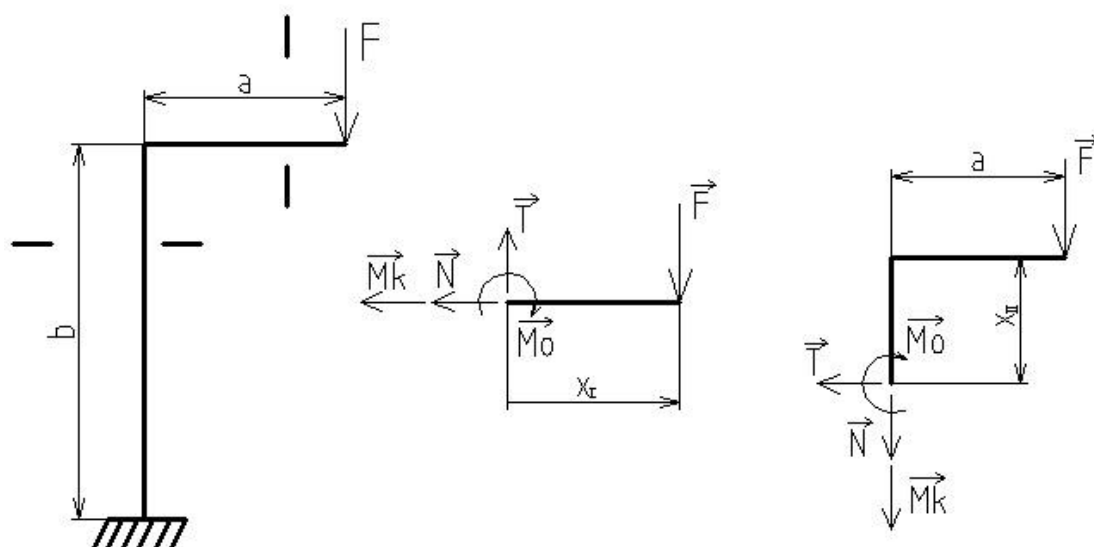
Tab. 1 Základní parametry jednosměrného ventilu VJO1-06/SG-2 59[1]

Základní parametry		
Jmenovitá světlost	mm	06
Maximální průtok	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	20
Maximální provozní tlak	bar	320
Otevírací tlak	bar	0,25
Tlaková kapalina	Minerální olej výkonových tříd HL, HLP dle DIN 51524	
Rozsah provozní teploty kapaliny (NBR)	$^{\circ}\text{C}$	-30 ... +100
Rozsah provozní teploty kapaliny (Viton)	$^{\circ}\text{C}$	-20 ... +120
Rozsah provozní viskozity	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	20 ... 400
Předepsaný stupeň čistoty kapaliny	Min. třída 21/18/15 podle ČSN ISO 4406 (2006)	
Hmotnost	kg	0,007
Montážní poloha	libovolná	

4.3 VÝPOČET

4.3.1 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Pro určení namáhání v jednotlivých místech nosiče vozu a pístu s pístnicí je výhodné si určit Výsledné vnitřní účinky, dále již jen VVU, podle kterých lze určit, o jaké namáhání se jedná.



Obr. 26 Působení sil pro VZU

Podle Obr. 26 došlo k sestavení rovnic pro určení VZU.

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow N = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow -F + T = 0 \Rightarrow T = F \quad (3)$$

$$\sum M_x = 0 \Rightarrow M_k = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_y = 0 \Rightarrow M_o + F \cdot x_l = 0 \Rightarrow M_o = -F \cdot a \quad (5)$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow N + F = 0 \Rightarrow N = -F \quad (6)$$

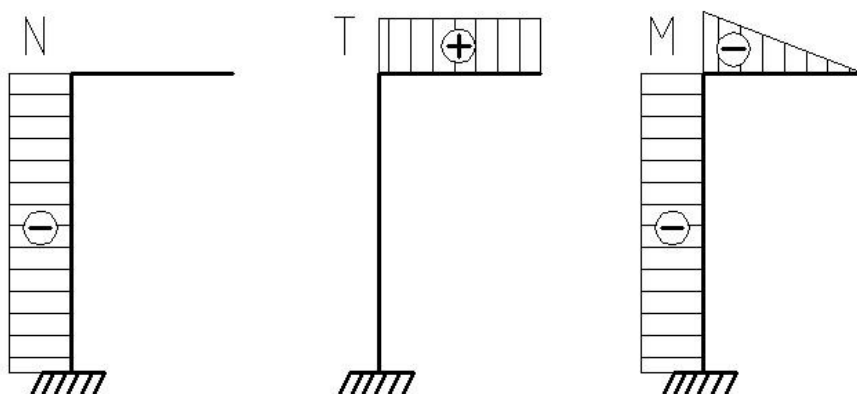
$$\sum F_z = 0 \Rightarrow T = 0 \quad (7)$$

$$\sum M_x = 0 \Rightarrow M_k = 0 \quad (8)$$

$$\sum M_y = 0 \Rightarrow M_o + F \cdot a = 0 \Rightarrow M_o = -F \cdot a \quad (9)$$

Kde F , T , N jsou síly, M momenty a x a a jsou vzdálenosti.

Podle sestavených rovnic (2) až (9) byly sestaveny VZU viz Obr. 27.



Obr. 27 Výsledné VVU

Z nakreslených VVU je vidět, že největší namáhání nosiče vozu je v místě jeho připevnění k pístnici. Dále je patrné, že v nosné části působí jak ohybový moment M , tak normálová síla N . Jedná se tedy v případě nosných částí o kombinované namáhání Ohyb – Tlak.

4.3.2 VSTUPNÍ HODNOTY

Jak už bylo zmíněno v kapitole 3, byla zátěžná síla F_z zvolena s ohledem na hmotnost vozu. Dále délka ramene výložníku a , na kterém působí zátěžná síla F_z . Pro výpočet kombinovaného namáhání je potřebná síla působící v ose pístnice N_s , která je stejná jako síla zátěžná F_z .

$$F_z = 8000 \text{ N}$$

$$a = 70 \text{ mm}$$

$$N_s = F_z$$

Jako výchozí je použit materiál 11 523, pro který dle [27] str. 1128 platí

$$R_{es} = 355 \text{ MPa}$$

$$R_{ms} = 490 \text{ MPa}$$

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

kde R_{es} je mez kluzu materiálu, R_{ms} je mez pevnosti materiálu a E je modul pružnosti.

Dle normy ČSN EN 1493 [10] je nutné použít bezpečnost k_n .

$$k_n = 1,5$$

VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_{es}}{k_n} \quad (10)$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{355}{1,5} = 236,7 \text{ MPa}$$



OHYBOVÝ MOMENT

$$M_o = F_z \cdot a$$

$$M_o = 8000 \cdot 70 = 560000 \text{ Nmm} \quad (11)$$

4.3.3 NÁVRH ROZMĚRŮ PÍSTU

Výpočet byl započat od volby rozměrů pístu, aby bylo dosaženo co nejmenších průměrů pístu a následně i pístnice. Zvolené průměry pístu jsou kontrolovány vzhledem k dovolenému napětí v ohybu σ_{Dov} .

$$\sigma_{Dov} = \frac{M_o}{W_{ok1}} + \frac{N_s}{S_{k1}} \quad (12)$$

Kde W_{ok1} je průřezový modul v ohybu pístu, N_s síla působící v ose pístu a S_{k1} plocha mezikruží pístu.

VOLBA PRŮMĚRŮ PÍSTU

Malý vnitřní průměr pístu d_1

$$d_1 = 14 \text{ mm}$$

Velký průměr pístu D_1

$$D_1 = 30 \text{ mm}$$

Pro mezikruhový průřez pístu platí průřezový modul v ohybu pístu W_{ok1}

$$W_{ok1} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1} \quad (13)$$

$$W_{ok1} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{30^4 - 14^4}{30} = 2525 \text{ mm}^3$$

Pro výpočet kombinovaného namáhání, a to zejména jeho složky tlakové, je zapotřebí vypočítat obsah mezikruží S_{k1} .

$$S_{k1} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - d_1^2)}{4} \quad (14)$$

$$S_{k1} = \frac{\pi \cdot (30^2 - 14^2)}{4} = 552,9 \text{ mm}^2$$

Po dosazení do rovnice (12) ohybového momentu M_o , průřezového modulu v ohybu pístu W_{ok1} , síly působící v ose pístnice N_s a plochy mezikruží S_{k1} , dostaneme napětí pro kombinované namáhání Ohyb - Tlak pro námi zvolený průřez, které bude porovnáno s napětím dovoleným σ_{Dov} .

$$\sigma_{Dov} = \frac{M_o}{W_{ok1}} + \frac{N_s}{S_{k1}} \quad (15)$$



$$\sigma_{Dov} = \frac{560000}{2525} + \frac{8000}{552,9} = 236 \text{ MPa}$$

Kontrola napětí vyhovuje:

$$\begin{aligned} \sigma_{Dov} &\geq \sigma_{ok1} \\ 236,7 \text{ MPa} &\geq 236 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (16)$$

4.3.4 NÁVRH ROZMĚRŮ PÍSTNICE

Výpočet navazuje na předchozí vypočítané rozměry pístu. Průměr pístnice je volen na základě již zvoleného velkého průměru pístu. Píst je kontrolován vzhledem k dovolenému napětí σ_{Dov} . Pístnice je namáhána kombinovaným namáháním Ohyb – Tlak.

$$\sigma_{Dov} = \frac{M_o}{W_{ok2}} + \frac{N_s}{S_{k2}} \quad (17)$$

Kde W_{ok2} je průřezový modul v ohybu pístnice.

VOLBA PRŮMĚRŮ PÍSTNICE

Malý vnitřní průměr pístnice d_2

$$d_2 = 32 \text{ mm}$$

Velký průměr pístnice D_2

$$D_2 = 38 \text{ mm}$$

Pro mezikruhový průřez pístnice platí průřezový modul v ohybu pístnice W_{ok2}

$$\begin{aligned} W_{ok2} &= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_2^4 - d_2^4}{D_2} \\ W_{ok2} &= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{38^4 - 32^4}{38} = 2678 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (18)$$

Pro výpočet kombinovaného namáhání, a to zejména jeho složky tlakové, je zapotřebí vypočítat obsah mezikruží S_{k2} .

$$\begin{aligned} S_{k2} &= \frac{\pi \cdot (D_2^2 - d_2^2)}{4} \\ S_{k2} &= \frac{\pi \cdot (38^2 - 32^2)}{4} = 329,87 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (19)$$

Po dosazení do rovnice (17) ohybového momentu M_o , průřezového modulu v ohybu pístnice W_{ok2} , síly působící v ose pístnice N_s a plochy mezikruží S_{k2} , dostaneme napětí pro kombinované namáhání Ohyb - Tlak pro námi zvolený průřez, které bude porovnáno s napětím dovoleným σ_{Dov} .

$$\sigma_{ok2} = \frac{M_o}{W_{ok2}} + \frac{N_s}{S_{k2}} \quad (20)$$

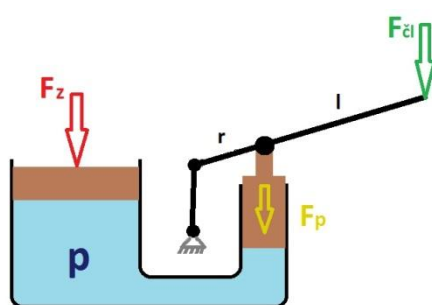
$$\sigma_{ok2} = \frac{560000}{2678} + \frac{8000}{329,87} = 233,4 \text{ MPa}$$

Kontrola napětí vyhovuje:

$$\sigma_{Dov} \geq \sigma_{ok2} \quad (21)$$

$$236,7 \text{ MPa} \geq 233,4 \text{ MPa}$$

4.3.5 NÁVRH ROZMĚRŮ PÁKY



Obr. 28 Schema zvedáku

V tomto případě F_{cl} je ruční síla, F_p je síla působící na malý podávací píst, p je tlak v kapalině, r je kratší rameno páky a l je delší rameno páky.

VÝPOČET TLAKU

Tlak hydraulické kapaliny p vychází z rovnosti tlaků v pracovním prostoru (Pascalův zákon)

$$p = \frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot d_2^2}$$

$$p = \frac{4 \cdot 8000}{\pi \cdot 32^2} = 9,95 \text{ MPa} \quad (22)$$

VOLBA ROZMĚRŮ

Průměr malého podávacího pístu d_p

$$d_p = 12 \text{ mm}$$

Délka kratšího ramene r

$$r = 25 \text{ mm}$$

Ruční síla volena dle ČSN EN 1493 [11]

$$F_{cl} = 60 \text{ N}$$

**POTŘEBNÁ SÍLA K PŮSOBNÍ NA MALÉM PODÁVACÍM PÍSTU**

$$F_p = p \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (23)$$

$$F_p = 9,95 \cdot \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 1125 \text{ N}$$

DÉLKA RAMENE

$$l = \frac{F_p \cdot r - F_{\text{cl}} \cdot r}{F_{\text{cl}}} \quad (24)$$

$$l = \frac{1125 \cdot 25 - 60 \cdot 25}{60} = 443,75 \text{ mm}$$

MINIMÁLNÍ MNOŽSTVÍ OLEJE

Pracovní zdvih velkého pístu

$$zdvih_1 = 450 \text{ mm}$$

Pracovní zdvih malého pístu

$$zdvih_2 = 30 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr nádoby

$$D_{\text{nadobky}} = 83 \text{ mm}$$

Objem prostoru malého podávacího pístu při maximálně vysunutém pístu

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot zdvih_2 \quad (25)$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} \cdot 30 = 3390 \text{ mm}^3 = 0,00339 \text{ l}$$

Objem prostoru pístnice při maximálně vysunutém pístu

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot zdvih_1 \quad (26)$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} \cdot 450 = 361912 \text{ mm}^3 = 0,362 \text{ l}$$

Minimální množství oleje V_{min} je zvoleno větší, než je vypočtený objem V_1 , a to z toho důvodu, že v tělese zvedáku jsou různé kanálky a prostory, které se při plnění zvedáku hydraulickým olejem a před prvním použitím musí naplnit, aby došlo k odvzdušnění prostor. Náplň je navýšena i z toho důvodu, aby bylo možno zvedák použít i v mírně nakloněných polohách a nedošlo k nasátí vzduchu pístem vzhledem k nedostatku oleje.

$$V_{\text{min}} = 0,485 \text{ l}$$



Potřebná výška nádoby V_{nadb} vzhledem k množství oleje

$$V_{nadb} = \frac{4 \cdot V_{min}}{\pi \cdot D_{nadb}^2} \quad (27)$$

$$V_{nadb} = \frac{4 \cdot 485000}{\pi \cdot 83^2} = 89,6 \text{ mm}$$

Potřebný počet zdvihů p_{z10} malého podávacího pístu, aby došlo k vyzvednutí velkého pístu o 10 mm – $zdvih_{10}$.

$$zdvih_{10} = 10 \text{ mm}$$

$$V_{10} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot zdvih_{10} \quad (28)$$

$$V_{10} = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} \cdot 10 = 8042 \text{ mm}^3 = 0,00804 \text{ l}$$

Kde V_{10} je potřebné množství oleje, aby došlo k vysunutí velkého pístu o 10 mm.

$$p_{z10} = \frac{V_{10}}{V_2} \quad (29)$$

$$p_{z10} = \frac{8042}{3390} = 2,37$$

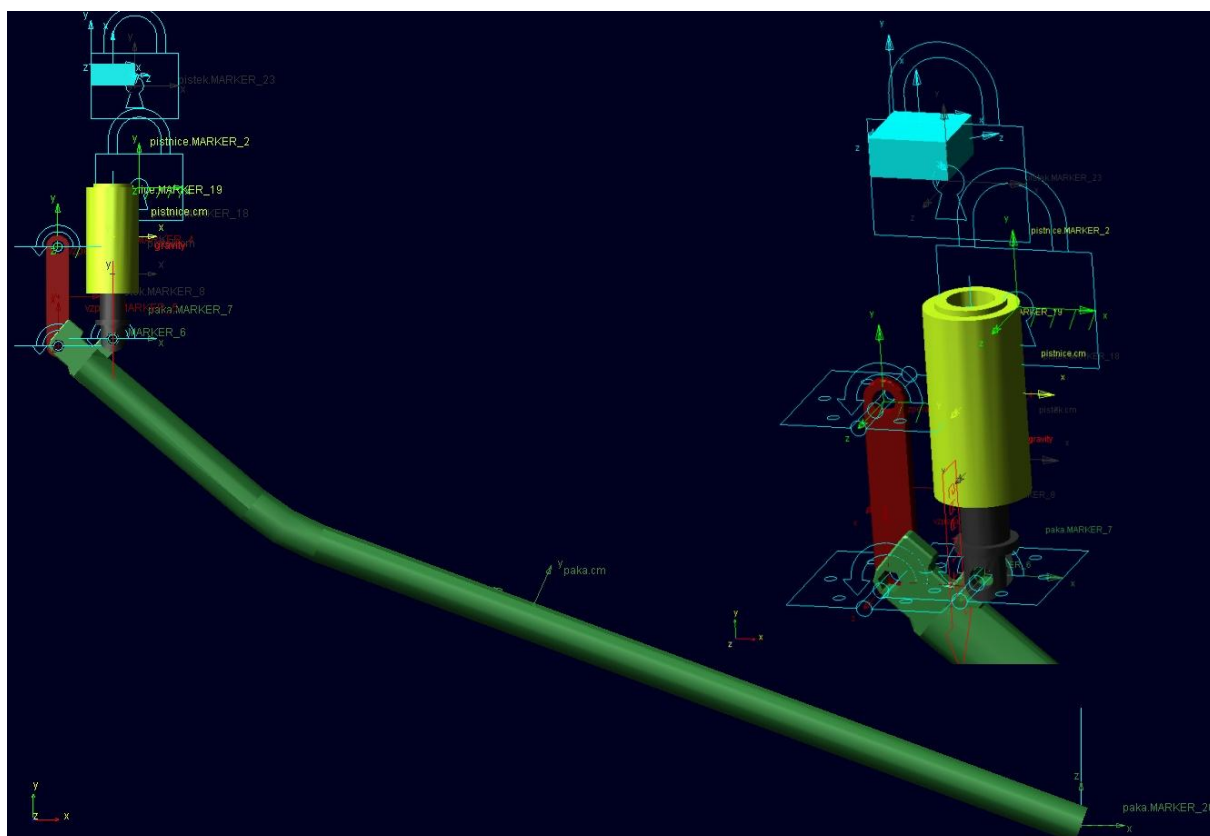
Kde p_{z10} je potřebné množství zdvihů malého podávacího pístu, aby došlo k vysunutí velkého pístu o 10 mm.

4.4 KINEMATIKA PÁKOVÉHO MECHANISMU

Pro ověření správnosti návrhu pákového mechanismu, který díky působící lidské síle na konci páky pohybuje malým podávacím pístem v pístnici, a tím dopravuje hydraulický olej do prostoru nad velký píst. Bylo použito programu MD Adams, a to zejména jeho část Adams - View.

4.4.1 EXPORT DO PROGRAMU ADAMS

Aby došlo k co nejvěrohodnější analýze v programu Adams, bylo použito exportu sestavy části modelu zvedáku z programu ProEngineer. Bylo využito jen části, protože pro analýzu pákového mechanismu nebylo potřebné mít v modelu např. píst s pístnicí, anebo nádobu. Pro požadovanou analýzu bylo tedy využito pouze sestavy páky, malého pístu s pístnicí a vzpěry páky. Pro export a následný import bylo použito formátu IGES.



Obr. 29 Vazby a zatížení modelu v programu Adams

4.4.2 VAZBY, ZATÍŽENÍ A VYVOZENÍ POHYBU

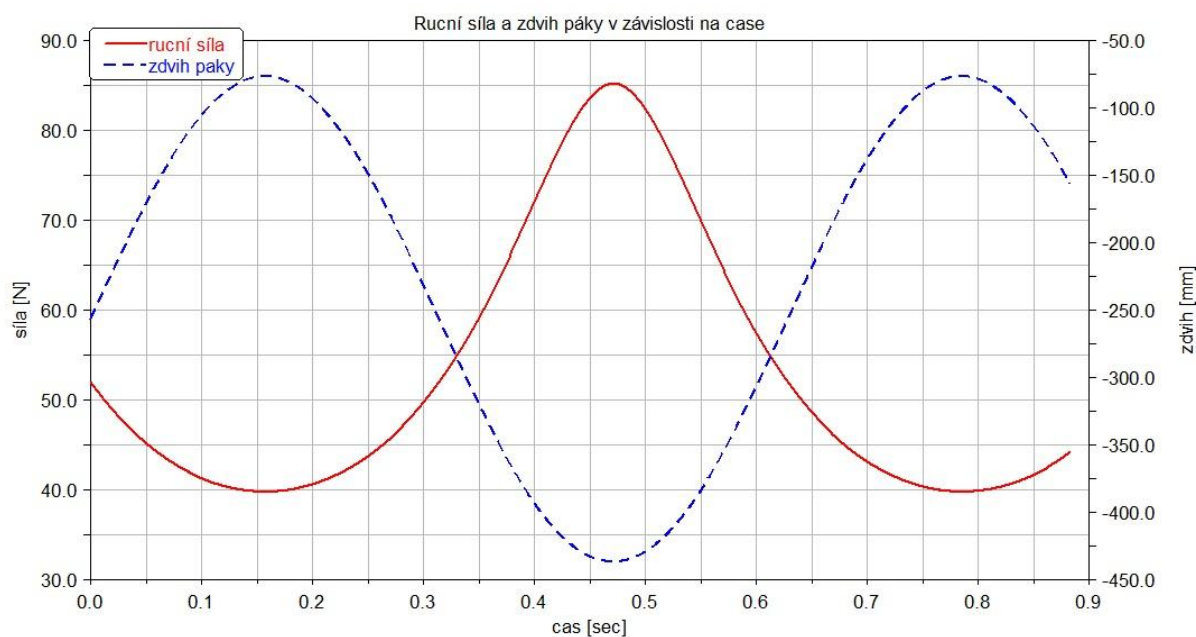
K zavazbení modelu v programu Adams po jeho importování bylo použito tří vazeb rotačních, kterými byly nahrazeny šrouby a čepy. Mezi pístem a pístnicí byla použita vazba translační, aby docházelo k pohybu pístu v pístnici, jako tomu je v reálném provozu. Jako poslední byla použita vazba Fixed, aby došlo k zamezení pohybu pístnice v prostoru, a to ve všech stupních volnosti.

Aby bylo dosaženo stejné působící síly, jako vyvolává tlak hydraulické kapaliny, který působí na malý píst, byl tento píst zatížen závažím v podobě kvádru, pevně s ním spojeným, kterému byla přiřazena hmotnost odpovídající síle působící na plochu pístu. Její velikost je vyjádřena v rovnici (23).

Pohyb je vyvozován na konci páky pomocí funkce Point Motion, ve které je vratný pohyb nadefinován pomocí funkce sinus. Funkce byla nastavena tak, aby docházelo k pohybu páky až do jejích krajních poloh.

4.4.3 VYHODNOCENÍ POTŘEBNÉ SÍLY

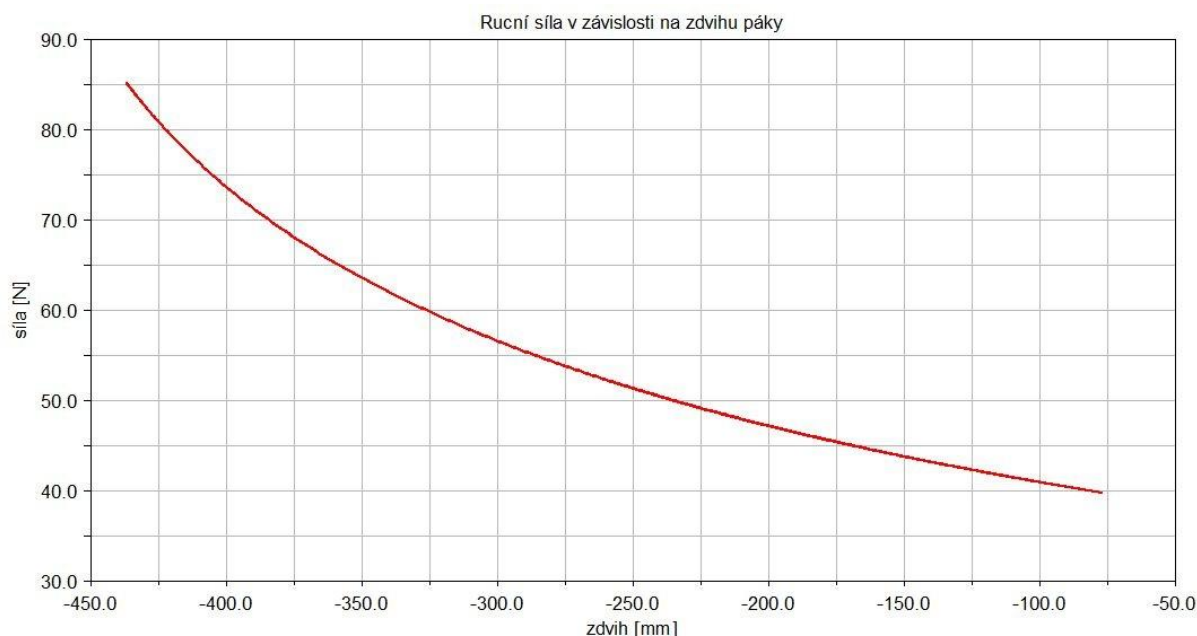
V programu byla v bodě Marker 20 nadefinována funkce pro měření síly Measure. V dialogu funkce Measure bylo nastaveno měření součtu sil v bodě. Jako další krok následovalo spuštění simulace, aby došlo k vyhodnocení kinematiky mechanismu. Jako výstup byla použita funkce plotting, která slouží pro vykreslování grafů.



Obr. 30 Ruční síla a zdvih konce páky v závislosti na čase

Z grafu na Obr. 30 je patrné, že pro zvednutí břemene je zapotřebí maximální síly cca 87 N. Tato hodnota je velice nízká oproti předepsaným hodnotám daných normou ČSN EN 1493 [11], podle které by nemělo dojít k překročení hodnoty 300 N.

Pro graf na Obr. 30 a Obr. 31 platí, že hodnota zdvihu -65 mm je horní poloha páky a hodnota -140 mm je spodní poloha páky.



Obr. 31 Ruční síla v závislosti na zdvihu páky

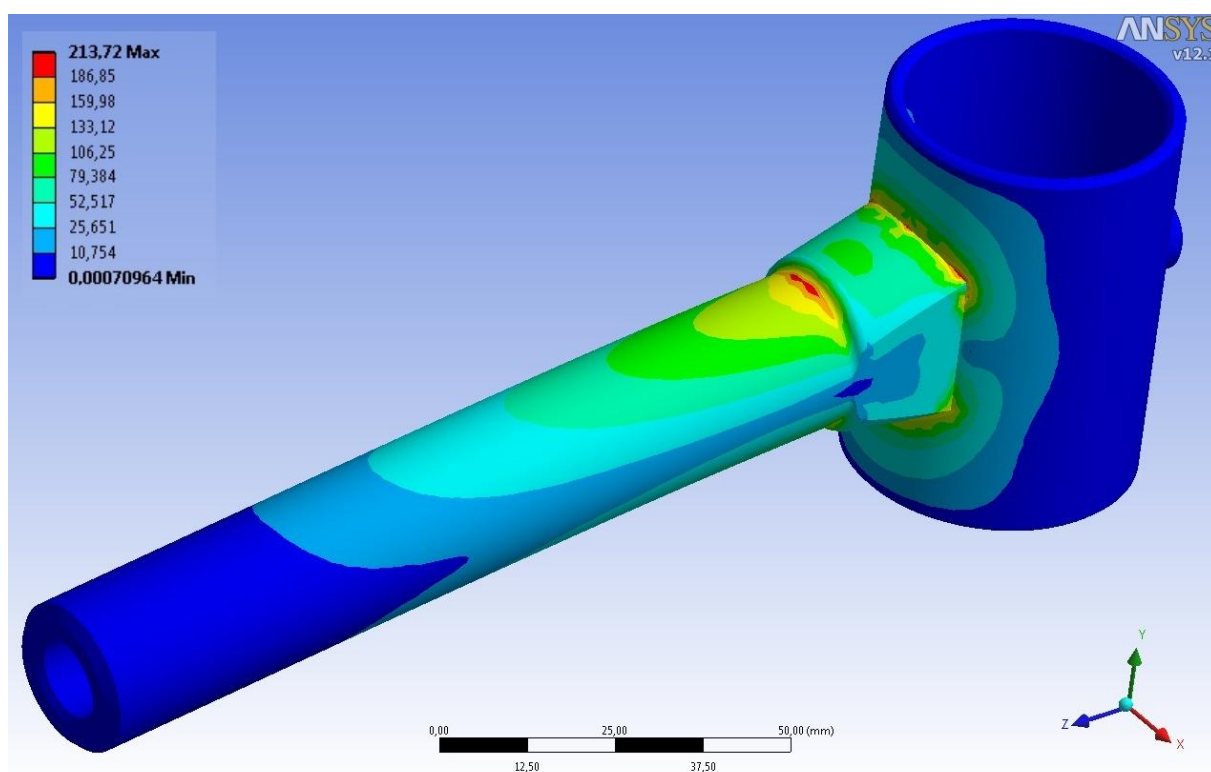
Z tohoto grafu vyplývá, že pokud pohybujeme pákou ze své spodní polohy do polohy horní, dochází k poklesu potřebné síly pro zvedání a naopak při pohybu páky směrem dolů.

4.5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Nyní byla provedena pevnostní analýza hlavních dílů zvedáku. Pro její pevnostní výpočet byla použita metoda konečných prvků a již popsany program Ansys. Výpočet byl prováděn na jednotlivé komponenty zvedáku zvlášť. Výpočet byl vždy prováděn pro maximální zatěžující sílu, nebo moment pro daný díl. Síly byly zadávány pomocí složek, do jednotlivých směrů os. Výsledná redukovaná napětí Von Misses (HMH) jsou porovnávána s maximálním dovoleným napětím $\sigma_{Dov} = 236,7 \text{ MPa}$, ve kterém je již zahrnuta předepsaná bezpečnost pro zvedáky 1,5.

4.5.1 ANALÝZA NOSIČE VOZU

Nosič vozu byl v programu Ansys „vysítován“ prvky o velikosti 2 mm, které byly v místech vrubů zjemněny až na velikost 0,5 mm. Zatížení bylo přidáno na volný konec nosiče vozu a na válcovou část nosiče bylo použito válcové vazby, u které byl zamezen posuv ve směru osy y. Maximální napětí, které vychází v místě kontaktu trnu s válcovou částí, není věrohodné, a to z důvodu, že v tomto místě bude koutový svár pro spojení obou součástí.

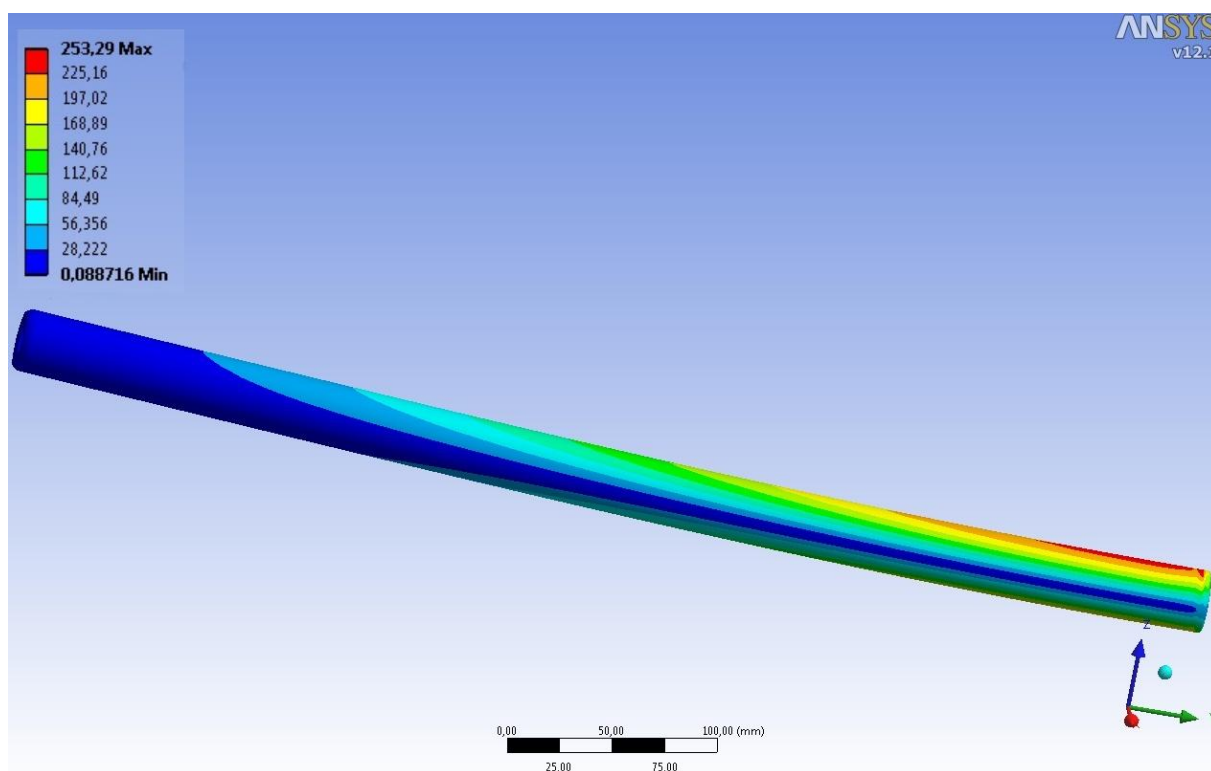


Obr. 32 Redukovaná napětí Von Misses - nosič vozu (min 0,0007 MPa, max 213,7 MPa)

4.5.2 ANALÝZA PÍSTU

Píst byl „vysítován“ prvky o velikosti 3 mm. Vzhledem k tomu, že píst je namáhán kombinovaným namáháním Ohyb – Tlak, bylo pro zatížení použito ohybového momentu o velikosti 560 Nm působící v rovině y – z a síla působící v ose pístu o velikosti 8000 N. Byla použita pevná vazba, která byla připojena na spodní část pístu a část vnitřní válcové části.

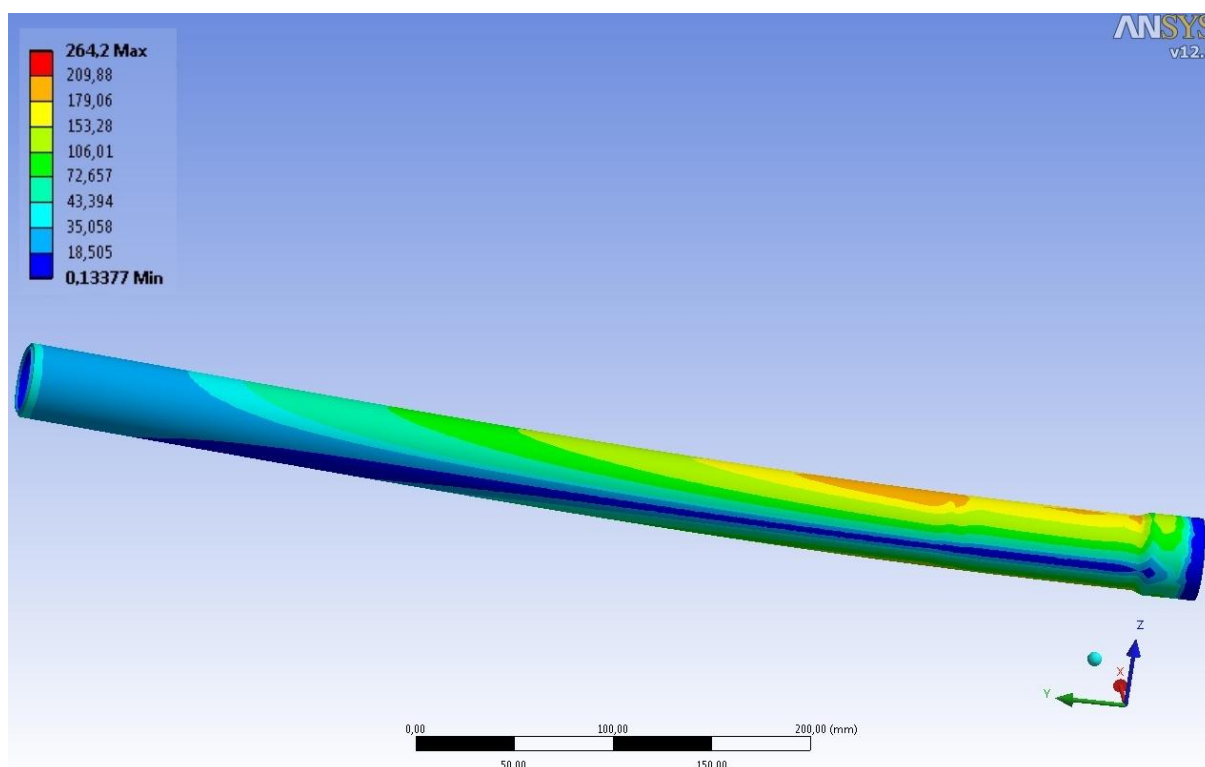
Důvodem je, že k pístnici je na spodní části přimontován podstavec, který je zašroubován dovnitř do pístnice, tak aby došlo k co nejvěrohodnějšímu uchycení s realitou.



Obr. 33 Redukovaná napětí Von Misses – píst (min 0,088 MPa, max 253,29 MPa)

4.5.3 ANALÝZA PÍSTNICE

Pístnice byla „vysítována“ prvky o velikosti 4 mm. Pro zatížení byl použit ohybový moment o velikosti 560 Nm působící v rovině $y - z$ a síla působící v ose pístu o velikosti 8000 N. Důvodem je opět působení kombinovaného namáhání. Byla použita pevná vazba, kterou byla zavazbena spodní část pístnice. Bylo tak provedeno v místě opěru opěrného kroužku a v místě opěru opěrného kroužku při maximálním vysunutí pístu z pístnice. Maximální napětí se nachází uvnitř pístnice v místě dorazu pro hlavu pístu, kde se nachází vrub, opatřený rádiusem.



Obr. 34 Redukovaná napětí Von Misses – pístnice (min 0,133 MPa, max 264,2 MPa)

4.6 CENOVÝ ODHAD

Do konečné ceny výrobku se započítává nejen pořizovací cena dílů (normalizované součástky, hutní materiál pro další zpracování), ale také cena za výrobu samotnou. Podrobný přehled cen jednotlivých dílů je uveden v příloze P1. Zde je také nutné podotknout, že celková cena zvedáku je určena pro malosériovou výrobu.

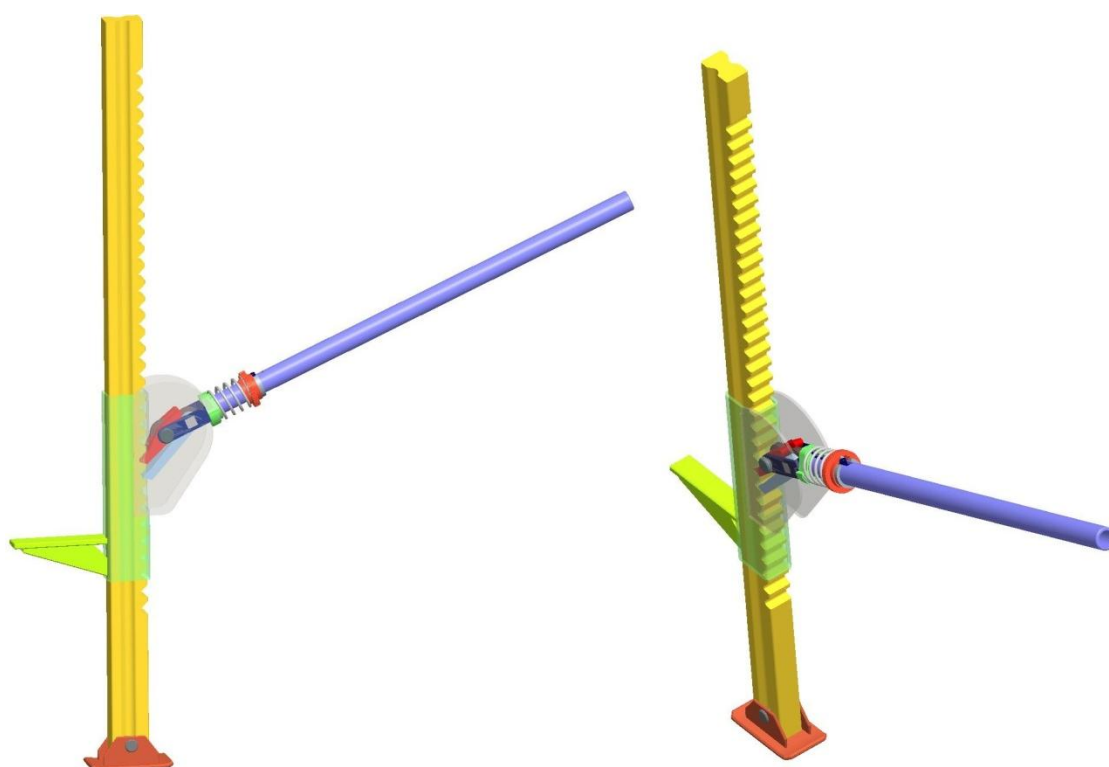
Ceny jednotlivých dílů byly vyhledávány na internetových stránkách různých dodavatelů. Jak již bylo zmíněno, jejich podrobný přehled je uveden v příloze. Ceny nakupovaných dílů se pohybují zhruba v desetiprocentním rozptylu ceny. Klíčovým faktorem je hlavně cena zpracování hutního materiálu na požadovaný výrobek. Zatímco cena nakoupených dílů se pohybuje okolo 2028 korun, cena za zpracování se může vyšplhat až na 9850 korun.

Odhadovaná konečná cena se tedy může pohybovat zhruba okolo 11878 korun. Pokud bychom si podobný druh zvedáku šli koupit do specializované prodejny, zaplatili bychom zhruba okolo třinácti tisíc korun. [30] [29]

5 MECHANICKÝ ZVEDÁK

5.1 KONSTRUKCE

Dalším typem zvedáku je zvedák mechanický. Je založen na principu rohatky a západky, které se pohybují po ozubeném hřebenu. Tento ozubený hřeben je tedy jak hlavní, tak nosnou částí zvedáku. Na jeho spodní části je připevněna patka, která umožňuje postavení zvedáku na podložku. Na hřebeni je posuvně nasazeno těleso zvedáku, ve kterém jsou umístěny prvky umožňující zvedání břemene. Jedná se hlavně o systém rohatky a západky umístěné na pákovém mechanismu přitlačované spirálovými pružinami do ozubení. Proti zabránění nechtěnému spuštění, je zvedák vybaven aretační záložkou, která je součástí odnímatelné páky. Standardní páku je možno prodloužit nástavcem, který se vloží do otvoru v páce.



Obr. 35 Mechanický zvedák

Hmotnost tohoto zvedáku je 8 kg. U tohoto zvedáku je možno dosáhnout zdvihu až 550 mm, přičemž minimální počáteční poloha nosiče je 105 mm nad zemí. Při použití tohoto zvedáku je břemeno zvednuto jedním pohybem páky o 18 mm. Oproti hydraulickému zvedáku je nevýhodou této koncepce absence možnosti regulovat rychlost spouštění břemene. Ke spuštění tedy dojde v rámci jednoho pohybu páky.

5.1.1 HŘEBEN S PATKOU

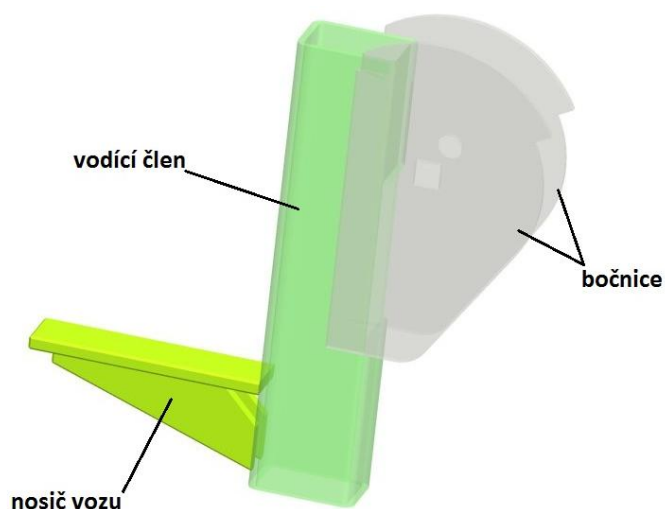
Jak již bylo zmíněno, jedná se o hlavní nosnou část. Tvar hřebenu je podobný profilu tvaru „I“. Tento tvar byl volen s ohledem na působení dominantního ohybového momentu, aby lépe odolával jeho působení. Na hřeben bylo vyfrézováno třicet tři zubů o rozteči 18 mm. Na spodní části hřebenu je umístěna patka, jejím hlavním účelem je rozložení tlaku na podložku.



Obr. 36 Hřeben s patkou

5.1.2 JEZDEC S MECHANISMEM

Jedná se o posuvnou část zvedáku, která se pohybuje po hřebeni. Jezdec samotný je tvořen ze svařence dvou bočnic a nosiče vozu, přivařenému k vodícímu členu. Tento vodící člen je sbalený z plechu do obdélníkového profilu a slouží k vedení jezdce s mechanismem po hřebenu. Z boku této části je otvor, umožňující dosedání rohatky a západky do zubů hřebenu.

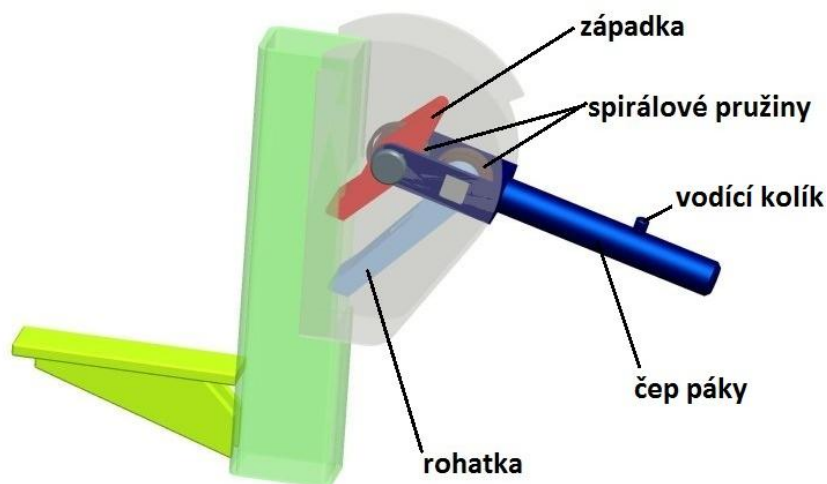


Obr. 37 Svařenec jezdce

K zajištění polohy jezdce na hřebeni slouží západka. Aby se zabránilo samovolnému vysunutí západky ze zubu hřebenu, je v západce umístěna spirálová pružina. Ta přitlačuje západku do zubu. Na stejném čepu jako je umístěna západka, je otočně upevněna páka. Na této páce se nachází rohatka. Ta je, stejně jako západka, opatřena spirálovou pružinou, která přitlačuje rohatku do zubů hřebenu. Spirálová pružina je vnějším koncem opřena o západku nebo



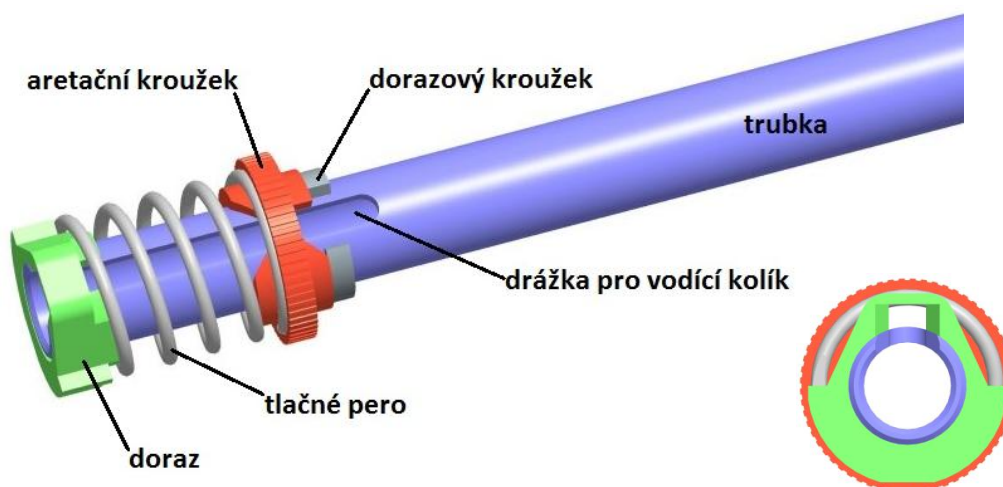
rohatku a vnitřní konec je vsazen v drážce čepu. Čep je na jedné straně usazen v čtyřhranném otvoru, což brání čepu proti jeho otočení při pružení pružiny. Při montáži toto umožňuje nastavit předepjetí pružiny pootočením čepu po 90° pootočení čepů.



Obr. 38 Popis jezdce s mechanismem

5.1.3 PÁKA S DORAZEM

Pro zvětšení síly potřebné pro zvedání byla použita odnímatelná páka, aby se zvedák dal lépe skladovat. Páka je tvořena trubkou, na jejímž jednom konci je vytvořena drážka pro vodící kolík páky. Dále je na konec pevně připevněn doraz, který brání proti nechtěnému spuštění zvedáku při práci tím, že se opře o dorazový zub na bočnici. O tento doraz se přes tlačné pero opírá aretační kroužek, který brání při nasazení páky proti jejímu nechtěnému vytažení při manipulaci se zvedákem. Aretační kroužek je opřen o dorazový kroužek, který je při montáži pevně spojen s pákou, a je jím vytvořeno malé předepjetí na pružině. V každé součásti nad drážkou pro vodící kolík jsou vytvořeny drážky, které umožňují průchod vodícího kolíku.

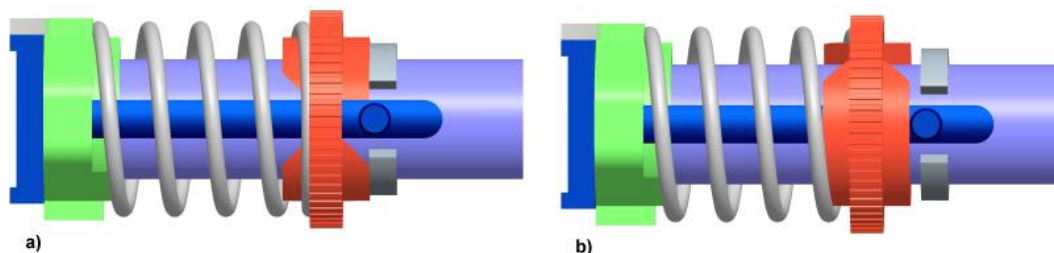


Obr. 39 Popis páky



MONTÁŽ A DEMONTÁŽ PÁKY

Při připojování páky k jezdcí je nutné mít aretační kroužek nastaven do polohy drážkou nahoru, aby mohl projít vodící kolík skrz aretační kroužek. Páku nasadíme na čep páky, který je součástí jezdcce. Při dosazení páky až na konec čepu páky se objeví vodící kolík v drážce aretačního kroužku Obr. 40 a). V této chvíli pootočíme aretačním kroužkem a díky náběžné hraně dostaneme vodící kolík za hranu aretačního kroužku. Díky tomu, že vodící kolík neprojde až za aretační kroužek, dojde vlivem jeho pootočení k předpětí pružiny, a tím i dotlačování dorazu k bočnicím jezdcce Obr. 40 b).

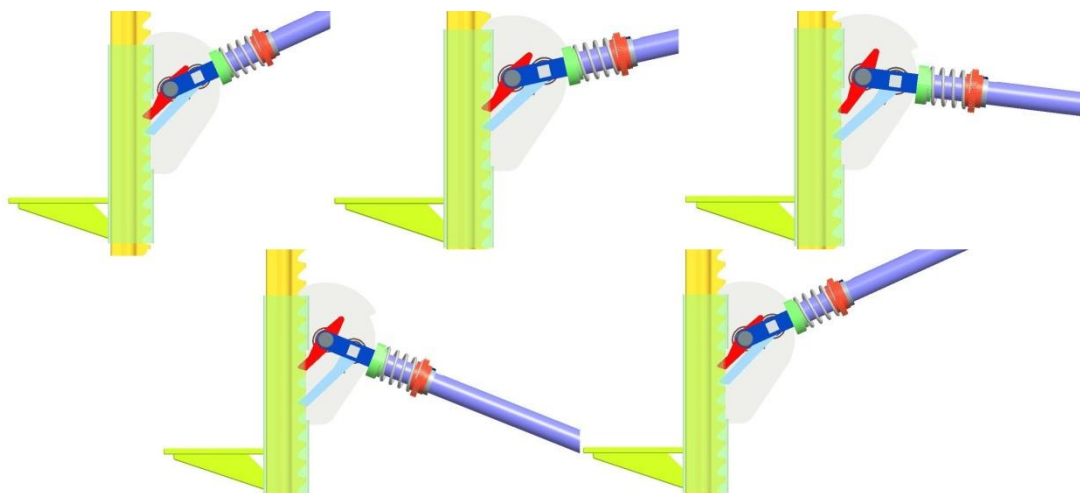


Obr. 40 Aretace páky

Při demontáži páky stačí pootočit aretační kroužek svým vybráním k vodícímu kolíku a páku vytáhneme z čepu páky.

5.1.4 ZVEDÁNÍ

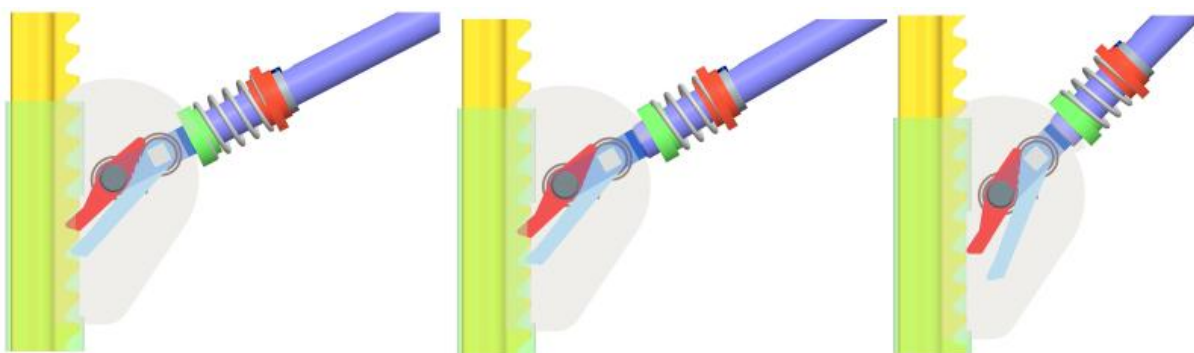
Při procesu zvedání se v první fázi nachází západka zapadlá v zubu na hřebenu a rohatka volně opřená o zub. Pohybem páky do horní polohy dojde k zapadnutí rohatky do zubů bezprostředně pod západkou. V této chvíli se započne s pohybem páky dolů. Dochází ke zvedání břemene. Současně s tím nese zatížení rohatka a západka se pohybuje po profilu zubu. V okamžiku, kdy západka zapadne o zub výše, než se nacházela, uživatel zastaví pohyb pákou dolů. Poté páku zvedne do její horní polohy a celý proces se opakuje až do dosažení potřebné výšky zdvihu.



Obr. 41 Zvedání - princip

5.1.5 SPOUŠTĚNÍ

Při spouštění zvedáku se nedá nijak regulovat jeho rychlost. Spouštění probíhá tím způsobem, že dojde k vytažení západky ze zubu. Pokud tedy chceme, aby došlo ke spuštění, zvedneme páku až do horní polohy k dorazu. V této chvíli přitáhneme páku k sobě, a tím přemáháme tlačnou pružinu až do té doby, než doraz přesuneme za dorazový zub na bočnicích. Jakmile k tomu dojde, můžeme pákou pohybovat nahoru, až dojde k opření rohatky o západku. V této chvíli je nutné působící sílu na páku zvětšit a pohybem páky nahoru dojde k vytažení západky ze zubu a následnému poklesu zvedáku. Po spuštění dáme páku zpět do pracovní polohy, a tím dojde k zapadnutí dorazu zpět pod zub na bočnici, aby nedošlo k nechtěnému spuštění zvedáku.



Obr. 42 Spouštění - princip

5.2 VÝPOČET

5.2.1 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Výsledné vnitřní účinky pro tento typ zvedáku jsou stejné jako v případě hydraulického zvedáku. Výpočet je uveden již v podkapitole 4.3.1. Zůstává v platnosti i pro tento typ zvedáku.

5.2.2 VSTUPNÍ HODNOTY

Jak už bylo zmíněno v kapitole 3, byla zátěžná síla F_z zvolena s ohledem na hmotnost vozu. Dále délka ramene výložníku a , na kterém působí zátěžná síla F_z .

$$F_z = 8000 \text{ N}$$

$$a = 150 \text{ mm}$$

Nominální síla N_s je rovna síle F_z , protože nominální síla působí v ose nosníku.

$$N_s = 8000 \text{ N} \tag{30}$$

Jako výchozí je použit materiál 11 523, pro který dle [27] str. 1128 platí

$$R_{es} = 355 \text{ MPa}$$

$$R_{ms} = 490 \text{ MPa}$$

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

kde R_{es} je mez kluzu materiálu, R_{ms} je mez pevnosti materiálu a E je modul pružnosti.

Tento materiál je použit pro většinu součástí zvedáku mimo čepů.



Dle normy ČSN EN 1493 [10] je nutné použít bezpečnost k_n .

$$k_n = 1,5$$

VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_{es}}{k_n} \quad (31)$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{355}{1,5} = 236,7 \text{ MPa}$$

VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ VE SMYKU

$$\tau_{Dov} = 0,8 \cdot \sigma_{Dov} \quad (32)$$

$$\tau_{Dov} = 0,8 \cdot 236,7 = 189,3 \text{ MPa}$$

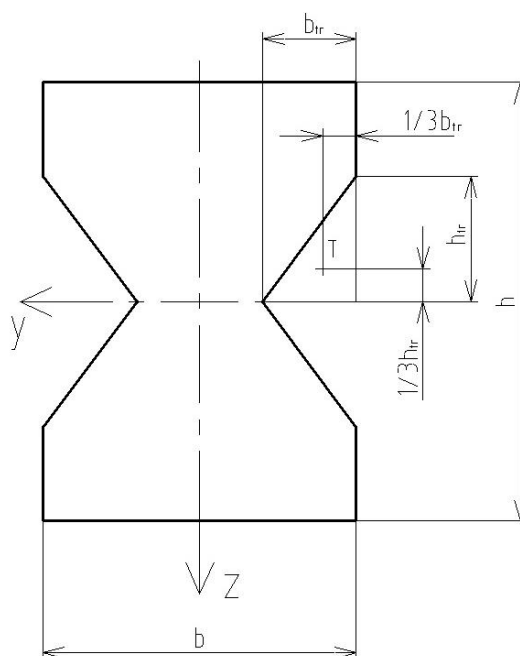
OHYBOVÝ MOMENT

$$M_o = F_z \cdot a$$

$$M_o = 1200 \text{ Nm} \quad (33)$$

5.2.3 NÁVRH ROZMĚRŮ A TVARU PROFILU NOSNÍKU

Tvar profilu byl volen podobně, jako tomu je např. u profilu tvaru „I“. Tímto tvarem dojde ke zvětšení pevnosti profilu, aby lépe odolával ohybovému momentu. Tvar profilu byl zvolen tak, jak je vidět na Obr. 43.



Obr. 43 Tvar profilu stojny

Tvar profilu je složen z obdélníku, ve kterém jsou po obou stranách vybrání ve tvaru trojúhelníku.



Aby bylo možné zkontrolovat daný profil na kombinované namáhání Ohyb – Tlak, je nutné určit kvadratický moment daného průřezu. Pro výpočet kvadratického momentu průřezu je výhodné vypočítat kvadratický moment pro obdélníkový profil a od něho odečíst kvadratické momenty dvou trojúhelníkových profilů. V tomto případě stačí vypočítat kvadratický moment pouze pro jednu polovinu jednoho ze dvou trojúhelníků a s výhodou využít os symetrie y a z . Aby se toto mohlo provést, je nutné převést kvadratický moment z těžiště trojúhelníku T do těžiště obdélníku pomocí Steinerovy věty.

5.2.4 VÝPOČET KVADRATICKÉHO MOMENTU PRO ZVOLENÝ PRŮŘEZ

ZVOLENÉ ROZMĚRY PROFILU

$$b = 25 \text{ mm}$$

$$h = 40 \text{ mm}$$

$$b_{tr} = 7 \text{ mm}$$

$$h_{tr} = 10 \text{ mm}$$

Kde b je šířka profilu, h je výška profilu, b_{tr} je šířka trojúhelníku a h_{tr} je výška trojúhelníku.

KVADRATICKÝ MOMENT OBDÉLNÍKU

$$J_{yobd} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$J_{yobd} = \frac{25 \cdot 40^3}{12} = 133300 \text{ mm}^4 \quad (34)$$

KVADRATICKÝ MOMENT TROJÚHELNÍKU

$$J_{ytr} = \frac{b_{tr} \cdot h_{tr}^3}{12}$$

$$J_{ytr} = \frac{7 \cdot 10^3}{12} = 194,4 \text{ mm}^4 \quad (35)$$

STEINEROVA VĚTA

Pomocí Steinerovy věty došlo k přepočtu kvadratického momentu J_{ytr} z těžiště trojúhelníku T do centrálního těžiště, kterým bylo zvoleno těžiště obdélníku.

OBSAH TROJÚHELNÍKU PRO DOSAZENÍ DO STEINEROVY VĚTY

$$S_{tr} = \frac{b_{tr} \cdot h_{tr}}{2}$$

$$S_{tr} = \frac{7 \cdot 10}{2} = 35 \text{ mm}^2 \quad (36)$$

STEINEROVA VĚTA

$$J_{ytrs} = J_{ytr} + \left(\frac{1}{3} \cdot h_{tr}\right)^2 \cdot S_{tr}$$

$$J_{ytrs} = 194,4 + \left(\frac{1}{3} \cdot 10\right)^2 \cdot 35 = 583,3 \text{ mm}^4 \quad (37)$$



Vzhledem k využití os symetrie stačí od kvadratického momentu obdélníku odečíst čtyřnásobek kvadratického momentu trojúhelníku, převedeného do těžiště obdélníku pomocí Steinerovy věty.

VÝSLEDNÝ KVADRATICKÝ MOMENT PROFILU NA OBR. 43

$$\begin{aligned} J_y &= J_{yobd} - 4 \cdot J_{ytrs} \\ J_y &= 133300 - 4 \cdot 583,3 = 131000 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (38)$$

5.2.5 PRŮŘEZOVÝ MODUL UVEDENÉHO PROFILU

$$\begin{aligned} W_o &= \frac{J_y}{\frac{h}{2}} \\ W_o &= \frac{131000}{\frac{40}{2}} = 6550 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (39)$$

Kde W_o je průřezový modul v ohybu profilu z Obr. 43.

5.2.6 KONTROLA STOJNY NA KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ OHYB – TLAK

PLOCHA STOJNY

$$\begin{aligned} S_s &= b \cdot h - 4 \cdot \frac{b_{tr} \cdot h_{tr}}{2} \\ S_s &= 25 \cdot 40 - 4 \cdot \frac{7 \cdot 10}{2} = 860 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (40)$$

kde S_s je plocha průřezu stojny

NAPĚTÍ VE STOJNĚ PRO KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ OHYB – TLAK

$$\begin{aligned} \sigma_{sk} &= \frac{M_o}{W_o} + \frac{N_s}{S_s} \\ \sigma_{sk} &= \frac{1200000}{6550} + \frac{8000}{860} = 192,5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (41)$$

kde σ_{sk} je napětí ve stojně.

KONTROLA NAPĚTÍ

$$\begin{aligned} \sigma_{sk} &\leq \sigma_{Dov} \\ 192,5 \text{ MPa} &\leq 236,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (42)$$

Vypočtené napětí σ_{sk} je menší než napětí dovolené σ_{Dov} – vyhovuje.



5.2.7 VOLBA PRŮMĚRU ČEPU

MATERIÁL ČEPU

materiál čepu 14 341.7 [33]

$$R_{e\check{c}} = 715 \text{ MPa}$$

$$R_{m\check{c}} = 950 \text{ MPa}$$

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

kde $R_{e\check{c}}$ je mez kluzu materiálu, $R_{m\check{c}}$ je mez pevnosti materiálu a E je modul pružnosti.

Dle normy ČSN EN 1493 [10] je nutné použít bezpečnost k_n .

$$k_n = 1,5$$

VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ $\sigma_{Dov\check{c}}$

$$\sigma_{Dov\check{c}} = \frac{R_{e\check{c}}}{k_n} \quad (43)$$

$$\sigma_{Dov\check{c}} = \frac{715}{1,5} = 476,7 \text{ MPa}$$

VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ VE SMYKU

$$\tau_{Dov\check{c}} = 0,8 \cdot \sigma_{Dov\check{c}} \quad (44)$$

$$\tau_{Dov\check{c}} = 0,8 \cdot 476,7 = 381,3 \text{ MPa}$$

PLOCHA ČEPU

$$S_{\check{c}n} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}n}^2}{4} \quad (45)$$

Kde $S_{\check{c}n}$ je plocha průřezu čepu a $d_{\check{c}n}$ je průměr navrhovaného čepu.

KONTROLA ČEPU NA SMYK

$$\tau_{\check{c}} = \frac{F_z}{S_{\check{c}n}} = \frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot d_{\check{c}n}^2} \quad (46)$$

Kde $\tau_{\check{c}}$ je dovolené napětí.

PODMÍNKA

$$\tau_{\check{c}} \leq \tau_{Dov\check{c}} \quad (47)$$

Pro výpočet průměru čepu vyjádříme z rovnice (46) $d_{\check{c}n}$ a za $\tau_{\check{c}}$ dosadíme hodnotu dovolenou $\tau_{Dov\check{c}}$.

$$d_{\check{c}n} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot \tau_{Dov\check{c}}}} \quad (48)$$



$$d_{\check{c}n} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8000}{\pi \cdot 318,3}} = 5,168 \text{ mm}$$

Kde $d_{\check{c}n}$ je návrhový průměr čepu.

Průměr čepu byl zvolen o větším průměru, než průměr návrhový a to o průměru 11 mm.

$$d_{\check{c}} = 11 \text{ mm}$$

Kde $d_{\check{c}}$ je zvolený průměr čepu.

5.2.8 VÝPOČET TLOUŠTKY BOČNICE

DOVOLENÝ TLAK

$$\begin{aligned} p_{Dov} &= 0,6 \cdot R_{es} \\ p_{Dov} &= 0,6 \cdot 355 = 213 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (49)$$

KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ V BOČNICI

$$p_b = \frac{\frac{F_z}{2}}{s_{bn} \cdot d_{\check{c}}} \leq p_{Dov} \quad (50)$$

kde s_{bn} je návrhová síla bočnice a $d_{\check{c}}$ průměr čepu.

VÝPOČET SÍLY BOČNICE

Pro výpočet síly stěny bočnice vyjádříme z rovnice (50) s_{bn} a za p_d dosadíme dovolený tlak p_{Dov} .

$$\begin{aligned} s_{bn} &= \frac{\frac{F_z}{2}}{p_{Dov} \cdot d_{\check{c}}} \\ s_{bn} &= \frac{\frac{8000}{2}}{213 \cdot 11} = 1,707 \text{ mm} \end{aligned} \quad (51)$$

Síla bočnice byla zvolena silnější než minimální síla vypočtená, a to o síle 3 mm.

$$s_b = 3 \text{ mm}$$

Kde s_b je zvolená síla bočnice.

5.2.9 KONTROLA ČEPU NA OHYB

ROZMĚRY

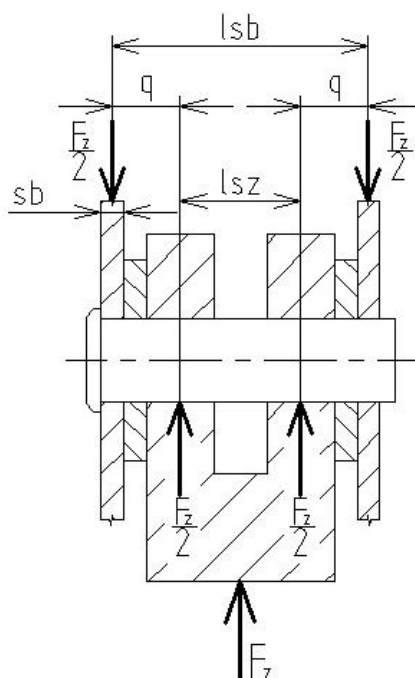
$$l_{sb} = 34 \text{ mm}$$

$$l_{sz} = 16 \text{ mm}$$

$$q = \frac{l_{sb} - l_{sz}}{2} \quad (52)$$

$$q = \frac{34 - 16}{2} = 9 \text{ mm}$$

Kde l_{sb} je vzdálenost mezi silami působící na bočnici, l_{sz} je vzdálenost mezi silami působící na západku a q je vzdálenost mezi silami viz Obr. 44.



Obr. 44 Zatížení čepu

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o\check{c}} = \frac{F_z}{2} \cdot q \quad (53)$$

$$M_{o\check{c}} = \frac{8000}{2} \cdot 9 = 36000 \text{ Nmm}$$

Kde $M_{o\check{c}}$ je ohybový moment čepu.

PRŮŘEZOVÝ MODUL ČEPU

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32} \quad (54)$$

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi \cdot 11^3}{32} = 130,67 \text{ mm}^3$$

Kde $W_{o\check{c}}$ je průřezový modul čepu.

**OHYBOVÉ NAPĚTÍ V ČEPU**

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} = \frac{36000}{130,67} = 275,5 \text{ MPa} \quad (55)$$

Kde $\sigma_{o\check{c}}$ je napětí v čepu.

KONTROLA NAPĚTÍ

$$\sigma_{o\check{c}} \leq \sigma_{Dov\check{c}} \\ 275,5 \text{ MPa} \leq 476,7 \text{ MPa} \quad (56)$$

Vypočtené napětí $\sigma_{o\check{c}}$ je menší než napětí dovolené $\sigma_{Dov\check{c}}$, a tedy vyhovuje.

5.2.10 KONTROLA ČEPU NA SMYK**PLOCHA ČEPU**

$$S_{\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4} \\ S_{\check{c}} = \frac{\pi \cdot 11^2}{4} = 95 \text{ mm}^2 \quad (57)$$

Kde $S_{\check{c}}$ je plocha průřezu čepu.

KONTROLA ČEPU NA SMYK

$$\tau_{\check{c}} = \frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} \\ \tau_{\check{c}} = \frac{4 \cdot 8000}{\pi \cdot 11^2} = 84,18 \text{ MPa} \quad (58)$$

KONTROLA NAPĚTÍ

$$\tau_{\check{c}} \leq \tau_{Dov\check{c}} \\ 84,18 \text{ MPa} \leq 381,3 \text{ MPa} \quad (59)$$

Vypočtené napětí $\tau_{\check{c}}$ je menší než napětí dovolené $\tau_{Dov\check{c}}$, a tedy vyhovuje.

5.3 KINEMATIKA MECHANISMU

Pro ověření návrhu mechanismu, zejména působící ruční síly na páce, umístění rohatky a západky na páce byl použit program MD Adams, kde došlo k nasimulování pracovního pohybu mechanismu a sledování jeho činnosti.



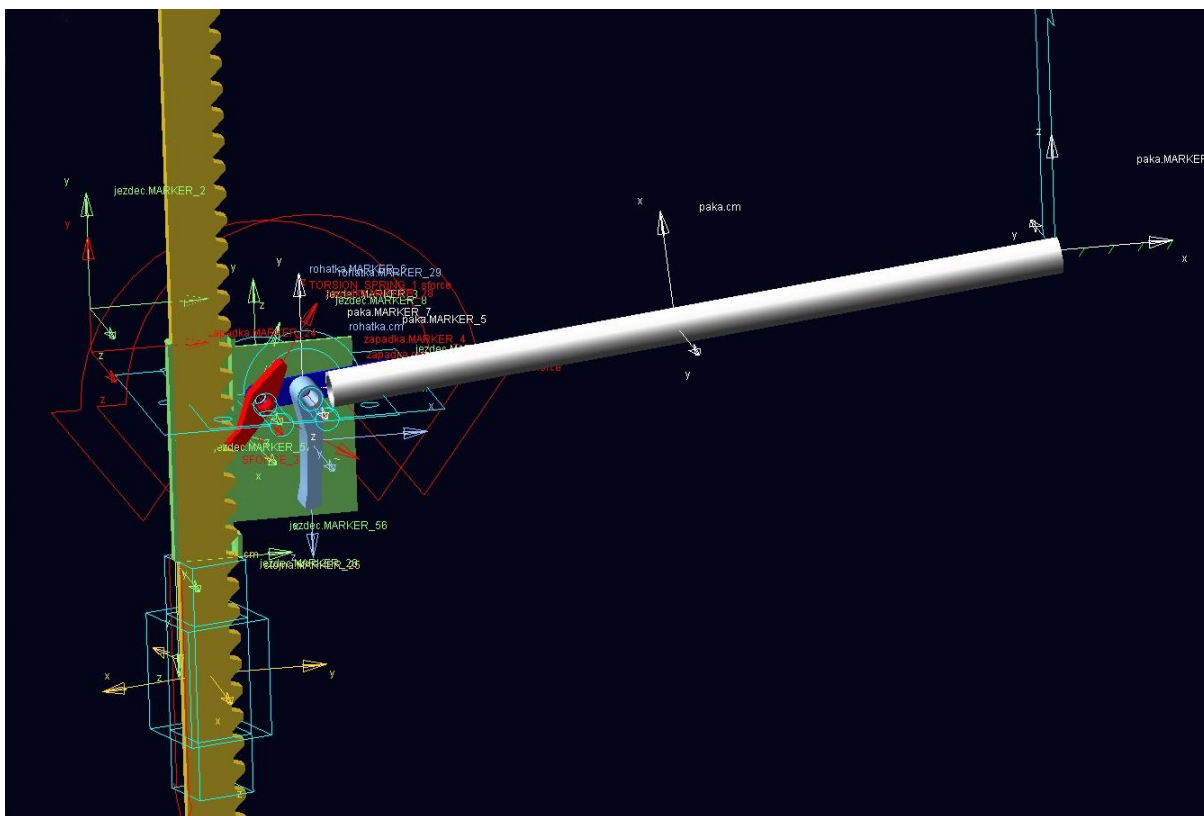
5.3.1 EXPORT DO PROGRAMU ADAMS

Pro dosažení co nejpresnějších výsledků bylo využito exportu sestavy zvedáku z programu ProEngineer. Pro export a následný import bylo použito formátu Parasolid. K analýze byly použity pouze hlavní funkční prvky, a proto nepotřebné součásti jako je například podstavec, mechanismus aretace páky atd. byly z modelu odstraněny.

5.3.2 VAZBY, ZATÍŽENÍ A VYVOZENÍ POHYBU

K zavazbení modelu v programu po jeho importu a odstranění nepotřebných součástí pro simulaci, byla použita vazba Fixed pro upevnění hřebenu v prostoru. Aby docházelo k pohybu jezdce po hřebeni, byla použita vazba Translational, která umožní pohyb jezdce pouze nahoru a dolů po hřebeni. Dále bylo zapotřebí zavazbit k jezdcí západku a páku, a poté k páce zavazbit rohatku. Pro tento účel byla použita rotační vazba Revolute. Pro dosažení kontaktu rohatky a západky s hřebenem bylo použito kontaktu dvou těles (Contact). První Contact byl nastaven mezi hřebenem a rohatkou a druhý Contact mezi hřebenem a západkou. Spirálové pružiny, které vtlačují rohatku a západku do zubů hřebenu, byly nahrazeny pružinou Torsion Spring.

Pro zatížení zvedáku byla použita síla Force, které byla přiřazena síla odpovídající zátěžnému stavu. Byla umístěna tak, aby působila na jezdec směrem dolů. Pohyb je vykonáván na konci páky pomocí funkce Point Motion, ve které byl vratný pohyb nadefinován pomocí funkce sinus. Parametry funkce jsou nastaveny tak, aby docházelo k potřebné výchylce páky, a tím docházelo k potřebnému přesouvání rohatky a západky.



Obr. 45 Vazby a zatížení modelu v programu Adams



5.3.3 VYHODNOCENÍ RUČNÍ SÍLY

Vzhledem k tomu, že zvedák je určen výhradně k zvedání závodních vozů, nebude tedy docházet k pravidelnému využívání maximální nosnosti zvedáku, ale pouze jeho části. Proto je zvedák vybaven základní odnímatelnou pákou v délce 500 mm, kterou je možno při působení ruční síly 350 N zvedat 6000 N. Při použití nástavce páky dojde k jejímu prodloužení na délku 700 mm, což umožní zvedat při stejné ruční síle až maximální zatížení zvedáku, tj. 8000 N.

VELIKOST RUČNÍ SÍLY PRO DÉLKU PÁKY 500 mm A 700 mm

V programu byla ověřena velikost ruční síly při zatížení zvedáku 6000 N a délce páky 500 mm, která se pohybovala ve svém maximu kolem hodnoty 360 N. Při zatížení zvedáku 8000 N a délce páky 700 mm (s využitím nástavce) byla maximální potřebná síla 364 N.

5.4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

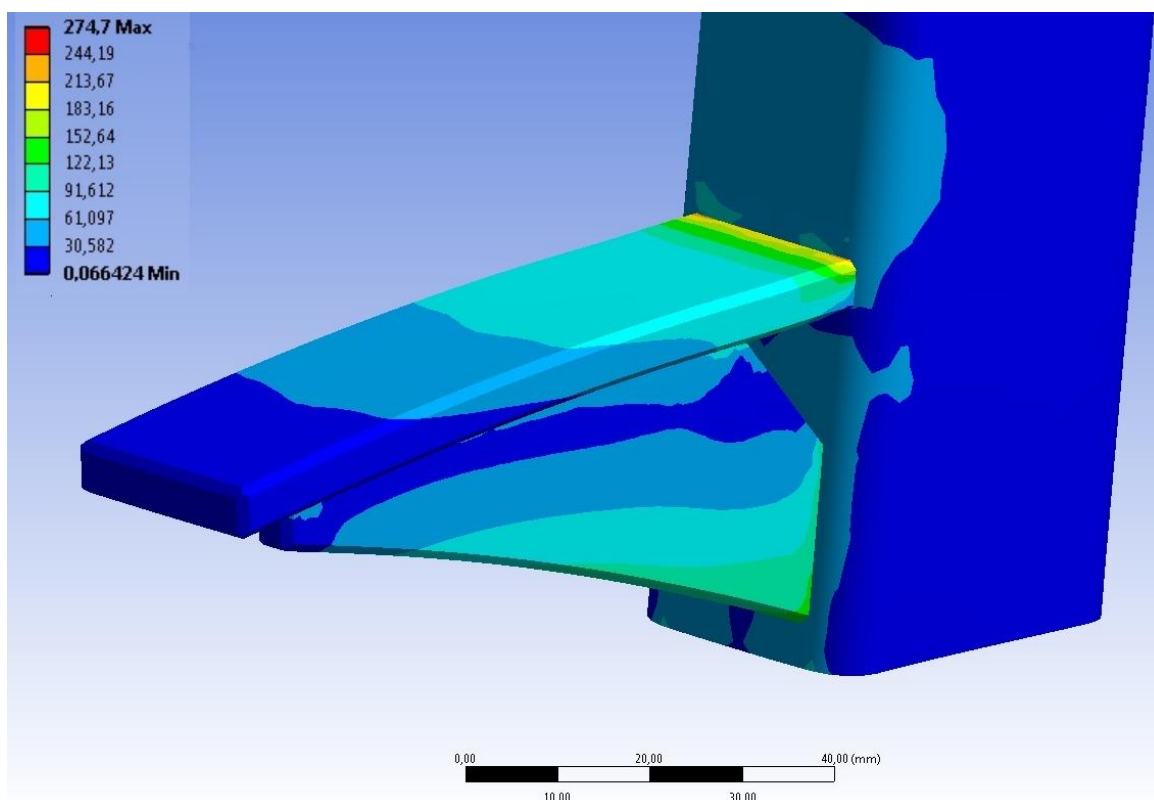
Byla provedena pevnostní analýza vybraných dílů zvedáku. Jako v předešlém případě byla pro výpočet použita metoda konečných prvků s využitím programu Adams. Jednotlivé díly byly zatíženy maximální zatěžující silou, která na dané díly působí. Výsledná redukovaná napětí Von Misses (HMH) jsou porovnávána s dovoleným napětím $\sigma_{Dov} = 236,7$ MPa. V tomto napětí je již zahrnuta doporučená bezpečnost 1,5.

5.4.1 ANALÝZA NOSIČE VOZU

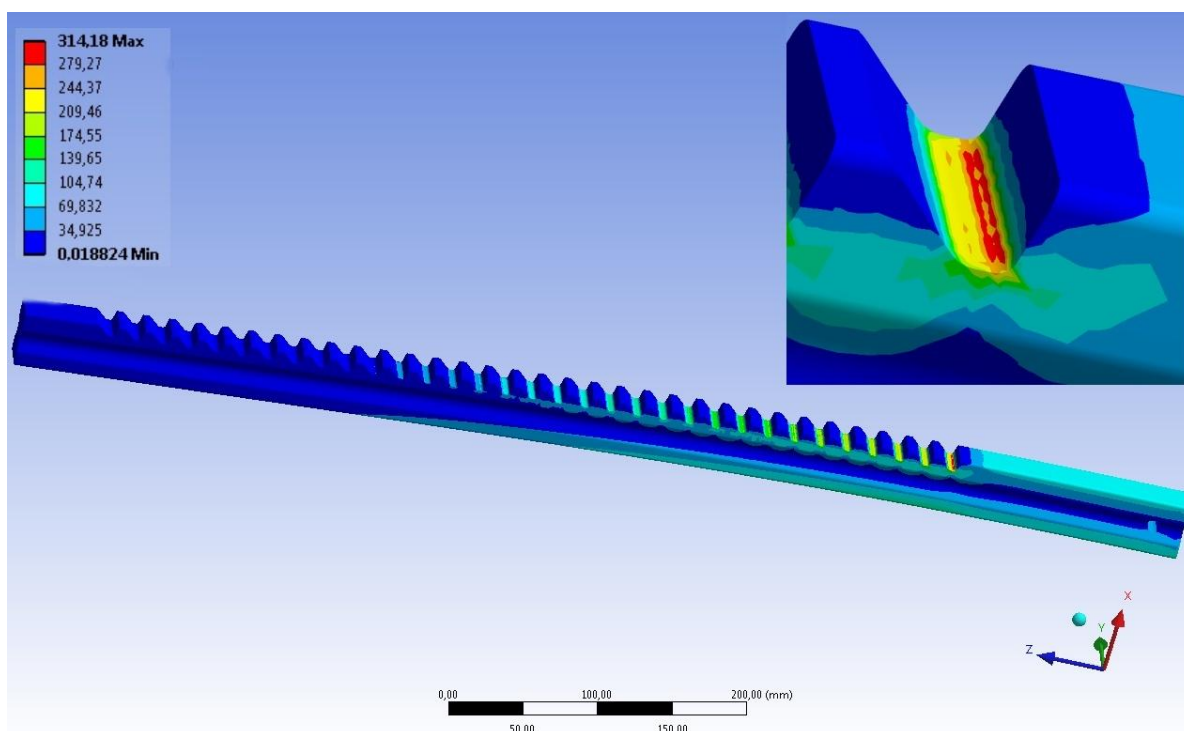
Nosič vozu byl v programu Ansys „vysítován“ prvky o velikosti 3 mm, kde na výložníku nosiče vozu byla síť zjemněna na velikost prvku 2 mm a v místech vrubů až na velikost 1 mm. Zatížení bylo provedeno maximální zatěžující silou 8000 N, která byla umístěna na volný konec nosiče vozu. Těleso bylo zavazbeno proti posuvu ve všech směrech za vrchní hranu otvoru, kterou prochází rohatka spolu se západkou ke hřebeni. V místě, kde se obal nosiče dotýká hřebenu, tj. na straně zubů a jejich protilehlé straně, byl umožněn pohyb tělesa pouze ve svislém směru. To z toho důvodu, aby byly navozeny podmínky jako při reálném namáhání nosiče. Jak je vidět na Obr. 46, největší napětí vzniká v místě kontaktu obalu s nosičem. Napětí není v tomto místě věrohodné, protože nosič vozu je k obalu přivařen pomocí koutových svarů.

5.4.2 ANALÝZA HŘEBENU

Hřeben byl „vysítován“ prvky o velikosti 4 mm. Na jeho ozubené části byla síť zjemněna na velikost prvku 1,5 mm, a to z toho důvodu, že zuby působí jako vruby v tělese. Vzhledem k působícímu kombinovanému namáhání Ohyb – Tlak bylo nutné hřeben zatížit jak ohybovým momentem 1200 Nm, tak silou působící v ose hřebenu o velikosti 8000 N. K zavazbení byla použita spodní plocha hřebenu, kde bylo zamezeno posuvům tělesa ve všech směrech. Jedná se o místo, kde je přimontována patka. Z důvodů, že maximální napětí se nachází ve dně nejspodnějšího zubu Obr. 47, byl profil na straně zubů zesílen, a to tím, že bylo zmenšeno odlehčovací vybrání po stranách hřebenu. Profil tedy nezůstal, jak bylo vypočítáno, souměrný, ale na straně ozubení došlo k jeho zesílení.



Obr. 46 Redukovaná napětí Von Misses - nosič vozu (min 0,006 MPa, max 274,7 MPa)

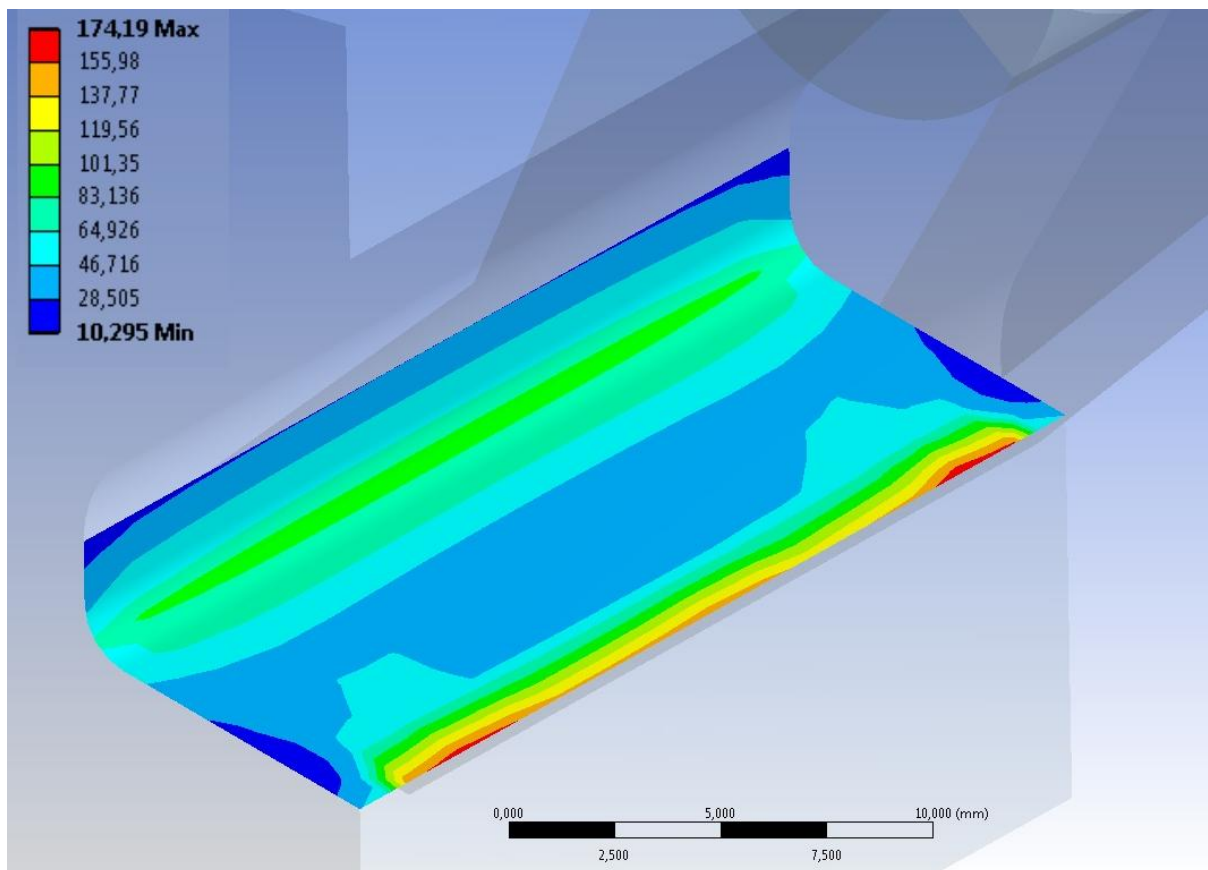


Obr. 47 Redukovaná napětí Von Misses - hřeben (min 0,018 MPa, max 314,18 MPa)



5.4.3 ANALÝZA ZÁPADKY

Aby mohl být zobrazen kontaktní tlak mezi zubem hřebenu a západkou, byl vymodelován jeden zub hřebenu, do kterého dosedá západka. Mezi zubem a západkou byl nastaven kontakt s třením. Do otvoru pro čep v západce byla vložena náhrada čepu. Mezi čepem a západkou byl nastaven kontakt. Čep byl zatížen na každé straně polovinou maximálního zatížení. U čepu byl povolen pohyb pouze rovnoběžně s hřebenem, jako tomu je, když je západka umístěna v jezdcí. Na zadní straně zubu hřebenu byl zamezen pohyb ve všech směrech. Pro „vysítování“ byly použity prvky o velikosti 1 mm.



Obr. 48 Tlak v kontaktu (min 10,29 MPa, max 174,19 MPa)

5.5 CENOVÝ ODHAD

V případě mechanického zvedáku se do konečné ceny započítává cena hutního materiálu a cena za práci při výrobě. V příloze P2 je uveden seznam cen za potřebný materiál. Stejně jako v případě hydraulického zvedáku by se jednalo o malosériovou výrobu.

Ceny materiálu byly opět vyhledávány na relevantních internetových stránkách. Cena za materiál byla vyčíslena na zhruba 600 korun. Cena za práci při výrobě byla odhadnuta na zhruba 8000 korun. Konečná cena zvedáku by se tedy pohybovala okolo 8600 korun.



6 RYCHLÝ ZVEDÁK (QUICK LIFT JACK)

Rychlý zvedák se svými rozměry jeví jako ideální typ pro použití při závodech lehkých závodních automobilů, zejména formulových vozů. Velkým kladem je především jeho nízká hmotnost, a také stabilita, zajištěná základnou tvořenou z kovových čtyřhranných profilů. Za zmínku zcela jistě stojí také jeho snadná manévrovatelnost, umožněná připojením pojízdných koleček. Hojně se využívá například při rychlé výměně pneumatik.

Nicméně při bližším prozkoumání jeho vlastností je odhaleno více nedostatků než možných kladů. Největší nevýhodou je zcela jistě neexistence možnosti zvedání vozu po jednotlivých fázích. Existují zde jen dvě základní polohy – spuštěno, zvednuto. Při spodní poloze zvedáku je jeho výška 25 mm, zatímco při jeho zvednutí je možno dosáhnout výšky až 200 mm. Na trhu je dostupné více modelů, lišících se v rozměrech zvedáku samotného a jeho funkčních parametrech. Samozřejmě v návaznosti na jeho parametry se mění také cena. [12]

Vzhledem k tématu této diplomové práce bylo jasné, že tento zvedák není možné vynechat. Nicméně po zjištění relevantních informací a po dohodě s vedoucím diplomové práce bylo usouzeno, že vzhledem k tomu, že by se případně jednalo o malosériovou výrobu, byly by náklady na výrobu příliš vysoké. Vyplatilo by se tedy spíše daný zvedák zakoupit, než investovat peníze do nákupu materiálu a jeho následné výroby. V současné době se jeho cena na trhu pohybuje v rozmezí 100 – 150 liber (viz zdroj [23]), v závislosti na jeho parametrech. Ceny jsou platné ke dni 7.5.2011.



Obr. 49 Quick Lift Jack [12]



ZÁVĚR

Ve své diplomové práci jsem se zabýval návrhem zvedáku závodního automobilu, určeného zejména pro použití na trati při vzniklém defektu. Byl zvolen návrh dvou koncepcí zvedáku, a to první založený na hydraulickém principu a druhý založený na principu rohatky a západky, tj. principu mechanickém. Oba navrhované zvedáky byly vytvořeny v programu ProEngineer Wildfire 5.0.

Oba zvedáky byly navrhovány pro zátěžnou sílu 8000 N, která byla určena vzhledem k celkové váze zvedaného vozu. Tato hmotnost vyplynula ze závěru, že zvedák není určen pro zvedání celého vozu, ale pouze jeho části, maximálně tedy jeho poloviční váhy.

Prvním navrhovaným zvedákem byl zvedák založený na hydraulickém principu. Tento zvedák se vyznačuje svou malou hmotností 6 kg a svým zdvihem 450 mm. Pro zvedání je na páce zapotřebí síly o velikosti 90 N při maximálním zatížení zvedáku. Vzhledem k hydraulickému převodu je nutné pro zvednutí břemene o 10 mm provést dva až tři zdvihy pákou. Rychlost spuštění břemene se dá regulovat počtem otočení odpouštěcího šroubu.

Druhým navrhovaným zvedákem byl zvedák založený na mechanickém principu. Hmotnost zvedáku vzhledem k výrazné hmotnosti nosného hřebenu je 8 kg a zdvih zvedáku od jeho spodní do jeho horní polohy je 550 mm. Tento zvedák se při jednom pohybu pákou zdvihne o 18 mm. Je vybaven odnímatelnou pákou, která má délku 500 mm. Délku páky je možné ještě nastavit tím, že se do páky vloží nástavec, a tak dojde k prodloužení páky o 200 mm. V důsledku toho se zmenší působící ruční síly na páce při stejném zatížení. Toto bylo provedeno z toho důvodu, že při defektu bude využíváno pouze částečné zatížení zvedáku, tj. 6000 N, pro které postačí kratší páka s působící ruční silou 350 N. Při prodloužené páce je možno zvedat maximální zatížení 8000 N při stejné působící ruční síle. Rychlost pouštění břemene se nedá regulovat, dochází k náhlému poklesu.

Byl proveden také kinematický rozbor pákového mechanismu hydraulického zvedáku. Pevnostní výpočty byly prováděny v programu Ansys Workbench, do kterého byly jednotlivé díly importovány z programu ProEngineer.

Po zvážení jednotlivých vlastností zvedáků se jako vhodnější jeví zvedák hydraulický, u kterého není pro zvedání břemene zapotřebí tak velká ruční síla, jako u zvedáku mechanického. Dále je u něho možno regulovat rychlost spouštění břemene, což u mechanického zvedáku probíhá neřízeně.

V této práci byl navržen zvedák, jenž splňuje požadované vlastnosti zařízení tohoto typu. Všechny body zadání byly splněny. Výsledná cena navrženého zvedáku byla dokonce nižší než cena nabízená prodejci ve specializovaných prodejnách.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] AGRO-HYTOS. *Jednosměrné ventily* [online]. [cit.2011-03-10]. URL: <<http://www.fluid-systems-partners.de/cz/hytos/hytos.php?id=2&pid=7>>.
- [2] ALU plus. *Standardní nabídka* [online]. [cit.2011-04-05]. URL: <<http://www.aluplus.cz/sortiment.html>>.
- [3] Auto. *Nafukovací balonový zvedák vozu* [online]. [cit.2011-04-12]. URL: <<http://www.aberto.cz/hevery--zvedaky/nafukovaci-balonovy-zvedak-vozu>>.
- [4] BERG AB. *Katalog* [online]. c2004-2010. [cit.2010-05-17]. URL: <<http://www.bergab.ru/>>.
- [5] Brano. *Hřebenové zvedáky* [online]. [cit.2010-05-22]. URL: <<http://katalog.brano.cz/cs/zvedaci-zarizeni/hrebenove-zvedaky>>.
- [6] BTH DANIEL. *Produkty* [online]. c2011. [cit.2011-05-17]. URL: <http://www.sklep.bthdaniel.pl/advanced_search_result.php?keywords=hytos&search_in_description=1&sort=4a&page=2>.
- [7] Car repair online product. *Autolift* [online]. [cit.2011-04-12]. URL: <<http://www.nonpaints.cz/katalog/crop-nonpaint-products/--vyhytavky---produkt/autolift---zvedak-2000kg>>.
- [8] Car Repair Online Products. *RakJAK pneumický zvedák* [online]. [cit.2011-01-20]. URL: <http://www.nonpaints.cz/katalog/crop-nonpaint-products/rakjak---gojak/produkt/rakjak-pneumaticky-zvedak/_var=1268>.
- [9] CarTech autoports. *Aluminium racing jack* [online]. c2008-2011. [cit.2011-01-20]. URL: <<http://www.cartchautoparts.com/aluminum-racing-jack/>>.
- [10] ČSN EN 1493. *Zvedáky vozidel*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. 56 s.
- [11] ČSN EN 1494+A1. *Mobilní a přemístitelné zvedáky a souvisící zdvihací zařízení*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. 40 s.
- [12] Demon tweeks. *Champion Quick Lift Jack* [online]. c2011. [cit.2011-05-07]. URL: <http://www.demon-tweeks.co.uk/Motorsport/Pit_Paddock_Accessories/Jacks_Chassis_Stands/Champion_Quick_Lift_Jack/1247/1452>.
- [13] Ebay. *Porsche 911T 911S 912 VW Bilstein jack* [online]. c2011. [cit.2011-02-05]. URL: <http://cgi.ebay.com/ebaymotors/69-70-71-VINTAGE-PORSCHE-911T-911S-912-VW-BILSTEIN-JACK-/320650398904?pt=Motors_Car_Truck_Parts_Accessories&hash=item4aa840ccb8>.
- [14] Engineers EDGE. *Basic Hydraulic Jack System* [online]. c2000-2011. [cit.2011-01-23]. URL: <http://www.hardy racingteam.com/en_touaregt11.htm>.



- [15] Hardy racing team. *HRT Touareg 3.2L 220 hp T1* [online]. c2011. [cit.2011-01-23]. URL: <http://www.hardyracingteam.com/en_touaregt11.htm>.
- [16] Hi-Lift Jack Company. *Don't Settle for an Imitation — The Difference is Quality* [online]. [cit.2010-11-12]. URL: <<http://www.hi-lift.com/hi-lift-jacks/index.html>>.
- [17] Howe. *Hydraulic Jacks* [online]. c2006. [cit.2011-01-22]. URL: <<http://www.howeperformance.com/hydraulicjack.html>>.
- [18] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. CERM, Třetí vydání, Brno, 2004. ISBN 80-214-2592-X.
- [19] JH6 zvedací zařízení pro každého. *Autolift 2000* [online]. [cit.2011-04-12]. URL: <<http://www.jh6.cz/Web/index.phpt>>.
- [20] Joyce. *Screw jacks* [online]. [cit.2010-03-19]. URL: <http://www.joycedayton.com/Products/Screw_Jacks/Products/Machine_Screw_Jacks/Index.aspx>.
- [21] KONDOR. *Prodej a dělení hutních materiálů* [online]. c2011. [cit.2011-05-17]. URL: <http://www.kondor.cz/pasova-a-plocha-ocel_7_30.php>.
- [22] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. ALBRA, Třetí vydání, Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [23] Motorsport-Tools. *Racing Quicklift Jacks* [online]. c2008-2010. [cit.2011-05-07]. URL: <http://www.motorsport-tools.com/index.php?main_page=index&cPath=17951_17953>.
- [24] Porsche 914. *VW Factory Jacks* [online]. c2007-2010. [cit.2011-01-20]. URL: <http://www.p914.com/vw_tools_jack-lever_02.htm>.
- [25] Prodej olejů a maziv. *Hydraulické oleje* [online]. c2008-2011. [cit.2010-05-17]. URL: <<http://www.oleje-mazivo.cz/?hydraulicke-oleje,167>>.
- [26] Rubena. *On-line shop* [online]. [cit.2010-05-17]. URL: <<http://www.rubena.cz/default.asp?CatID=1939>>.
- [27] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R., BUDYNAS, R.G. *Konstruování strojních součástí*. VUTIUN, První vydání, Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [28] SKF. *Hydraulická těsnění* [online]. [cit.2011-03-10]. URL: <<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?lang=cs&maincatalogue=1&newlink=7>>.
- [29] Speedpro. *Hydraulický zvedák* [online]. c2010. [cit.2011-03-18]. URL: <<http://speedpro.cz/hydraulicky-zvedakhever-soutezni-auta-p-4930.html>>.
- [30] SPORT parts. *Produkty* [online]. [cit.2011-03-18]. URL: <<http://www.sport-parts.cz/index.php?action=browse&mainCat=109>>.



- [31] Stroje a zařízení. *Zdvihací zařízení* [online]. c2002-2011. [cit.2010-04-29]. URL: <http://www.p914.com/vw_tools_jack-lever_02.htm>.
- [32] Tedox. *Hydraulické zvedáky* [online]. c2011. [cit.2011-01-23]. URL: <<http://www.tedox.cz/hydraulicke-zvedaky>>.
- [33] T-PROM s.r.o. *Mechanické vlastnosti ocelí* [online]. [cit.2010-11-14]. URL: <<http://www.tprom.cz/tabulky/tabulka4.html>>.
- [34] Wikipedie. *Zvedák* [online]. poslední editace stránky 31.10.2010 [cit.2010-12-18]. URL: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Zved%C3%A1k>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	smykové napětí čepu
$\sigma_{\check{c}red}$	[MPa]	redukované napětí
σ_{Dov}	[MPa]	dovolené napětí
τ_{Dov}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
$\sigma_{Dov\check{c}}$	[MPa]	dovolené napětí čepu
$\tau_{Dov\check{c}}$	[MPa]	dovolené napětí čepu
σ_{ok1}	[MPa]	ohybové napětí v mezikruhovém průřezu pístu
σ_{ok2}	[MPa]	ohybové napětí v mezikruhovém průřezu pístnice
σ_s	[MPa]	napětí ve stojně
σ_{sk}	[MPa]	kombinované napětí stojny
a	[mm]	rameno výložníku zvedáku
b	[mm]	šířka profilu
b_{tr}	[mm]	šířka trojúhelníku
d_1	[mm]	malý průměr pístu
D_1	[mm]	velký průměr pístu
d_2	[mm]	malý průměr pístnice
D_2	[mm]	velký průměr pístnice
$d_{\check{c}}$	[mm]	zvolený průměr čepu
$d_{\check{c}n}$	[mm]	návrhový průměr čepu
$D_{nadobky}$	[mm]	vnitřní průměr nádoby pro zásobu oleje
d_p	[mm]	průměr malého podávacího pístku
E	[MPa]	modul pružnosti
$F_{\check{c}l}$	[N]	ruční síla působící na páku
F_p	[N]	síla působící na malý podávací píst
F_z	[N]	zatěžující síla heveru
h	[mm]	výška profilu
h_{tr}	[mm]	výška trojúhelníku
J_y	[mm ⁴]	kvadratický moment celého profilu
J_{yobd}	[mm ⁴]	kvadratický moment obdélníkového průřezu
J_{ytr}	[mm ⁴]	kvadratický moment trojúhelníkového průřezu
J_{ytrS}	[mm ⁴]	kvadratický moment přepočítaný do těžiště profilu



k	[-]	bezpečnost
l	[mm]	délka delšího ramena na páce
l_{sb}	[mm]	délka mezi sílami působícími na bočnici
l_{sz}	[mm]	délka mezi sílami působícími na západku
m_L	[kg]	hmotnost levé poloviny vozu
M_o	[Nm]	ohybový moment
M_o	[Nm]	ohybový moment
$M_{o\check{c}}$	[Nm]	ohybový moment působící na čep
m_p	[kg]	hmotnost pravé poloviny vozu
m_v	[kg]	hmotnost vozu
N	[N]	normálová síla
N_s	[N]	nominální síla ve stojně
p_b	[MPa]	tlak v bočnici
p_{Dov}	[MPa]	dovolený tlak
p_{Dov}	[MPa]	dovolený tlak
p_{Z10}	[-]	počet zdvihů malého pístu, aby došlo ke zdvihu o 10 mm
q	[mm]	vzdálenost mezi sílami
r	[mm]	délka kratšího ramena na páce
$R_{e\check{c}}$	[MPa]	mez kluzu čepu
R_{es}	[MPa]	mez kluzu stojny
$R_{m\check{c}}$	[MPa]	mez pevnosti čepu
R_{ms}	[MPa]	mez pevnosti stojny
s_b	[mm]	zvolená síla bočnice
s_{bn}	[mm]	návrhová síla bočnice
$S_{\check{c}}$	[mm ²]	plocha čepu
$S_{\check{c}n}$	[mm ²]	plocha čepu návrhová
s_{k1}	[mm ²]	obsah mezikruží pístu
s_{k2}	[mm ²]	obsah mezikruží pístnice
S_s	[mm ²]	plocha stojny
T	[N]	posouvající síla
T	[-]	těžiště
V_1	[l]	objem pracovního prostoru velkého pístu
V_{10}	[l]	objem potřebný na 10 mm zdvihu



V_2	[l]	objem pracovního prostoru malého pístu
$V_{\min}$	[l]	potřebné množství oleje
V_{nadobky}	[mm]	potřebná výška nádoby pro zásobu oleje
$W_{\text{oč}}$	[mm ³]	průřezový modul v ohybu čepu
W_{ok1}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu – mezikruhový průřez pístu
W_{ok2}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu – mezikruhový průřez pístnice
W_{on}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu návrhový
zdvih_1	[mm]	pracovní zdvih velkého pístu
zdvih_{10}	[mm]	zdvih velkého pístu o 10 mm
zdvih_2	[mm]	pracovní zdvih malého pístu



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Hřebenový zvedák [4]	12
Obr. 2 Šroubový zvedák [19]	13
Obr. 3 Pneumatický zvedák [7]	13
Obr. 4 Schéma hydraulického zvedáku [27]	14
Obr. 5 Hydraulický zvedák [28]	14
Obr. 6 Zvedák Porsche 911T [12]	15
Obr. 7 Zvedák Aero Minor	15
Obr. 8 Hi-Lift Jack [15]	15
Obr. 9 Volkswagen Touareg [14]	16
Obr. 10 Balónový zvedák [2]	16
Obr. 11 Autolift - postup při zvedání vozu [6]	17
Obr. 12 Pracovní prostředí programu ProEngineer	18
Obr. 13 Pracovní prostředí MD Adams	19
Obr. 14 Prostedí programu Ansys Workbench	20
Obr. 15 Rozložení hmotnosti vozu	21
Obr. 16 Hydraulický zvedák	22
Obr. 17 Řez nádobou: a) osový řez b) řez osou přepouštěcího kanálku	23
Obr. 18 Nádobka	24
Obr. 19 Vnější víčko	24
Obr. 20 Vnitřní víčko	25
Obr. 21 Hlavní píst s pístnicí - zdvih	25
Obr. 22 Podávací píst s pístnicí - v krajních polohách	26
Obr. 23 Páka v krajních polohách	26
Obr. 24 Hydraulický obvod	27
Obr. 25 Jednosměrný ventil [1]	28
Obr. 26 Působení sil pro VVU	29
Obr. 27 Výsledné VVU	30
Obr. 28 Schema zvedáku	33
Obr. 29 Vazby a zatížení modelu v programu Adams	36
Obr. 30 Ruční síla a zdvih konce páky v závislosti na čase	37
Obr. 31 Ruční síla v závislosti na zdvihu páky	37
Obr. 32 Redukovaná napětí Von Misses - nosič vozu (min 0,0007 MPa, max 213,7 MPa)	38
Obr. 33 Redukovaná napětí Von Misses – píst (min 0,088 MPa, max 253,29 MPa)	39
Obr. 34 Redukovaná napětí Von Misses – pístnice (min 0,133 MPa, max 264,2 MPa)	40



Obr. 35 Mechanický zvedák.....	41
Obr. 36 Hřeben s patkou.....	42
Obr. 37 Svařenec jezdce	42
Obr. 38 Popis jezdce s mechanismem	43
Obr. 39 Popis páky	43
Obr. 40 Aretace páky.....	44
Obr. 41 Zvedání - princip	44
Obr. 42 Spouštění - princip.....	45
Obr. 43 Tvar profilu stojny.....	46
Obr. 44 Zatížení čepu	51
Obr. 45 Vazby a zatížení modelu v programu Adams	53
Obr. 46 Redukovaná napětí Von Misses - nosič vozu (min 0,006 MPa, max 274,7 MPa).....	55
Obr. 47 Redukovaná napětí Von Misses - hřeben (min 0,018 MPa, max 314,18 MPa).....	55
Obr. 48 Tlak v kontaktu (min 10,29 MPa, max 174,19 MPa).....	56
Obr. 49 Quick Lift Jack [11]	57



SEZNAM PŘÍLOH

- P 1 Přehled cen dílů – Hydraulický zvedák
- P 2 Přehled cen dílů – Mechanický zvedák


P 1 Přehled cen dílů – *Hydraulický zvedák*

<i>Normalizované součástky</i>		
Název, součást pro díl	Značení	Cena
jednosměrný ventil 2x	VJO1-06/SG-2	2 x 385 = 770,-Kč
víčko	CR OR 10x2	6,-Kč
	CR OR 83x2,5	16,-Kč
víčko malé	CR OR 49x1,5	12,-Kč
pístnice	CR OR 34x1,5	11,-Kč
	CR PAK 30x40x4,5-L	97,-Kč
	CR RGR 30x34x10-PF	123,-Kč
hlava pístu	CR SA 32x22x11	35,-Kč
	CR PGR 32x26x10-A	26,-Kč
malá pístnice	CR OR 18x1,5	8,-Kč
	CR SI 12x20x6,3	43,-Kč
Celkem		1147,-Kč

Dodavatelé: [4] [26] [6]

<i>Hutní materiál</i>		
Součásti	množství	Cena
páka		18,-Kč
nosič vozu - trn		17,-Kč
nosič vozu - vedení		8,-Kč
píst		63,-Kč
pístnice		150,-Kč
píst malý		15,-Kč
pístnice malá		20,-Kč
podstavec		28,-Kč
vzpěry		12,-Kč
ostatní drobné díly		75,-Kč
víko velké Al		30,-Kč
víko malé Al		12,-Kč
nádoba Al		333,-Kč
hydraulický olej	0,5 l	100,-Kč
Celkem		881,-Kč

Dodavatelé: [21] [2] [25]

Ceny jsou platné k 17.5.2011


P 2 Přehled cen dílů – *Mechanický zvedák*

<i>Hutní materiál</i>		
Součásti	množství	Cena
hřeben		187,-Kč
obal		14,-Kč
nosič vozu		3,-Kč
nosič vozu - podpěra	2x	2 x 4 = 8,-Kč
bočnice	2x	2 x 8 = 16,-Kč
rohatka		8,-Kč
západka		8,-Kč
nosič páky, mechanismu		42,-Kč
podstavec		6,-Kč
bočnice podstavce	2x	2 x 2,5 = 5,-Kč
páka - trubka		25,-Kč
nástavec trubky		12,-Kč
jistící kroužek		6,-Kč
otočný kroužek		6,-Kč
doraz		8,-Kč
pružina		45,-Kč
spirálová pružina	2x	2 x 45 = 90,-Kč
ostatní drobné díly, kolíky ...		110,-Kč
Celkem		599,-Kč

Dodavatelé: [21]

Ceny jsou platné k 17.5.2011