

Pevnostní kontrola dílenského zvedáku

Strength check of the workshop jack

Bc. Martin Šenkeřík

Diplomová práce
2014



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Šenkeřík**
Osobní číslo: **T12450**
Studijní program: **N3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce technologických zařízení**
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Pevnostní kontrola dílenského zvedáku**

Zásady pro vypracování:

- 1. Vypracujte rešerzi na téma pevnostní kontroly dílu a sestav.**
- 2. Klasifikujte typy namáhání dílenského zvedáku.**
- 3. Proveďte pevnostní výpočty.**
- 4. Zhodnoťte řešení a výsledky.**

Rozsah diplomové práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

Skopal Adámek: Stavba a provoz strojů

Jaroslav Šidák: Stroje

Dle doporučení vedoucího diplomové práce.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jaroslav Maloch, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání diplomové práce:

10. února 2014

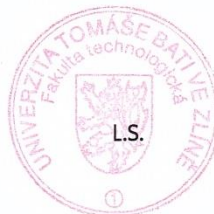
Termín odevzdání diplomové práce:

12. května 2014

Ve Zlíně dne 10. února 2014



doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.
děkan



prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

Příjmení a jméno: Šenkeřík Martin

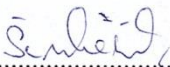
Konstrukce
technologických
zařízení
Obor:

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 10.4.2014


.....

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevýdělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

³⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpirá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výtěžku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výtěžku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Práce se zabývá pevnostní kontrolou návrhu mechanického dílenského zvedáku do 50kg s ručním pohonem, který byl navržen pro potřeby dílny Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně. Součástí práce jsou výpočty týkající se rozměrů, pevnostní výpočet průměru lana, čepu kladky a jiných dílů zvedacího zařízení. Součástí jsou rovněž analýzy týkající se maximálního zatížení důležitých částí zvedáku. Veškeré rozměry a návrhy dílů zvedáku byly uvedeny v kompletní výkresové dokumentaci.

Klíčová slova: Pevnostní kontrola, dílenský zvedák, pevnostní výpočet.

ABSTRACT

Thesis deals with strength check of mechanical lifting mechanism design up to 50 kg with hand traction, which was designed for using in laboratory of Tomas Bata University in Zlin. Calculation of dimensions, strength calculation of the rope diameter, pulley bolt, and other parts of the lifting mechanism are parts of the thesis. Maximal load limit analysis of important lifting mechanism parts are part of this thesis as well. All dimensions and designs of the lifting mechanism parts are stated in complete drawings.

Keywords: strength check, lifting mechanism, strength calculation.

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jaroslavu Malochovy CSc. za odborné vedení, mnoho cenných rad a poskytnutý čas, který mi věnoval při vypracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mi poskytli své odborné postřehy.

Motto:

„Lidé, kteří se ve světě neztratí, jsou lidé, kteří zvednou hlavu a rozhlédnou se po tom, co chtějí. A když to nenajdou, vytvoří to.“

Shaw George Bernard

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem při tom jen uvedené prameny a literaturu, a že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Ve Zlíně dne 10. dubna 2014

OBSAH

ÚVOD	11
I TEORETICKÁ ČÁST	12
1 JEŘÁBY	13
1.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY A POJMY JEŘÁBŮ	14
1.1.1 Konstrukce jeřábu	14
1.1.2 Dovolená nosnost	15
1.1.3 Dovolené břemeno	15
1.1.4 Elektrická výzbroj jeřábů	15
1.1.5 Rozpětí jeřábu	15
1.1.6 Výška zdvihu.....	15
1.1.7 Zdvihací rychlost.....	15
1.1.8 Rychlost pojíždění.....	15
1.1.9 Výkon jeřábu	15
2 ČÁSTI ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ A JEJICH PEVNOSTNÍ KONTROLA	16
2.1 LANA	16
2.1.1 Ocelová lana.....	17
2.1.1.1 Lana normální konstrukce.....	18
2.1.1.2 Lana umrtvená.....	20
2.1.1.3 Lana netočivá	20
2.1.2 Textilní lana	21
2.1.3 Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla	21
2.1.3.1 Výpočet síly zatížení svislého lana	22
2.1.3.2 Výpočet jmenovité pevnosti svislého lana.....	22
2.1.3.3 Výpočet průměru svislého lana.....	22
2.1.3.4 Celková délka lana	23
2.2 KLDKY A BUBNY	23
2.2.1 Výpočet rozměrů kladky	24
Výpočet průměru kladky	24
Výpočet jmenovitého průměru kladky	24
2.3 OZUBENÉ PŘEVODY	24
2.3.1 Čelní ozubená kola	25
Čelní ozubená kola rozdělujeme podle tvaru čáry zubů na:	26
2.3.1.1 Výpočet čelních ozubených kol s přímými zuby	26
2.4 PROSTŘEDKY PRO VÁZÁNÍ A UCHOPENÍ BŘEMENE	29
2.5 SPOJOVACÍ SOUČÁSTI	29
2.5.1 Šrouby a šroubové spoje	29
2.5.1.1 Výpočty šroubových spojů.....	31

2.5.2	Spojovací čepy	34
2.5.2.1	Pevnostní výpočet spojovacího čepu	35
2.5.3	Svarové spoje	37
2.5.3.1	Výpočty svarových spojů	37
2.5.4	Výpočet namáhání na vzpěr	43
3	METODA KONEČNÝCH PRVKŮ – MPK (FEM)	46
3.1	PRINCIP MKP	47
4	SHRnutí TEORETICKÝCH POZNATKŮ	49
II	PRAKTICKÁ ČÁST	50
5	NÁVRH DÍLENSKÉHO ZVEDÁKU	51
5.1	POŽADOVANÉ PARAMETRY	51
5.2	KONSTRUKCE NAVRHOVANÉHO ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ	52
5.3	PARAMETRY NAVRŽENÉHO ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ.....	53
6	TYPY NAMÁHÁNÍ DÍLENSKÉHO ZVEDÁKU	54
	Namáhané součásti tahem / tlakem:	54
	Namáhané součásti ohybem:	54
	Namáhané součásti smykem:	54
	Namáhané součásti krutem:.....	54
6.1	KONTROLA NAVRŽENÝCH ČÁSTÍ.....	56
6.1.1	Kontrola lana	56
6.1.1.1	Výpočet síly zatížení svislého lana	56
6.1.1.2	Výpočet jmenovité pevnosti svislého lana	56
6.1.1.3	Výpočet průměru svislého lana	57
6.1.1.4	Celková délka lana	57
6.1.2	Kontrola čepu pojezdového kola.....	58
6.1.2.1	Výpočet síly působící na kola od zvedacího zařízení	58
6.1.2.2	Výpočet síly působící na kola od břemene	58
6.1.2.3	Výpočet celkové síly působící na kola.....	59
6.1.2.4	Výpočet maximálního ohybového napětí čepu pojezdového kola.....	59
6.1.2.5	Návrh průměru čepu pojezdového kola	60
6.1.2.6	Kontrola čepu pojezdového kola na stříh.....	60
6.1.3	Kontrola čepu pro volnou kladku.....	61
6.1.3.1	Výpočet síly působící na kladku od břemene	61
6.1.3.2	Výpočet síly působící na čep kladky.....	61
6.1.3.3	Výpočet maximálního ohybového napětí čepu kladky	62

6.1.3.4	Návrh průměru čepu kladky	62
6.1.3.5	Kontrola čepu kladky na střih	63
7	PEVNOSTNÍ ANALÝZA DÍLENSKÉHO ZVEDÁKU	64
7.1	POPIS FUNKCE PEVNOSTNÍ ANALÝZY	64
7.2	INTERPRETACE VÝSLEDKŮ PEVNOSTNÍCH ANALÝZ.....	64
7.2.1	Barvy kontur výsledků	64
7.2.2	Ekvivalentní napětí.....	65
7.2.3	Posunutí.....	65
7.2.4	Deformace	66
7.2.5	Koeficient bezpečnosti	66
7.3	SIMULACE ZATÍŽENÍ ČÍSLO 1. – ZATÍŽENÍ HÁKU	67
7.3.1	Nastavení parametrů analýzy zatížení háku 50kg	68
7.3.2	Výsledky analýzy háku zatíženého 50 Kg	71
7.3.3	Porovnání výsledků při různém zatížení háku	73
7.4	SIMULACE ZATÍŽENÍ ČÍSLO 2. – ZATÍŽENÍ PŘEDNÍHO KOLA.....	74
7.4.1	Nastavení parametrů analýzy zatížení předního kola 139 Kg.....	76
7.4.2	Výsledky analýzy předního kola zatíženého 139 Kg.....	79
7.4.3	Porovnání výsledků při různém zatížení předního kola.....	81
7.5	SIMULACE ZATÍŽENÍ ČÍSLO 3. – ZATÍŽENÍ RAMENE KONSTRUKCE	82
7.5.1	Nastavení parametrů analýzy zatížení ramene konstrukce 50 Kg	84
7.5.2	Výsledky analýzy ramene konstrukce zatíženého 50 Kg.....	87
7.5.3	Porovnání výsledků při různém zatížení ramene konstrukce.....	89
7.6	SIMULACE ZATÍŽENÍ ČÍSLO 4. – ZATÍŽENÍ PODPĚRY RAMENE KONSTRUKCE	92
7.6.1	Nastavení parametrů analýzy zatížení podpěry ramene konstrukce	93
7.6.2	Výsledky analýzy podpěry ramene konstrukce.....	97
7.6.3	Porovnání výsledků při různém zatížení podpěry ramene konstrukce.....	100
7.7	SIMULACE ZATÍŽENÍ ČÍSLO 5. – ZATÍŽENÍ VERTIKÁLNÍ TYČE KONSTRUKCE	101
7.7.1	Nastavení parametrů analýzy zatížení vertikální tyče konstrukce	103
7.7.1	Výsledky analýzy vertikální tyče konstrukce	107
7.7.2	Porovnání výsledků při různém zatížení vertikální tyče konstrukce	109
	ZÁVĚR	111
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	112
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	114
	SEZNAM OBRÁZKŮ	119
	SEZNAM TABULEK.....	122
	SEZNAM PŘÍLOH.....	124

ÚVOD

Problémy se zvedáním a přemísťováním nákladů a břemen jsou nedílnou součástí každé dílny. Když je třeba něco vyrobit, je nutné dopravit materiál ke stroji, na kterém jej obrobíme a vytvoříme požadovaný výrobek, pak je třeba jej sundat a převést jinam. To všechno obnáší ustavičné manuální zvedání a namáhání zad a rukou. A protože je člověk od přírody tvorem líným a se snaží jakoukoli namáhavou činnost zjednodušit a usnadnit bylo by třeba vymyslet a navrhnout zařízení, které by tuhle práci ulehčilo.

Svou diplomovou práci na téma pevnostní kontrola dílenského zvedáku, jsem si vybral, abych se nejen zdokonalil v problematice konstruování zařízení, ale abych se seznámil i se vším, co všechno výroba zvedacího zařízení obnáší. Cílem této práce je tedy navrhnout lanový zvedák a zkontrolovat kritické části tohoto zařízení.

Práce se v úvodu teoretické části zabývá rozdělením jednotlivých zvedacích zařízení. Dále byly uvedeny základní pojmy a parametry dílu a sestav, které jsou součástí navrhovaného typu zvedacího zařízení. Tyto části byly jednoduše popsány a byli uvedeni jejich zástupci spolu s pevnostními výpočty. Dále pak byl nastíněn princip metody konečných prvků, který je využíván v programech pro simulování zatěžování dílů a sestav.

V další části práce se již zaměřovalo na pevnostní kontrolu důležitých dílů, ale nejdříve se musela vymodelovat a navrhnout konstrukce zvedacího zařízení v programu Solid Works 2012. Každý díl zvedáku musel být vymodelován tak, aby splňoval rozměrové, funkční a bezpečnostní parametry. Ke každému nenormalizovanému dílu byla vytvořena výkresová dokumentace. Dále pak byly zpracovány výpočty pro kontrolu průměru lana, čepů kladky a pojezdových kol. V pevnostní analýze v programu Solid Works 2012 byly podrobeny zkoumání díly na maximální zatížení a přetížení.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 JEŘÁBY

Jeřáby jsou zařízení určená pro přemísťování těžkých břemen, jejich zdvihání a udržování v určité výši, například pro nakládání a vykládání lodí, vagonů, atd. [12]

Rozdělení jeřábů:

a) Podle konstrukce:

- sloupové a věžové
- konzolové
- mostové
- portálové
- silniční
- plovoucí
- lanové

b) Podle pohonu:

- ruční
- elektrický
- hydraulický
- pneumatický
- spalovacím motorem

c) Podle způsobu práce:

- pojízdné
- nepojízdné
- otočné
- plovoucí

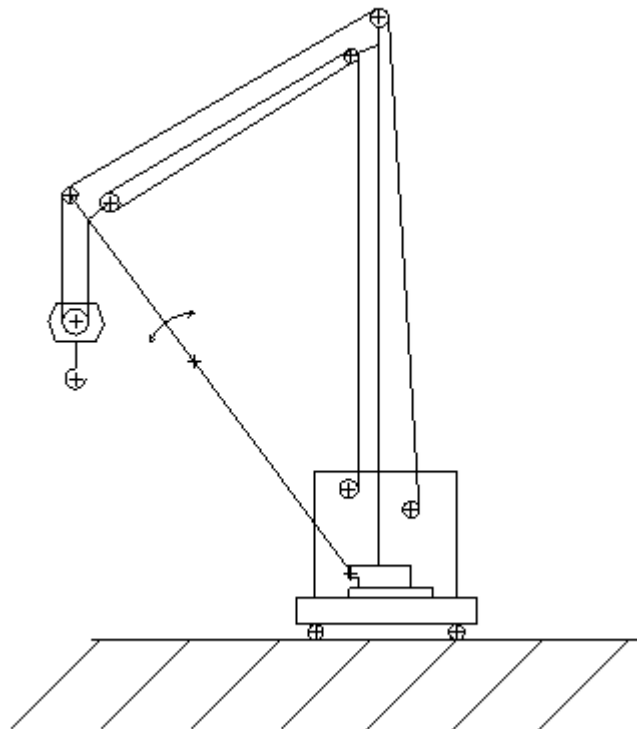
d) Podle účelu a místa použití:

- montážní
- dílenské
- hutní
- nádvorní
- skládkové
- stavební

- železniční
- přístavní
- havarijní

e) Podle typických částí:

- drapákové
- magnetové
- se sklopným výložníkem a vodorovnou drahou břemena
- licí, kovací
- s otočným sloupem, atd.



Obrázek 1: Jeřáb s otočným sloupem

1.1 Základní parametry a pojmy jeřábů

1.1.1 Konstrukce jeřábu

Konstrukce je pevná a nosná část jeřábu, jež zachycuje tíhu břemene a mechanismů sloužících k provozu jeřábu, například zdvihací zařízení, motory na pojiždění, otáčení,

navíjení a jiná ústrojí. Konstrukce musí být nejen lehká, ale i dostatečně pevná, výrobně a provozně levná a musí také splňovat bezpečnost práce při manipulaci. [1]

1.1.2 Dovolená nosnost

Dovolená nosnost je hodnota hmotnosti, která udává maximální dovolenou váhu zatěžujícího břemene v kilogramech nebo tunách. Tam, kde je ještě pomocný zdvih, se maximální dovolená hmotnost zatížení udává jen pro hlavní zdvih. [2]

1.1.3 Dovolené břemeno

„ Je břemeno, které se smí zavěsit na hák nebo uchytit jiným zařízením, kromě drapáků a břemenových magnetů, jejichž váha se započítává do nosnosti jeřábu. “ [2]

1.1.4 Elektrická výzbroj jeřábů

Elektrická výzbroj jeřábů je soubor všech elektrických přístrojů, motorů, příslušenství, vypínačů a přívodů elektrické energie. Elektrický proud bývá přiváděn pomocí trolejí, nebo kde je nebezpečí požáru nebo úrazu přívodním kabelem. [1]

1.1.5 Rozpětí jeřábu

Je to vzdálenost mezi osami kolejnicové dráhy. [2]

1.1.6 Výška zdvihu

Je to vzdálenost mezi nejvyšší a nejnižší polohou háku nebo jiného závěsného zařízení. [2]

1.1.7 Zdvihací rychlost

Je zdvihací nebo spouštěcí rychlost úchopového zařízení (háku, drapáku, atd.), udává se v metrech za minutu. [2]

1.1.8 Rychlost poježdění

Je to dráha, kterou rovnoměrně pojezdí kočka nebo celý jeřáb, udává se v metrech za minutu. [2]

1.1.9 Výkon jeřábu

Je přemístění materiálu na určitou vzdálenost, udává se v tunách. [2]

2 ČÁSTI ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ A JEJICH PEVNOSTNÍ KONTROLA

Už v dřívějších časech bylo zvedání a přemísťování břemen na různé vzdálenosti také velmi důležité, a to bez pomoci techniky bylo velmi namáhavé a pracné. Aby bylo dosaženo těchto cílů, se pro ulehčení prací začali používat různá zdvihací a dopravní zařízení, primitivní páky, soustavy kladek a také jednoduchá zdvihadla. S technologickým pokrokem narůstala také potřeba mít stále dokonalejší a výkonnější zařízení, která by uzvedla a přemísťovala větší a těžší náklady rozličných tvarů a vlastností. A právě z těchto důvodů dnes můžeme nalézt velké množství konstrukcí a typů zvedadel a přemísťovacích zařízení.

2.1 Lana

Lano je předmět, který se vyznačuje svým velkým poměrem mezi délkou a tloušťkou. Má vysokou pevnost v tahu a značnou flexibilitu v ostatních směrech. Je složeno z mnoha tenkých vláken spletených do pramene, ty jsou pak následně spleteny do určitého vzoru. Pevnost lana a jeho vlastnosti jsou dány pevností jednotlivých vláken a jejich vzájemnou adhezí. [1]

Lana jsou nejen lehká a bezpečná, ale jsou i pružná, nehlučná, a právě proto se používají v mnoha oblastech lidské činnosti, například jako ohebné prostředky pro vázání, zvedání, zavěšování, zajišťování stability výškových staveb napínání nebo tažení různých těles. [1]

Rozdělení lan dle materiálu:

- Ocelová
- Textilní

2.1.1 Ocelová lana

Ocelová lana se vyrábí z ocelových drátků s pevností až 2000 MPa. Dovolená zatížení lan stanovuje norma ČSN 024300 až ČSN 024380. Mají větší bezpečnost například než člankové řetězy a oproti nim jsou i lehčí a levnější. [1]

Ocelové dráty se splétají do pramenců, ty se pak následně splétají v prameny, a ty potom podle daného vzoru v lano. Mezi prameny se často vplétá konopná duše, která je napuštěna mazivem. Ta zajišťuje ochranu před korozí a snížení tření mezi prameny, čím více se lano zahřívá, tím více se uvolňuje mazivo. [4]

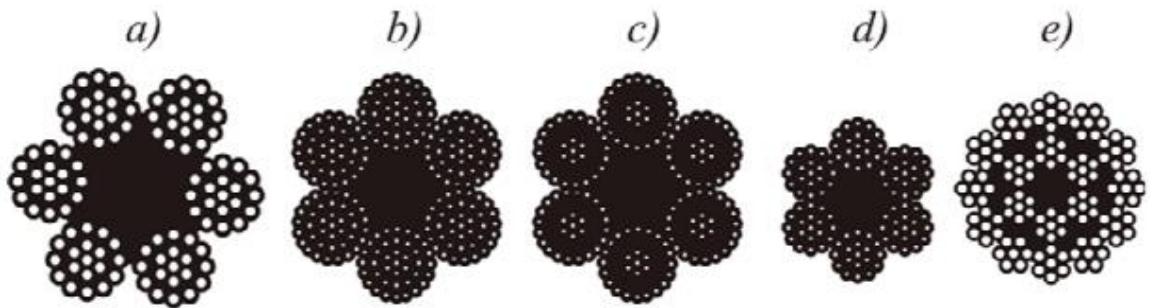


Obrázek 2: Ocelové lano [6]

Rozdělení ocelových lan dle typu:

- normální konstrukce
- umrtvená
- netočivá

Konstrukce ocelových lan



Obrázek 3: Konstrukce ocelových lan [6]

- a) normální šestipramenné
- b) šestipramenné Seal
- c) šestipramenné-114drátů
- d) šestipramenné Warrington
- e) vícepramenné Herkules

2.1.1.1 Lana normální konstrukce

Lano se skládá z vložky a kolem ní jsou šroubovitě stočené prameny drátů. Dráty mají ve vrstvách stejný průřez, avšak vrstvy se od sebe můžou lišit. [4]

Typ Standart

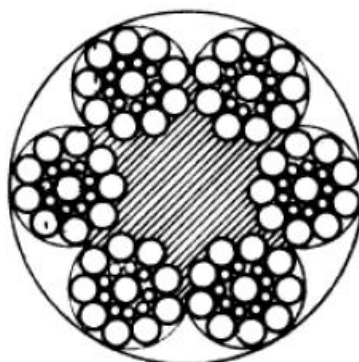
Mají všechny dráty stejného průřezu



Obrázek 4: Lana normální konstrukce typ Standart [6]

Typ Seal

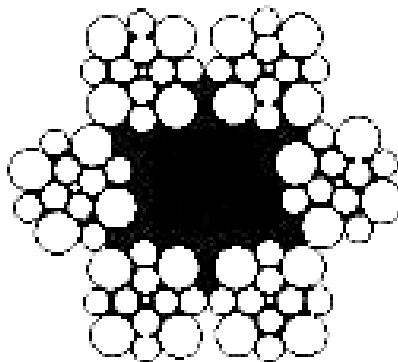
V každé vrstvě se nachází dráty stejného průřezu, ovšem průměry se v různých vrstvách liší. Každá vrstva má stejný počet drátů a stejnou výšku vinutí (stoupání), a tak dráty z vnější vrstvy lehce zapadají do mezer vrstvy vnitřní, do takzvaného úžlabí. Styková plocha mezi dráty obou vrstev je větší než u lan normální konstrukce, měrný tlak je tedy menší a trvanlivost lana větší. [4]



Obrázek 5: Lana normální konstrukce typ Seal [6]

Typ Warrington

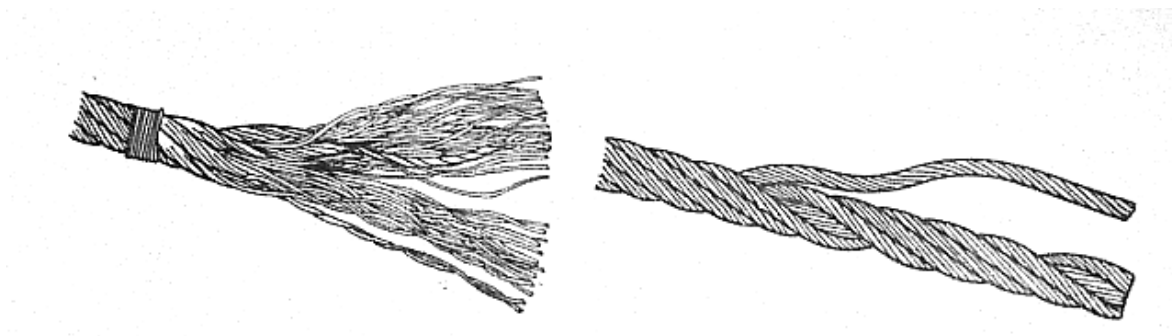
Lana jsou vinutá souběžným způsobem, mají ve vnější vrstvě pramenů střídavě dráty větších a menších průměrů. Jsou odolné proti otěru a jádro ze slabších drátů zajišťuje dostatečnou ohebnost i při poměrně malém počtu drátů [4]



Obrázek 6: Lana normální konstrukce typ Warrington [6]

2.1.1.2 *Lana umrtvená*

U všech ocelových lan vyráběné normálním způsobem mají dráty v prameni a prameny v laně snahu se rozplétat, a to z důvodu, že při stáčení vzniká v drátech vnitřní pnutí. Pro odstranění, respektive co největším snížení toho pnutí, se používá různých metod přeformování, kde se prameny před svinutím v lano nebo lana po svinutí několikrát prohnou v rovinách k sobě kolmých. Nejsou tak náchylné ke tvoření smyček a po rozseknutí v nenapjatém stavu se nemají vlákna snahu rozplétat. [4]



Obrázek 7: Lano obyčejné a lano umrtvené po rozseknutí [4]

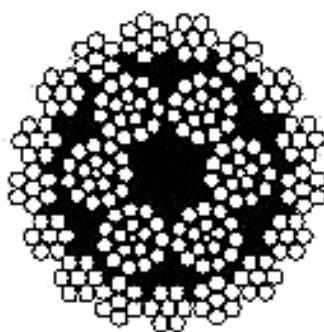
2.1.1.3 *Lana netočivá*

Každé lano při zatížení má snahu se natočit, protože dráty a prameny mají tvar šroubovice a jsou tak tažnou silou působící v ose napřimovány a prodlužovány. Aby se zamezil účinek kroutícího momentu, je konstrukce tvořena dvěma nebo několika vrstvami pramenů. A to

tak, že jsou směry vinutí v jednotlivých vrstvách opačné, tím se točivý účinek jedné vrstvy vyruší točivým účinkem druhé. [4]

Typ Herkules

Má prameny ve dvou nebo třech řadách. Používá se tam, kde břemeno visí obvykle na jednom laně, například u portálových a stavebních věžových jeřábů s hákem. [4]



Obrázek 8: Lana netočivé konstrukce typ Herkules [6]

2.1.2 Textilní lana

Textilní lana bývají spletená z konopných, bavlněných nebo z polymerních vláken. Velkým rozdílem u textilních lan je použití různých směsí pro nosný materiál, oproti ocelovým, kde je použit jednotný. Používají se u malých zvedacích zařízení, ručních zvedáků, kladkostrojů a malých jeřábů pro montáž. Dovolená zatížení textilních lan stanovuje norma ČSN 27 0142. Bezpečnostní koeficient se pohybuje okolo 5 – 8. [1]

2.1.3 Vypočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla

Nosné lano lanového jeřábu je namáháno:

- Tahem - podélnými silami působící v ose napínání lana (napínání lana)
- Ohyb – příčnými silami působícími kolmo k ose lana (tlak kol. kočky)
- Otláčení – podélnou silou (tlak mezi dráty) a příčnou silou

- Druhotné ohybové namáhání – působí tam, kde tlak kola působí na drát vnější vrstvy, který neleží na spodní vrstvě drátů plně ale jen bodově (u křižujících se drátů)

Výpočet dle ČSN 27 0100

2.1.3.1 Výpočet síly zatížení svislého lana

$$F_1 = \frac{(m_Q + m_G) \cdot g}{N_s \cdot \eta} \quad (1)$$

kde:

m_Q – je hmotnost břemene [kg]

m_G – vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemene (hák, kladnice, kleště, apod.) [kg].

N_s – počet nosných průřezů lanového převodu

η – účinnost lanového převodu [-]

g – gravitační zrychlení [m/s^2]

F_1 – skutečné zatížení [N]

2.1.3.2 Výpočet jmenovité pevnosti svislého lana

$$F_D = \frac{F_P}{k} \geq F_1 \quad (2)$$

$$F_P = F_1 \cdot k \quad (3)$$

kde:

F_D – maximální dovolené zatížení lana [N]

F_P – je jmenovitá pevnost lana [kN]

F_1 – skutečné zatížení [N]

k – součinitel bezpečnosti [-]

2.1.3.3 Výpočet průměru svislého lana

$$F_i = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{S_{nl}}{S_{nl}} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \gamma \geq H \cdot \frac{S}{\sigma_{dov t}} \quad (4)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4S}{\pi \cdot \gamma \cdot \sigma_{\text{dov } t}}} = e\sqrt{S} \quad (5)$$

$$d = e\sqrt{S} \quad (6)$$

kde

S_1 – je plocha kruhu s jmenovitým průměrem lana [mm²]

S_{ln} – nosný průřez lana [mm²]

$\gamma = F/F_0$ = plnost průřezu lana = 0,455 až 0,528 podle druhu lana

$\sigma_{\text{dov } t}$ – dovolené namáhání materiálu lana v tahu [kp/mm²]

e – hodnota dle tabulek

2.1.3.4 Celková délka lana

$$L_c = H_z + \check{S} + H_b + \pi \cdot \frac{D_k}{2} \quad (7)$$

kde:

\check{S} – je vzdálenost mezi kladkami [mm]

H_b – vzdálenost bubnu a kladkou [mm]

H_z – výška zdvihu lana [mm]

2.2 Kladky a bubny

Kladky jsou používány pro vedení, vyrovnávání nestejného prodloužení lan a jako hnací kladky, bubny pro navíjení lan a řetězů. Vodící kladky mění směr pohybu lana, na ty pak přenášejí sílu hnací kladky, řetězy nebo lana. ČSN 27 1820 určuje různé druhy průměrů a tvarů kladek v závislosti na průměru lana. [1]

2.2.1 Výpočet rozměrů kladky

Výpočet průměru kladky

Pro výpočet průměrů vodících kladek musí být splněna podmínka $D_k/d \geq 22$ až 30, kde D_k je průměr kladky vedený středem lana a d průměr lana.

$$D_k = \alpha \cdot d_L \quad (8)$$

kde:

D_k – průměr kladky vedený středem lana [mm]

α – součinitel závislý na skupině jeřábů podle ČSN 27 0310 [-]

d_L – jmenovitý průměr lana [mm]

Výpočet jmenovitého průměru kladky

$$D_{jk} = D_k - d_L \quad (9)$$

kde:

D_k – průměr kladky [mm]

D_{jk} – jmenovitý průměr kladky [mm]

d_L – jmenovitý průměr lana [mm]

2.3 Ozubené převody

Používají se pro převádění otáčivého pohybu a mechanické energie z jednoho hřídele na druhý nuceně bez skluzu. U zvedacích zařízení slouží tedy pro převod mezi hnacím zařízením a navijákem. Tyto převody se vyskytují tam, kde se jedná o stálý nebo měnitelný převodový poměr (převodovky) při malých vzdálenostech os. Uzavírají se do skříní a nabízí tak výhody ve větší přesnosti a bezpečnosti. Tyto převody mohou být tvořeny jednoduchým soukolím nebo složeným soukolím. Jednoduché soukolí se skládá z dvou kol s větším a menším průměrem, přičemž menší kolo se nazývá pastorek. Mají účinnost až 0,98 a jsou normalizovány ČSN 01 4609 a ČSN 01 4622. [1]

Základní rozdělení ozubených kol

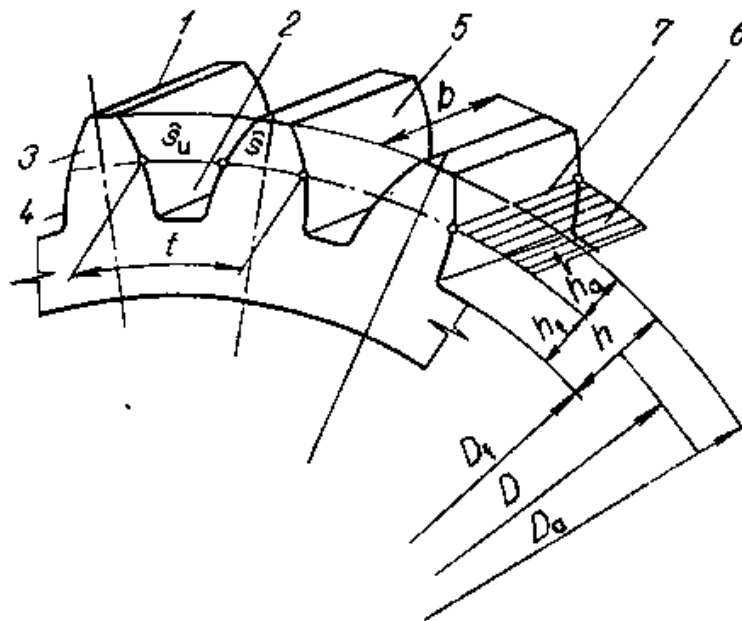
Rozdělení ozubených kol podle polohy os

- Rovnoběžné – planetové a čelní soukolí s vnitřním nebo vnějším ozubením
- Různoběžné – s přímými nebo zakřivenými zuby
- Mimoběžné – šroubová a šneková soukolí

Rozdělení ozubených kol podle smyslu převodu

- Čelní ozubená kola
- Kuželová ozubená kola
- Šroubová ozubená kola
- Šneková ozubená kola

2.3.1 Čelní ozubená kola



Obrázek 9: Čelní ozubené kolo s přímým ozubením [9]

1 – zub kola

4 – křivka profilu zubu

2 – zubová mezera

5 – bok zubu

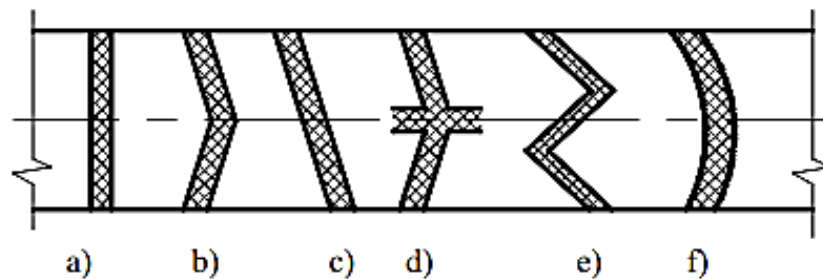
3 – profil zubu

6 – roztečný válec

7 – boční křivka	h – výška zubu
D – průměr patní kružnice	h_a – výška hlavy zubu
D_a – průměr hlavové kružnice	h_f – výška paty zubu
D_f – průměr patní kružnice	p – rozteč
s – tloušťka zubu	b – šířka zubu
s_u – šířka zubové mezery	

Čelní ozubená kola rozdělujeme podle tvaru čáry zubů na:

- s přímými zuby
- s šípovými zuby
- s šikmými zuby
- s dvojitě šípovými zuby
- s kruhovými zuby



a) přímé zuby b) šípovité zuby c) šikmé zuby d) dvojitě šikmé zuby
e) dvojitě šípovité zuby f) kruhové zuby

Obrázek 10: Druhy čelních ozubených kol [11]

2.3.1.1 Výpočet čelních ozubených kol s přímými zuby

V závislosti na velikosti modulu m se určují rozměry ozubení na základě geometrické podobnosti. [10]

výška zubu:

$$h = 2,25m \quad (10)$$

výška hlavy zubu:

$$h_a = m \quad (11)$$

výška paty zubu:

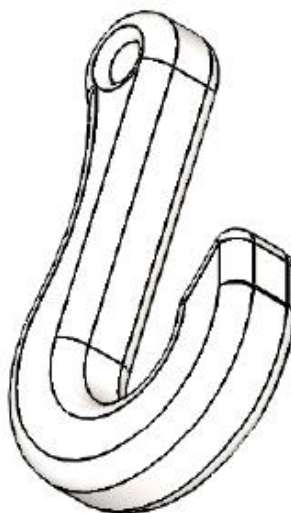
$$h_f = 1,25m \quad (12)$$

Tabulka 1: Základní výpočty ozubeného kola s přímými zuby [9]

N - nekorigovaná kola	pastorek - kolo 1	kolo - kolo 2
	z_1	z_2
	m, α, h_a^*, c_a^*	
pro normalizované ozubení	$\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c_a^* = 0,25$	
ø roztečné kružnice	$d_1 = m \cdot z_1$	$d_2 = m \cdot z_2$
ø základní kružnice	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha$	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha$
ø hlavové kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot h_a^*$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot h_a^*$
ø patní kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)$	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)$
teoretická osová vzdálenost	$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$	
rozteč na roztečném ø	$p = \pi \cdot m$	
tloušťka zubu na rozteč. ø	$s_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	$s_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$
šířka zubové mezery na rozteč. ø	$e_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	$e_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$
úhel záběru na obecné kružnici	$\cos \alpha_{y1} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha}{d_{y1}}$	$\cos \alpha_{y2} = \frac{d_2 \cdot \cos \alpha}{d_{y2}}$
tloušťka zubu na obecné ø	$s_{y1} = d_{y1} \cdot \left(\frac{s_1}{d_1} + e_{\alpha} - e_{\alpha_{y1}} \right)$	$s_{y2} = d_{y2} \cdot \left(\frac{s_2}{d_2} + e_{\alpha} - e_{\alpha_{y2}} \right)$
součinitel trvání záběru	$\epsilon_{\alpha} = \frac{r_1 \cdot \cos \alpha \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha) + r_2 \cdot \cos \alpha \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha)}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$	
obvodová rychlost	$v_{oy1} = \omega_1 \cdot r_{y1}$	$v_{oy2} = \omega_2 \cdot r_{y2}$
složka rychlosti ve směru normály	$v_{ny1} = v_{oy1} \cdot \cos \alpha_y$	$v_{ny2} = v_{oy2} \cdot \cos \alpha_y$
složka rychlosti ve směru tečny	$v_{ty1} = v_{oy1} \cdot \sin \alpha_y$	$v_{ty2} = v_{oy2} \cdot \sin \alpha_y$

2.4 Prostředky pro vázání a uchopení břemene

Základní prostředek pro uchopení břemene je hák, na který se břemeno zavěšuje přímo nebo prostřednictvím dalších prostředků například lan, drátů, řetězů, atd. Jsou dány normami ČSN 27 1900 až ČSN 27 1909. Na výpočty háků se vztahuje norma ČSN 27 0102. Zvedaná břemena mohou být také zvedána pomocí různých přípravků (šroubu, magnetů, přísavek, ...) [1]



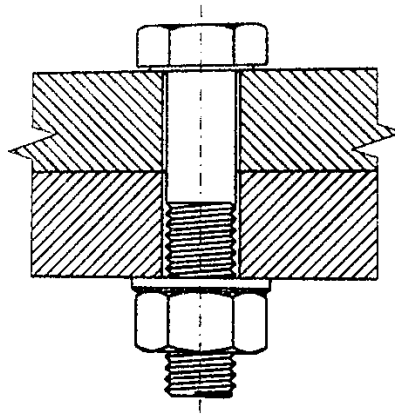
Obrázek 11: Háček na uchopení břemene

2.5 Spojovací součásti

2.5.1 Šrouby a šroubové spoje

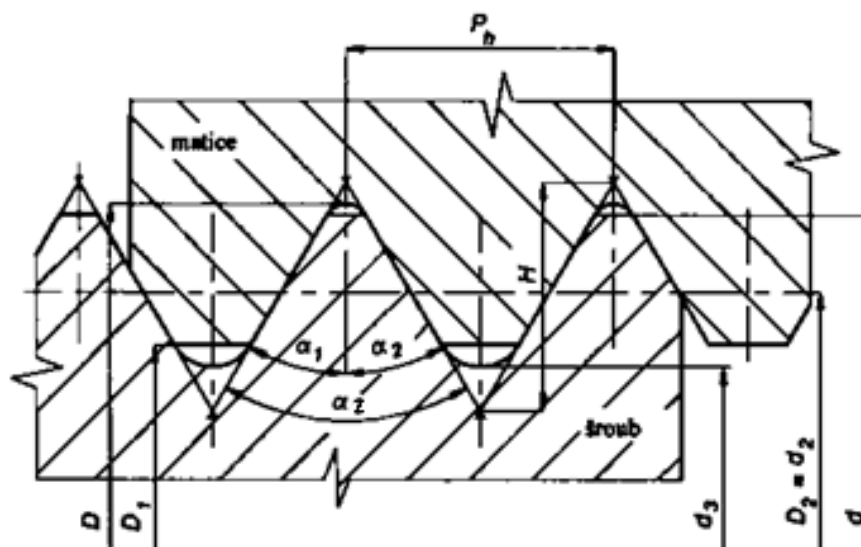
Patří mezi nejvíce používané rozebíratelné spojení. Mají uplatnění ve velké řadě oborů, jako je například strojírenství, stavebnictví, elektronika, atd. Nejdůležitějším prvkem šroubového spoje je závitová část, která zajišťuje spojení součástí. Šrouby mohou také sloužit pro přeměnu otáčivého pohybu na pohyb posuvný a naopak, případně i pro přeměnu kroutícího momentu v osovou sílu, typickým příkladem je šroubový zvedák. [5]

Závity šroubů mohou být jednochodé, vícechodé. Podle směru stoupání šroubovice se označují jako pravé a levé. [5]



Obrázek 12: Šroubový spoj šroubem se šestihhrannou hlavou [5]

Definice závitu: „Závit je určen pohybem tvořící plochy po šroubovici, tedy po křivce, která je dána dráhou bodu, jež se rovnoměrně otáčí kolem osy, která jím neprochází, a současně se rovnoměrně ve směru této osy posouvá. Normála tvořící plochy závitu přitom vždy zachovává směr tečny ke šroubovici. Velikost osového posuvu tvořícího bodu během jednoho otočení se nazývá stoupání a označuje se P_h .“ [7]



Obrázek 13: Profil závitu pro šroub a matici [7]

d - velký průměr závitu šroubu (používá se k označení závitu)

d_3 - malý průměr závitu (průměr jádra šroubu)

D - velký průměr závitu matice

D_1 - malý průměr závitů matice

$d_2=D_2$ - střední průměr šroubu a matice

H - teoretický profil

α_z - vrcholový úhel závitů

Rozdělení šroubů podle typu závitů:

- Metrický – značí se M
- Whithworthův - značí se W
- Lichoběžníkový (rovnoměrné, nerovnoměrné) značí se Tr x p
- Oblé - značí se Rd
- Trubkový - značí se Gd
- Zvláštní – Pancéřový, Edisonův, Závit do plechu

Rozdělení šroubů podle typu hlavy:

- se zapuštěnou hlavou
- s čičkovou hlavou
- s válcovou hlavou
- s půlkulatou
- ostatní typy (okrasné, vratové)

2.5.1.1 Výpočty šroubových spojů

Šroub namáhaný v ose

Výpočet napětí v tahu σ :

$$\sigma = \frac{F_Q}{A_s} \quad (13)$$

kde:

σ – napětí v tahu [MPa]

F_Q – síla v ose [N]

A_s – průřez šroubu [mm²]

Výpočet průřezu šroubu

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (14)$$

kde:

A_s – průřez šroubu [mm^2]

d_2 – střední průměr šroubu [mm]

d_3 – malý průměr závitu šroubu [mm]

Výpočet namáhání hnacího šroubu na otláčení

$$P_z = \frac{F_Q}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_D \quad (15)$$

kde:

P_z – tlak v závitech [MPa]

p_D – dovolený tlak v závitech [MPa]

F_Q – síla v ose [N]

H_1 – nosná hloubka závitu [mm]

d_2 – střední průměr šroubu [mm]

z – počet závitů

Nosná hloubka závitu

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} \quad (16)$$

kde:

H_1 – nosná hloubka závitu [mm]

d – velký průměr závitu šroubu [mm]

D_1 – malý průměr závitu matice [mm]

Výška matice

$$m = z \cdot P_a \quad (17)$$

kde:

m – výška matice [mm]

z – počet závitů

P_a – rozteč závitu [mm]

Šroub namáhaný kolmo na osu

Napětí ve smyku

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (18)$$

kde:

τ – napětí ve smyku [MPa]

F – zatěžující síla [N]

S – plocha [mm²]

Otlačení dřívku

$$p = \frac{F}{l_z \cdot d} \leq p_D \quad (19)$$

kde:

p – napětí ve smyku [MPa]

p_D – dovolený tlak v závitech [MPa]

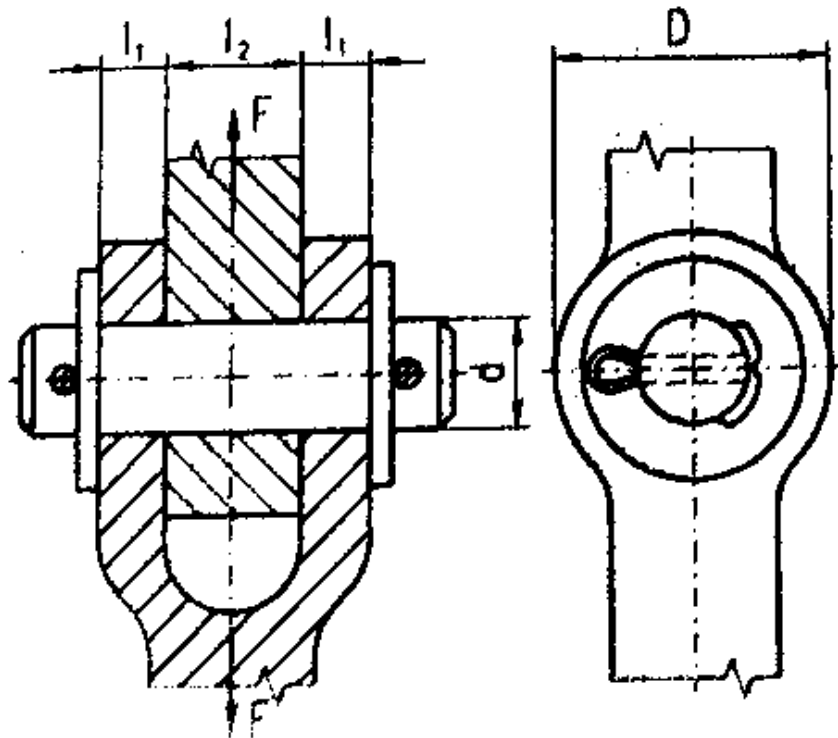
F – zatěžující síla [N]

l_z – délka závitu [mm]

d – velký průměr závitu šroubu [mm]

2.5.2 Spojovací čepy

Používají se k otočnému spojení součástí. Tyto spoje přenáší síly, které působí kolmo k ose čepu, spojené součásti se tak mohou natáčet kolem osy čepu. Vyskytují se ve dvou provedeních a to bez hlavy a s hlavou, obě provedení jsou normalizovány. Typickým příkladem spojení je vidlice s okem. [5]



Obrázek 14: Spojení vidlice s okem pomocí čepu [5]

K zajištění čepu proti posunutí může sloužit:

- Pojištění pomocí závlačky a podložky
- Pojištění pomocí pojistného kroužku
- Pojištění pomocí třmenového kroužku
- Pojištění pomocí stavěcího kroužku se závlačkou
- Pojištění pomocí přídžky čepů
- Pojištění pomocí kolíku

Kontrola tlaku ve stykové ploše

$$p = \frac{F}{2d \cdot l_1} \leq p_D \quad (23)$$

$$p_2 = \frac{F}{d \cdot l_2} \leq p_D \quad (24)$$

kde:

p – tlak [MPa]

p_d – dovolený tlak [MPa]

F – zatěžující síla [N]

d – průměr čepu [mm]

l_1 – délka zatížené plochy [mm]

l_2 – délka zatěžovací plochy [mm]

Namáhání čepu

Navržení průměru čepu podle ohybu

$$d = \sqrt[3]{\frac{4F_\xi \cdot (2l_3 + l_4)}{\pi \cdot \sigma_D}} \quad (25)$$

$$d = \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (26)$$

kde:

d – průměr čepu [mm]

F_ξ – Síla působící na čep [N]

l_3 – délka stykové plochy čepu a vidlice [mm]

l_4 – délka stykové plochy čepu a oka [mm]

σ_D – Dovolené napětí v tahu [MPa]

τ_D – Dovolené napětí ve smyku [MPa]

2.5.3 Svarové spoje

Jsou to spoje nerozebíratelné a často se vyskytují u mnoha konstrukcí a součástí, kde se klade důraz na bezpečnost. Ke spojení dochází vlivem tepelné energie. [5]

Způsoby svařování

Podle způsobu vytvoření spoje rozdělujeme na:

- Tavné
- Tlakové

Tavné svařování rozdělujeme na:

- Svařování elektrickým obloukem
- Svařování plamenem
- Svařování plazmové
- Svařování elektronové
- Svařování atomové
- Svařování laserové

Tlakové svařování rozdělujeme na:

- Svařování elektrickým odporem
- Svařování třením
- Svařování

Druhy svarů:

- Tupé
- Koutové
- Bodové
- Lemové
- Přerušované koutové (stehové)
- Děrové
- Drážkové
- Švorové

2.5.3.1 Výpočty svarových spojů

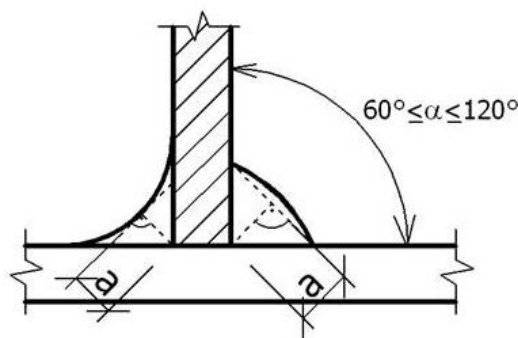
Výpočty svarových spojů se zabývá a definuje norma ČSN 05 0120

Zatížení svarových spojů:

- **Zatížení statické** - počet cyklů (N) během předpokládané doby životnosti je menší než $N = 5 \cdot 10^3$
- **Zatížení dynamické** - počet cyklů (N) během předpokládané doby životnosti je větší než $5 \cdot 10^3$ (namáhání na časovou únavu v oblasti při $N = 5 \cdot 10^3$ až $2 \cdot 10^6$, namáhání na únavu při $N > 2 \cdot 10^6$)

Koutový svar

Koutové svary mohou být použity na spojování částí, které svírají úhel svařovaných ploch 60° až 120° . Nejčastěji však pro spojení součástí k sobě kolmých, tedy pod úhlem 90° a pro spoje přesazené. Návarové plochy u tohoto způsobu svařování se nemusejí nijak upravovat. Úhly menší než 60° se také připouštějí, ale pak tyto svary se uvažují jako tupé s částečným provařením. Pro úhly větší než 120° se únosnost koutových svarů stanovuje zkouškou podle EN 1990. [14]



Obrázek 16: Koutový svar [14]

Nosný průřez:

$$S_{sv} = a \cdot l \quad (27)$$

$$a = 0,7 \cdot z_t \quad (28)$$

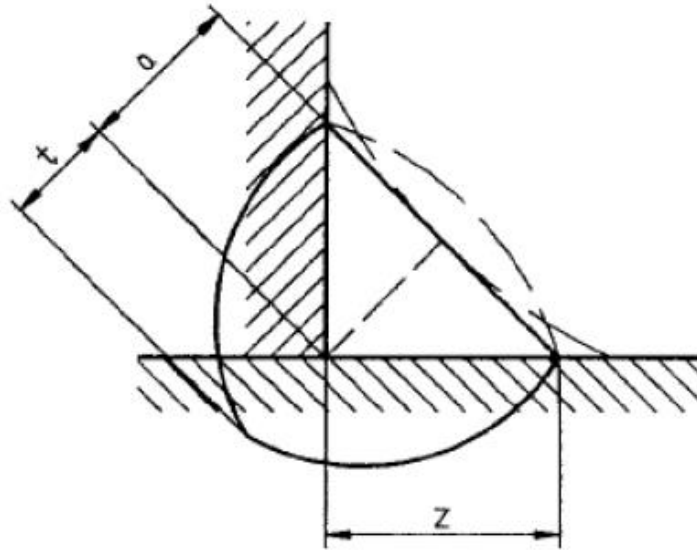
kde:

S_{sv} – nosný průřez [mm^2]

a – výška rovnoramenného pravoúhlého trojúhelníku vepsaného do průřezu svaru [mm]

z_t – odvěsna trojúhelníku svaru [mm]

l – výpočtová délka (bez počátečního a koncového kráteru) [mm]



Obrázek 17: Rozměry koutového svaru [14]

Délka svaru

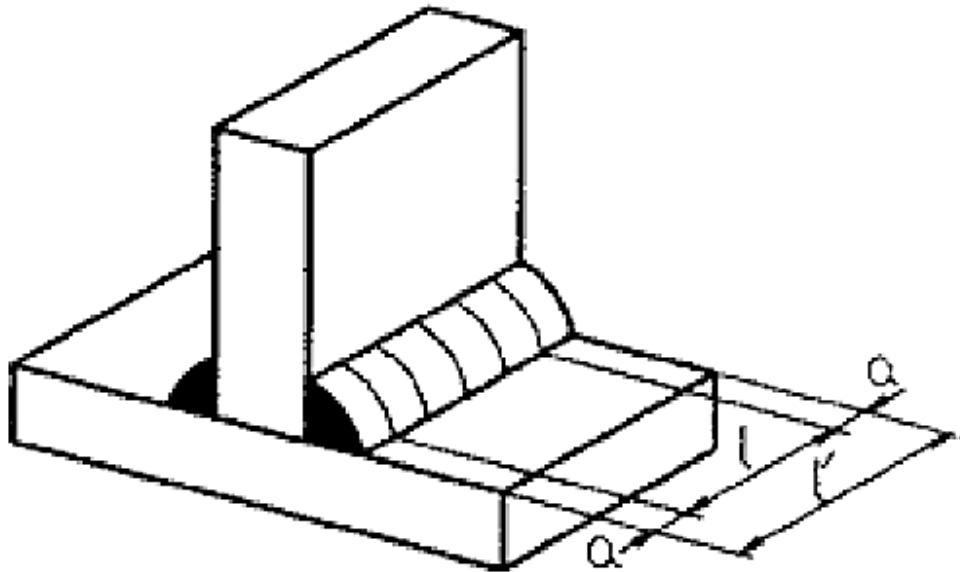
$$l = l' - 2 \cdot a_k \quad (29)$$

kde:

l – výpočtová délka (bez počátečního a koncového kráteru) [mm]

l' – délka svaru [mm]

a_k – počáteční a koncový kráter [mm]



Obrázek 18: Délka sváru koutového spoje. [14]

Tupý svar











Tupé svary mohou být využity pro spojování částí ležících v jedné rovině a částí které jsou umístěny ve stykové ploše. [14]



Obrázek 19: Tupý svar s úplným provařením a tupý svar s částečným provařením. [14]

Tabulka 2: Nejčastější tvary tupých svarů

	Znak svaru	Název	S ₁ [mm]	S ₂ [mm]	Tvar svaru
Oboustranná úprava hran		Svar I	2-5	4-40	
		Svar V	3-20	8-30	
		Svar V oboustranný	8-40	10-60	

		Svar U	15-40	30-80	
		Svar U oboustranný	30-80	> 40	
Jednostranná úprava hran		Svar 1/2 V	4-15	5-20	
		Svar 1/2 V oboustranný	12-40	10-40	
		Svar 1/2 U	> 15	-	

Nosný průřez:

$$S_{sv} = s_t \cdot l \quad (30)$$

kde:

S_{sv} – nosný průřez [mm²]

s_t – tloušťka svařovaného materiálu

l – výpočtová délka (bez počátečního a koncového kráteru) [mm]

Délka svaru

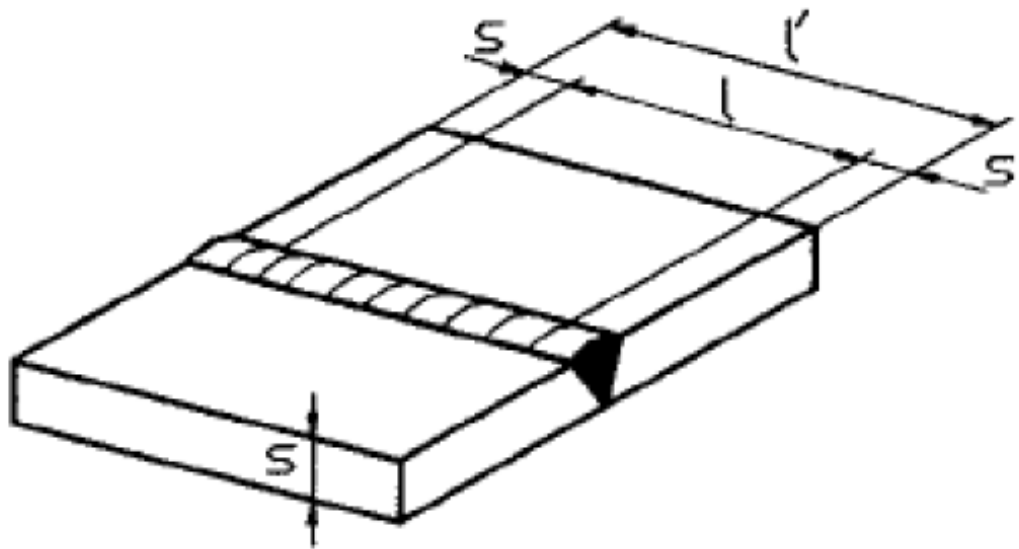
$$l = l' - 2 \cdot s \quad (31)$$

kde:

l – výpočtová délka (bez počátečního a koncového kráteru) [mm]

l' – délka svaru [mm]

s – počáteční a koncový kráter [mm]



Obrázek 20: Délka sváru tupého spoje. [14]

Statické zatížení pro koutový a tupý svar

$$\sigma_D = \frac{\alpha \cdot R_e}{k} = \alpha \cdot \sigma_D \quad (32)$$

$$\tau_D = \frac{\alpha_\tau \cdot R_e}{k} = \alpha_\tau \cdot \sigma_D \quad (33)$$

kde:

R_e - mez kluzu v tahu základního materiálu

σ_D - dovolené napětí v tahu základního materiálu

τ_D - dovolené napětí ve smyku základního materiálu

k - bezpečnost ($k = 1,5$)

α, α_τ - převodní součinitele

Dynamické zatížení pro koutový a tupý svar

Velké množství svařovaných konstrukcí a strojních součástí bývá zatěžováno proměnlivým zatížením a proměnlivými silami. Toto zatížení může být cyklické (periodické) nebo se mohou vyskytovat rázy, které zvyšují dynamické zatížení. Proto se musí dynamicky namáhané svařované konstrukce kontrolovat na časovou únavu.

Dovolené napětí ve svaru při dynamickém namáhání [10]

$$\sigma_{AD} = \frac{\sigma_A^*}{k} \text{ nebo } \tau_{AD} = \frac{\tau_A^*}{k} \quad (34)$$

Pro střídavé souměrné namáhání platí:

$$\sigma_{AD} = \frac{\sigma_C^*}{k} \text{ nebo } \tau_{AD} = \frac{\tau_C^*}{k} \quad (35)$$

kde:

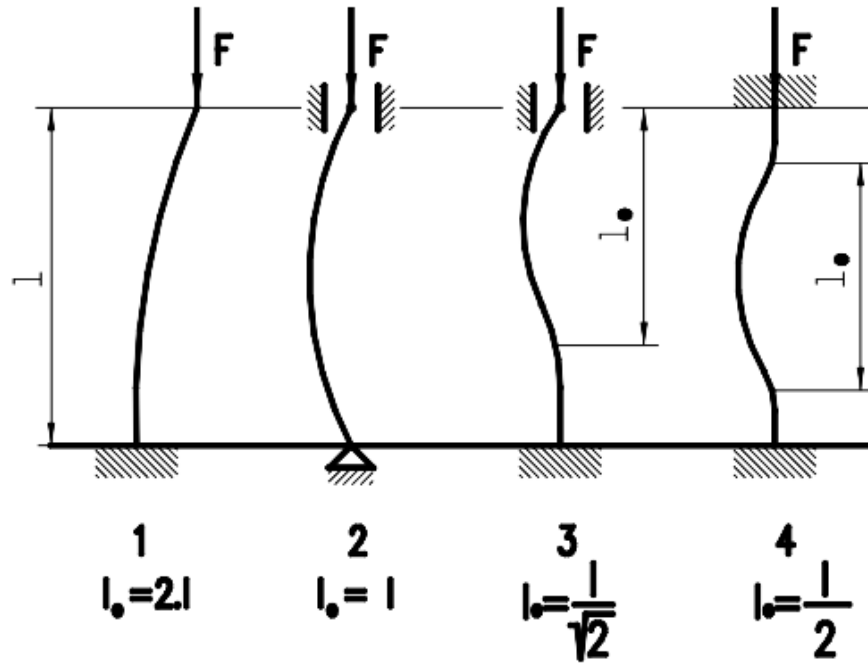
σ_A^* , τ_A^* – Mez únavy svaru nebo základního materiálu pro dané střední napětí [MPa]

σ_C^* , τ_C^* – Mez únavy svaru nebo základního materiálu při střídavém souměrném namáhání [MPa]

k – součinitel bezpečnosti

2.5.4 Výpočet namáhání na vzpěr

Pokud je přímý prut, který je upnut na jednom konci, stlačován, vzniká v něm tlakové napětí. Pruty, u kterých je délka několikrát větší než jejich průřez, jsou namáhány na vzpěr. Pokud je zatěžující síla relativně malá, prut je sice vychýlen na stranu, ale je pořád v rovnováze. [8]



Obrázek 21: Případy vzpěry

Z Eulerovi rovnice se můžou vypočítat rozměry součásti a zkontrolovat míru bezpečnosti.

Eulerův vztah pro výpočet vzpěrové pevnosti, pro pružný vzpěr:

$$F \leq \frac{F_{kr}}{k} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{k \cdot l_0^2} \quad (36)$$

$$\lambda > \lambda_m \Rightarrow \text{počítání podle Eulera} \quad (37)$$

kde:

λ – štíhlost [-]

λ_m – mezní štíhlost [-]

F_{kr} – mezní zatížení zvedáku [N]

F – síla působící od břemene [N]

l_0 – redukovaná délka vzpěry [mm]

k – koeficient bezpečnosti [-]

E – modul pružnosti [MPa]

I – osový moment setrvačnosti [-]

U součástí již navržených se pro kontrolu míry bezpečnosti u nepružného vzpěru využívá Tetmajerův způsob výpočtu. Pevnostní podmínka dle Tetmajera:

$$F \leq \frac{F_{kr}}{k} = \frac{\sigma_{kr} \cdot S_{tr}}{k} \quad (38)$$

$$\lambda < \lambda_m \Rightarrow \text{počítání podle Tetmajera} \quad (39)$$

kde:

λ – štíhlost [-]

λ_m – mezní štíhlost [-]

F_{kr} – mezní zatížení zvedáku [N]

F – síla působící od břemene [N]

k – koeficient bezpečnosti [-]

S_{tr} – obsah průřezu trubky [mm²]

σ_{kr} – kritické napětí [MPa]

3 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ – MPK (FEM)

Tato metoda byla vyvinuta pro potřeby inženýrů a řešení složitých problémů z pružnosti a strukturní analýzy v jaderném, leteckém, vojenském a kosmickém inženýrství v 50. letech 20. Století a je spojena zejména s rozvojem počítačové techniky. Název pochází z roku 1960 z anglické verze The Finite Element Method, která zdůrazňuje, že základním kamenem metody je prvek konečných rozměrů. Jako hlavními průkopníky jsou označováni Richard Couranta (matematik) a Turner a kolektiv (inženýři), kteří ji navrhli nezávisle na sobě. S MKP jsou spojeny i další jména například Clough, Martin, Argyris, Feng Kang a další. Ke správné matematické formulaci přispělo koncem 60. let i VUT Brno (Zlámal, Ženíšek, Kolář, atd). [13]

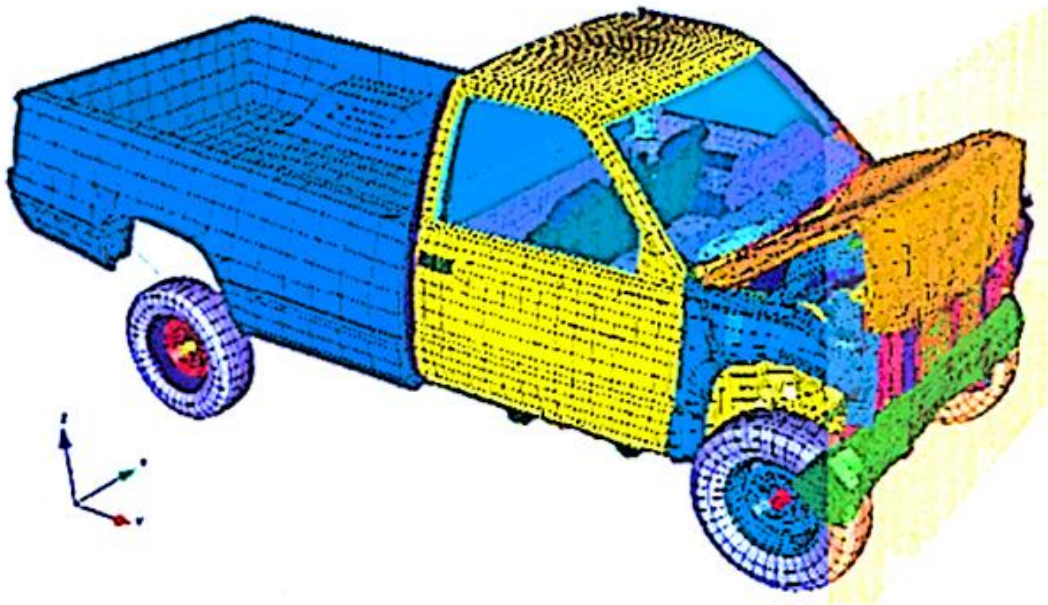
Dnes se používá zejména pro řešení problémů pružnosti a dynamiky. Variační formulace této metody umožnila rozšíření do oblastí řešení proudění kapalin a plynů, vedení tepla, záření, elektromagnetismu, akustiky, piezoelektrických dějů, mechaniky konstrukcí, atd. Nachází tedy uplatnění v mnoha oborech při vývoji produktů, nejvíce v oblasti strojního inženýrství, od vojenského zaměření (rakety, zbraně), až po civilní (automobily, letadla). MKP umožňuje detailní zobrazování struktury při její deformaci, vytvoření kompletního návrhu, jeho testování a optimalizaci ještě před zhotovením výrobku. Metodu konečných prvků lze z inženýrského pohledu brát jako vhodné zobecnění deformační metody. [13]

Výhody MKP:

- Zkrácení vývojového času
- Zvýšení kvality
- Snížení výrobních nákladů na zavedení výroby
- Možnost řešit problémy na složitých tělesech
- Možnost simulací určitých dějů
- Možnost navrhování cílených deformací (např. deformační zóny u automobilů)
- Inovace

Nevýhody MKP:

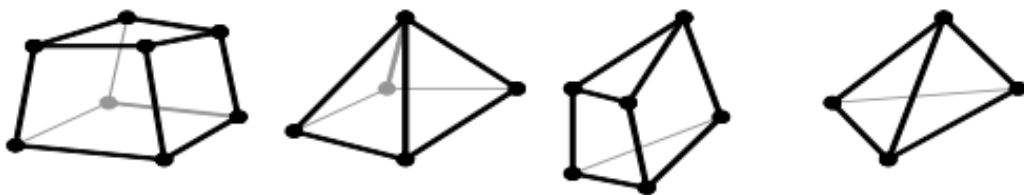
- Kapacita dostupného hardware
- Časové nároky na výpočet
- Výsledky se vztahují jen na konkrétní případ, jakákoli úprava a optimalizace znamená opakování celého procesu řešení.



Obrázek 22: Simulace nárazu. [13]

3.1 Princip MKP

Řešená oblast je rozdělena na konečný počet podoblastí, tzv. prvků, které tvoří síť. Každý typ prvku má charakteristickou polohu a počet uzlů. V každém uzlu sítě se hledají neznámé parametry řešení (například posuvy a natočení, z kterých se vypočte napětí atd.). Kvalitu výsledků ovlivňuje hustota a topologie prvků sítě. [13]



Obrázek 23: Možné prvky pro navrhované síť MPK. [13]

Postup při výpočtu FEM programu:

1. Preprocesor - připravení modelu, diskretizace
2. Solver - výpočet
3. Postprocesor – zobrazení

Přesněji:

1. CAD Model
2. Diskretizace modelu (nahrazení nekonečného objemu modelu konečným počtem prvků, resp. uzlových bodů)
3. Pro každý diskrétní bod získáme 3 rovnic - pole posuvů do všech směrů (x,y,z) a snažíme se spočítat pole deformací (6 rovnic) a pole napětí (6 rovnic)
4. Nahrazení funkce posuvů polynomem a vyjádření funkce posuvů
5. Zavedení okrajových podmínek
6. Výpočet soustavy lineárních algebraických rovnic
7. Výpočet deformací a napětí pro jednotlivé uzlové body
8. Většinou grafické zobrazení na modelu s výpisem důležitých hodnot

4 SHRNU TÍ TEORETICKÝCH POZNATKŮ

Už celá tisíciletí bylo potřeba zvedacích zařízení, ať už pro každodenní použití při vyzvedání vody ze studny, tak i pro výjimečné užití při velkolepých stavbách, dnes jsou ovšem trochu sofistikovanější. Aby bylo možné správně navrhnout zvedací zařízení, je při konstruování potřeba velmi dobrá znalost jeho určení. Na každém tomto zařízení se nachází spousta mechanismů a součástí, které je pro správný chod nutno řádně sestavit a navrhnout.

Tato práce byla zaměřena na jeden konkrétní druh zvedacího zařízení, a to na lanový zvedák, ten je typický tím, že břemeno zvedá pomocí kladkového mechanismu složeného z kladky, lana a lanového bubnu. Byla proto vypracována rešerže, která zahrnuje pevnostní výpočty jednotlivých důležitých částí a spojovacích prvků, ze kterých se lanové zvedáky mohou skládat.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

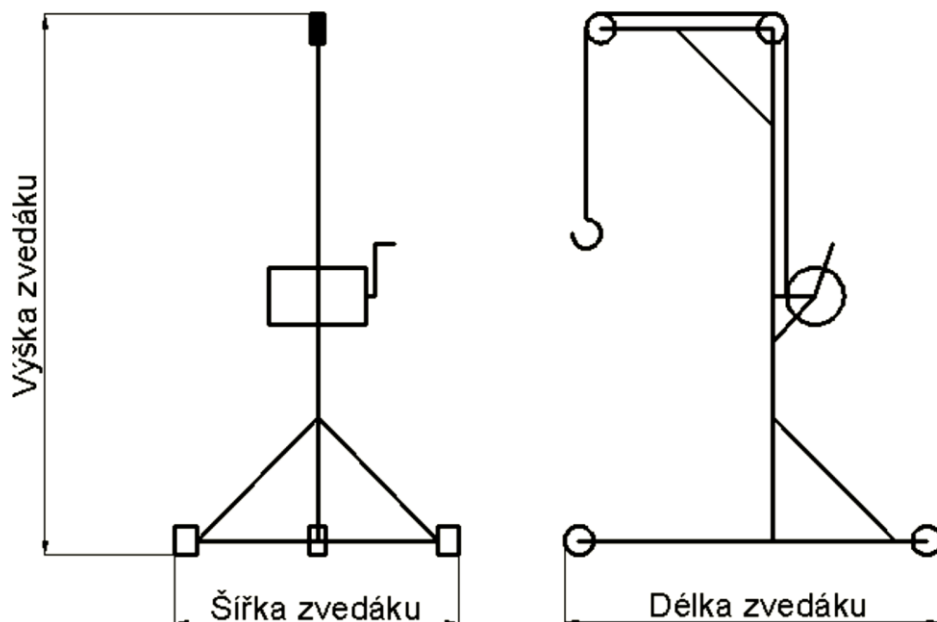
5 NÁVRH DÍLENSKÉHO ZVEDÁKU

Mechanismus na zvedání břemen musí splňovat určité rozměrové a zatěžovací parametry, aby se mohl bez problémů pohybovat v prostorách dílny, kde by mohl být omezen různými stroji a přístroji. Tyto parametry byly dány potřebami univerzitní dílny.

5.1 Požadované parametry

Požadované parametry zvedacího zařízení:

Nosnost:	- 50 kg
Výška zvedáku:	- 1650 až 1750 mm
Délka zvedáku:	- 900 až 1100 mm
Šířka zvedáku:	- 600 až 700 mm
Šířka z vnitřní strany	- 500 až 600 mm
Pracovní zdvih stroje	- 900 až 1050 mm

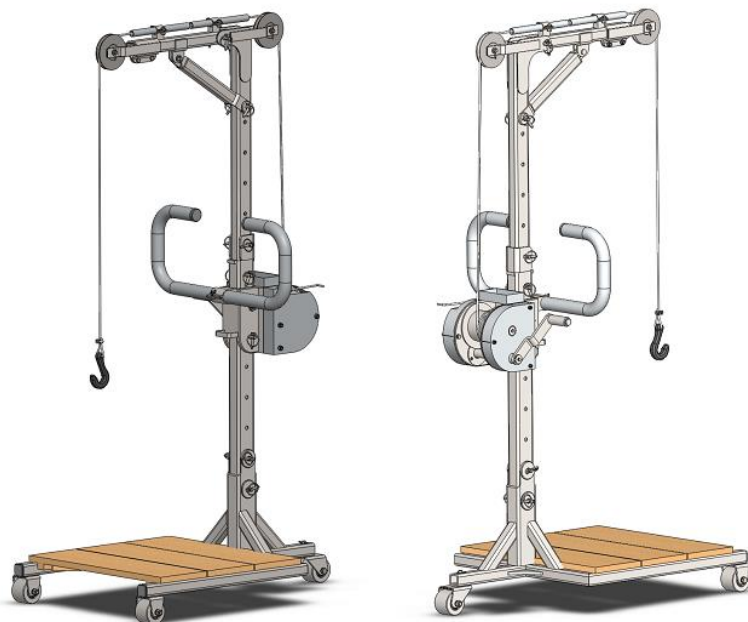


Obrázek 24: Parametry zvedacího zařízení [16]

5.2 Konstrukce navrhovaného zvedacího zařízení

Navrhovaná konstrukce zvedacího zařízení je řešena na principu lanového zvedáku. Toto konstrukční provedení zajišťuje jednoduché a rychlé ovládání. Břemeno je zvedáno pomocí lana, které je přes kladky navíjeno na lanový buben. Lanový buben je ovládán ruční klikou. Mezi nimi se nachází převod pro snadnější otáčení - soustava dvou ozubených kol. Pro zabezpečení před pádem břemena na zem je lanový buben vybaven západkovým mechanismem, který zabraňuje zpětnému pohybu. Pojezd zvedáku podílně zajišťují 2 kola pevná a jedno otočné. Sílu potřebnou pro pohyb obstarává obsluha ručně pomocí madla, jež se dá nastavit dle potřeb pracovníka, zvedací zařízení není vybaveno motorem.

Velkou výhodou této konstrukce je rovněž nastavitelnost výšky zvedáku pomocí několika čepů, takže je možné se dostat prakticky do všech prostor na dílně. Další výhodou je možnost zvedák složit do menších rozměrů, lze tedy v případě, že jej není potřeba, uložit bez ztráty velkého prostoru nebo jej snadno přepravit na místo svého určení. Zařízení je vybaveno také bezpečnostním prvkem proti přetížení. To umožňuje zabránit případným škodám na majetku nebo újmě na zdraví.



Obrázek 25: Navržené zvedací zařízení – lanový zvedák

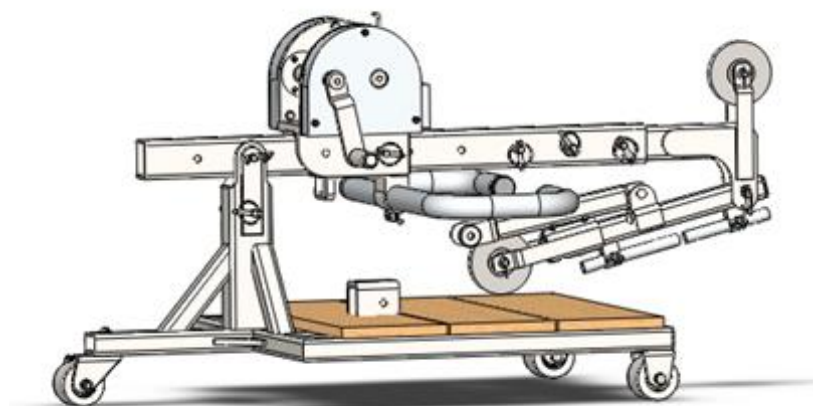
5.3 Parametry navrženého zvedacího zařízení

Parametry zvedacího zařízení v rozloženém stavu:

Nosnost:	- 50 kg
Výška zvedáku:	- 1390 až 1890mm
Délka zvedáku:	- 1065 mm
Šířka zvedáku:	- 698 mm
Šířka mezi koly	- 502 mm
Pracovní zdvih stroje	- 0 až 1700 mm

Parametry zvedacího zařízení ve složeném stavu:

Nosnost:	- 0 kg
Výška zvedáku:	- 672 mm
Délka zvedáku:	- 1235 mm
Šířka zvedáku:	- 698 mm
Šířka mezi koly	- 502 mm
Pracovní zdvih stroje	- 0 mm



Obrázek 26: Navržené zvedací zařízení – složený stav

6 TYPY NAMÁHÁNÍ DÍLENSKÉHO ZVEDÁKU

Zvedací zařízení je namáháno při zatížení břemenem mnoha způsoby. Síly, které působí na jednotlivé díly zvedáku, mohou způsobit vážné škody, a to nejen na majetku, ale také na zdraví pracovníka.

Rozdělení namáhání:

- tah / tlak
- ohyb
- smyk
- krut

Namáhané součásti tahem / tlakem:

Zuby ozubených kol, pojezdová kolečka, čepy, podpěra konstrukce, atd.

Namáhané součásti ohybem:

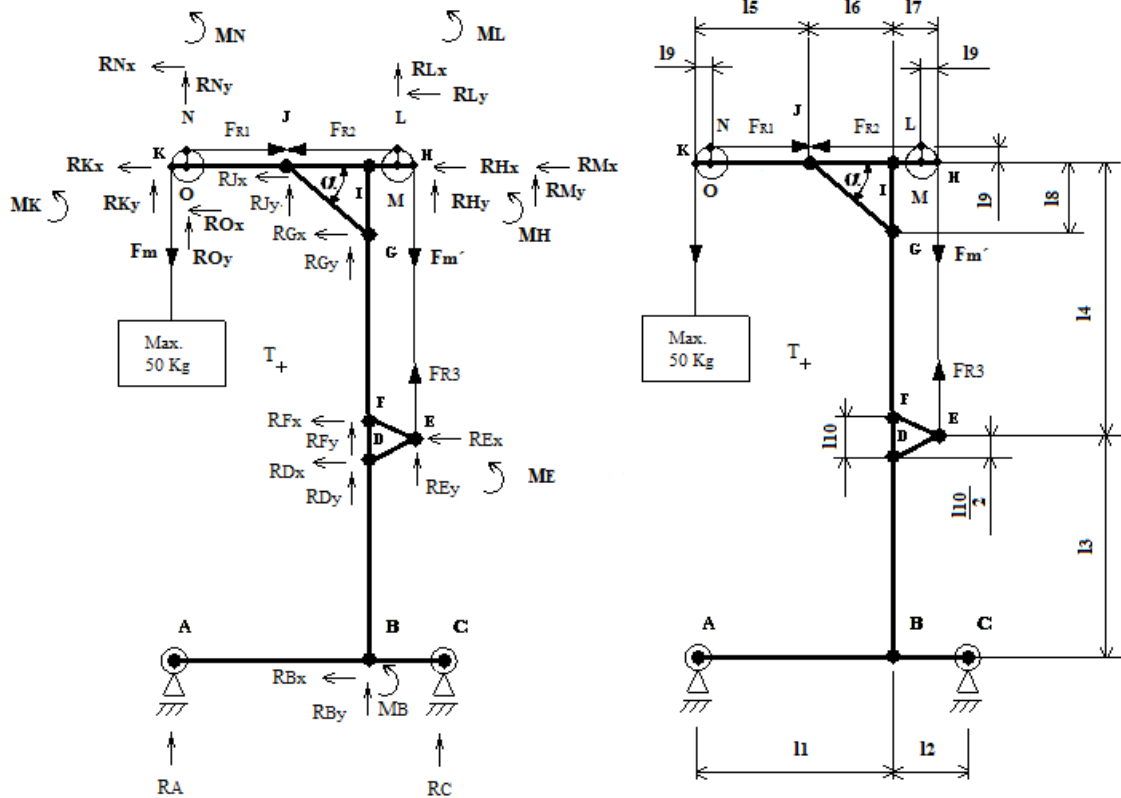
Rameno zvedáku, držák kladky, atd.

Namáhané součásti smykem:

Čepy pojezdových kol, čepy kladek, čepy na konstrukci, atd.

Namáhané součásti krutem:

Kliková hřídel



Obrázek 27: Rozložení sil

Podmínky rovnováhy:

$$\sum F = 0 \quad (40)$$

$$\sum M = 0 \quad (41)$$

$$F_m = F_{R1} = F_{R2} = F_{R3} = F_{m'} \quad (42)$$

kde:

ΣF – součet působících sil [N]

ΣM – součet momentů [Nm]

F_m – síla působící od břemene [N]

$F_{m'}, F_{R1}, F_{R2}, F_{R3}$ – reakční síly [N]

6.1 Kontrola navržených částí

6.1.1 Kontrola lana

Bylo zvoleno ocelové šestipramenné lano 6x19 = 114 drátů (ČSN 02 4322, DIN 3060) dlouhé 4 m, vinuté klasickým způsobem, středně ohebné o průměru $d = 5\text{mm}$ a únosnosti lana 15,72 kN, při jmenovité pevnosti drátu 1770 MPa. Lano je vhodné pro použití u jeřábů, výtahů a zdvihadel.

6.1.1.1 Výpočet síly zatížení svislého lana

$$F_1 = \frac{(m_Q + m_G) \cdot g}{N_s \cdot \eta} \quad (43)$$

$$F_1 = \frac{(50+5) \cdot 9,81}{1 \cdot 0,97}$$

$$F_1 = 556,24 \text{ N}$$

kde:

m_Q – je hmotnost břemene [kg]

m_G – vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemenem (hák, kladnice, kleště, apod.) [kg].

N_s – počet nosných průřezů lanového převodu

η – účinnost lanového převodu [-]

g – gravitační zrychlení [m/s^2]

F_1 – skutečné zatížení [N]

6.1.1.2 Výpočet jmenovité pevnosti svislého lana

$$F_D = \frac{F_P}{k} \geq F_1 \quad (44)$$

$$F_P = F_1 \cdot k \quad (45)$$

$$F_P = \frac{556,24}{1000} \cdot 4,1$$

$$F_P = 2,280 \text{ kN}$$

kde:

F_D – maximální dovolené zatížení lana [N]

F_P – je jmenovitá pevnost lana [kN]

F_I – skutečné zatížení [N]

k – součinitel bezpečnosti [-]

6.1.1.3 Výpočet průměru svislého lana

$$F_i = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{S_{nl}}{S_{nl}} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \gamma \geq H \cdot \frac{S}{\sigma_{dov t}} \quad (46)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4S}{\pi \cdot \gamma \cdot \sigma_{dov t}}} = e\sqrt{S} \quad (47)$$

$$d = e\sqrt{S} \quad (48)$$

$$d = 0,276\sqrt{56,75}$$

$$d = 2,08 \text{ mm}$$

kde:

S_l – je plocha kruhu se jmenovitým průměrem lana [mm²]

S_{ln} – nosný průřez lana [mm²]

$\gamma = F/F_0$ = plnost průřezu lana = 0,455 až 0,528 podle druhu lana

$\sigma_{dov t}$ – dovolené namáhání materiálu lana v tahu [kp/mm²],

vypočítané z pevnosti drátů $\sigma_{Pt} = 160$ až 180 kp/mm² při součiniteli bezpečnosti $k = 4,5$ (ruční kladkostroj)

e – hodnota dle tabulek [17]

6.1.1.4 Celková délka lana

$$L_c = H_z + \check{S} + H_b + \pi \cdot \frac{D_k}{2} \quad (49)$$

$$L_c = 1750 + 955 + 780 + \pi \cdot \frac{100}{2}$$

$$L_c = 3642,08 \text{ mm} \cong 3,650 \text{ m}$$

kde:

\check{S} – je vzdálenost mezi kladkami [mm]

H_b – vzdálenost mezi bubnem a kladkou [mm]

H_z – výška zdvihu lana [mm]

L_c – celková délka lana

Zvolené ocelové šestipramenné lano 6x19 = 114 drátů ČSN 02 4322 (DIN 3060) dlouhé 4 m o průměru 5mm tedy vyhovuje.

6.1.2 Kontrola čepu pojezdového kola

Průměr čepu volen $d_\varepsilon = 12$ mm, materiál ČSN EN E295 (11 500). Hmotnost zvedacího zařízení vypočtené programem Solid Works $m_z = 84$ kg

6.1.2.1 Výpočet síly působící na kola od zvedacího zařízení

$$F_z = m_z \cdot g \quad (50)$$

$$F_z = 84 \cdot 9,81$$

$$F_z = 824,04\text{N}$$

kde:

F_z – síla působící na čep [N]

m_z – hmotnost zvedáku [kg]

g – gravitační zrychlení $\{m/s^2\}$

6.1.2.2 Výpočet síly působící na kola od břemene

$$F_b = m_b \cdot g \quad (51)$$

$$F_b = 55 \cdot 9,81$$

$$F_b = 539,55\text{N}$$

kde:

F_b – síla působící na kladku od břemene [N]

m_b – hmotnost břemene [kg]

g – gravitační zrychlení [m/s^2]

6.1.2.3 Výpočet celkové síly působící na kola

$$F_c = F_{zk} + F_b \quad (52)$$

$$F_c = 824,04 + 539,55$$

$$F_c = 1363,59 \text{ N} \cong 1365 \text{ N}$$

kde:

F_c – síla působící na kolo [N]

F_{zk} – síla působící na kolo od zvedáku [N]

F_b – síla působící na kladku od břemene [N]

6.1.2.4 Výpočet maximálního ohybového napětí čepu pojezdového kola

$$M_{0\max} = \frac{F_c \cdot l_{\check{c}kol}}{4} \quad (53)$$

$$M_{0\max} = \frac{1365 \cdot 60}{4}$$

$$M_{0\max} = 20475 \text{ Nmm}$$

kde:

$M_{0\max}$ – maximální ohybový moment [Nmm]

$l_{\check{c}kol}$ – délka čepu kola [mm]

F_c – síla působící na čep kola [N]

6.1.2.5 Návrh průměru čepu pojezdového kola

$$\sigma_0 = \frac{M_{0max}}{W_0} \leq \sigma_{dov} \quad (54)$$

$$\sigma_{dovo} = \frac{M_{0max}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}kolmin}^3}{32}}$$

$$d_{\check{c}kolmin} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{0max}}{\pi \cdot \sigma_{dov}}}$$

$$d_{\check{c}kolmin} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20475}{\pi \cdot 135}}$$

$$d_{\check{c}kolmin} = 11,56 \text{ mm}$$

kde:

σ_0 – napětí materiálu v ohybu [MPa]

M_{0max} – maximální ohybový moment [Nmm]

W_0 – průřezový modul v ohybu

σ_{dovo} – dovolené napětí materiálu v ohybu [MPa]

$d_{\check{c}kolmin}$ – minimální průměr čepu kola [mm]

6.1.2.6 Kontrola čepu pojezdového kola na střih

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S_{\check{c}k}} \leq \tau_D \quad (55)$$

$$\tau_s = \frac{F_b}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\check{c}kolmin}^2}{4} \right)}$$

$$\tau_s = \frac{1365}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 11,56^2}{4} \right)}$$

$$\tau_s = 6,503 \text{ MPa}$$

$$\tau_s \leq \tau_D$$

$$6,503 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa}$$

kde:

τ_s – smykové napětí materiálu [MPa]

τ_D – dovolené smykové napětí [MPa]

$d_{\check{c}kolmin}$ – minimální průměr čepu kola [mm]

Zvolený čep pojezdového kola o průměru $d_{\check{c}kol} = 12$ mm materiálu ČSN EN E295 (11 500) tedy vyhovuje.

6.1.3 Kontrola čepu pro volnou kladku

Volen čep o průměru $d_{\check{c}k} = 12$ mm materiálu ČSN EN E295 (11 500).

6.1.3.1 Výpočet síly působící na kladku od břemene

$$F_b = m_b \cdot g \quad (56)$$

$$F_b = 55 \cdot 9,81$$

$$F_b = 539,55 \text{ N}$$

kde:

F_b – síla působící na kladku od břemene [N]

m_b – hmotnost břemene [kg]

g – gravitační zrychlení [m/s^2]

6.1.3.2 Výpočet síly působící na čep kladky

$$F_{ck}^2 = F_b^2 + F_b^2 \quad (57)$$

$$F_{ck} = \sqrt{539,55^2 + 539,55^2}$$

$$F_{ck} = 763,04 \text{ N}$$

kde:

F_b – síla působící na kladku od břemene

F_{ck} – síla působící na čep kladky

6.1.3.3 Výpočet maximálního ohybového napětí čepu kladky

$$M_{0max} = \frac{F_{ck} \cdot l_{čk}}{4} \quad (58)$$

$$M_{0max} = \frac{763,04 \cdot 30}{4}$$

$$M_{0max} = 5722,79 \text{ Nmm}$$

kde:

M_{0max} – maximální ohybový moment [Nmm]

$l_{čk}$ – jmenovitý průměr kladky [mm]

F_{ck} – síla působící na čep kladky [N]

6.1.3.4 Návrh průměru čepu kladky

$$\sigma_{čk} = \frac{M_{0max}}{W_0} \leq \sigma_{dovo} \quad (59)$$

$$\sigma_{dovo} = \frac{M_{0max}}{\frac{\pi \cdot d_{čkmin}^3}{32}}$$

$$d_{čkmin} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{0max}}{\pi \cdot \sigma_{dovo}}}$$

$$d_{čkmin} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5722,79}{\pi \cdot 135}}$$

$$d_{čkmin} = 7,56 \text{ mm}$$

kde:

$\sigma_{čk}$ – napětí materiálu v ohybu čepu kladky [MPa]

M_{0max} – maximální ohybový moment [Nmm]

W_0 – průřezový modul v ohybu

σ_{dovo} – dovolené napětí materiálu v ohybu [MPa]

$d_{čkmin}$ – minimální průměr čepu kladky [mm]

6.1.3.5 Kontrola čepu kladky na střih

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S_{\check{c}k}} \leq \tau_D \quad (60)$$

$$\tau_s = \frac{F_b}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\check{c}kmin}^2}{4} \right)}$$

$$\tau_s = \frac{763,04}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 10,79^2}{4} \right)}$$

$$\tau_s = 8,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_s \leq \tau_D$$

$$8,5 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa}$$

kde:

τ_s – smykové napětí materiálu [MPa]

τ_D – dovolené smykové napětí [MPa]

$d_{\check{c}kmin}$ – minimální průměr čepu kladky [mm]

Zvolený čep kladky o průměru $d_{\check{c}k} = 12$ mm materiálu ČSN EN E295 (11 500) tedy vyhovuje.

7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA DÍLENSKÉHO ZVEDÁKU

Pevnostní analýza dílenského zvedáku byla prováděna v programu Solid Works 2012. Tento program je učen pro vytváření modelů a sestav. Lze v něm bez problémů vytvářet jejich výkresovou dokumentaci a v neposlední řadě simulovat možné zatížení. Nejprve byly vytvořeny modely dílů a sestav. Po té byly určeny podmínky a byla vytvořena síť modelu. Všechny výsledky analýz jsou vloženy v přílohách.

7.1 Popis funkce pevnostní analýzy

Pevnostní analýzy se vytváří za pomoci matematického modelu fyzikálního systému složeného s několika částí. Tyto části tvoří:

- Model/sestava
- Vlastnosti materiálu
- Vhodné podmínky omezení a zatížení modelu/sestavy
- Vhodné vysíťování modelu/sestavy
- Řešení daného matematického modelu
- Studie výsledků řešení – dodatečné zpracování

7.2 Interpretace výsledků pevnostních analýz

Po dokončení výpočtu analýz v programu Solid Works 2012 se zobrazí výsledky analýz. Výstupem matematického řešení je velké množství dat. Takové množství dat je obtížné interpretovat bez třídění dat a grafického znázornění. Proto program Solid Works 2012 znázorňuje data i v grafickém zobrazení, například rozložení tlaku, deformace, posunutí, atd. Při vyhodnocování výsledků se porovnávají vypočtené hodnoty, barvy obrysů a pohyby částí modelu/sestavy s očekávanými výsledky. Poté se určí, zda výsledky dávají smysl. Liší-li se výsledky od očekávání, je nutné zkontrolovat podmínky omezení a případně je upravit.

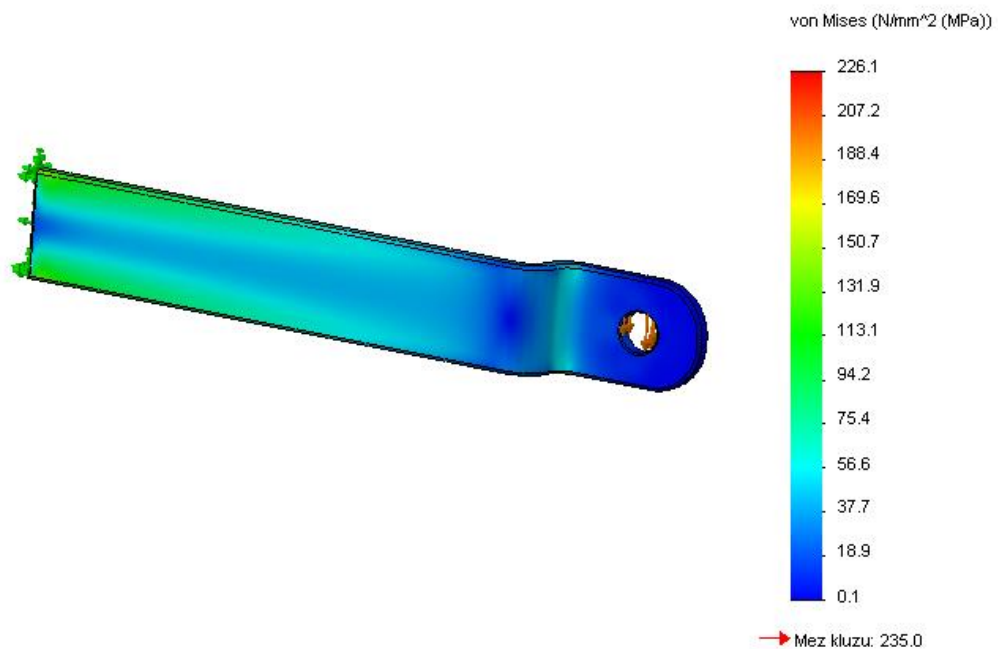
7.2.1 Barvy kontur výsledků

Hodnotám rozsahů výsledků zobrazených v legendě odpovídají barvy kontur, ovšem jednotlivé barvy kontur nejsou přiřazeny k určitým číselným hodnotám. Ve velké většině případů jsou nejzajímavější výsledky zobrazovány červenou barvou, protože touto barvou bývají označeny vysoké hodnoty napětí, deformací, posunutí nebo koeficientu bezpečnosti.

Nízké hodnoty jsou zobrazovány modrou barvou kontur. Každá sada výsledků dává odlišné informace o účinku použitého zatížení na součásti.

7.2.2 Ekvivalentní napětí

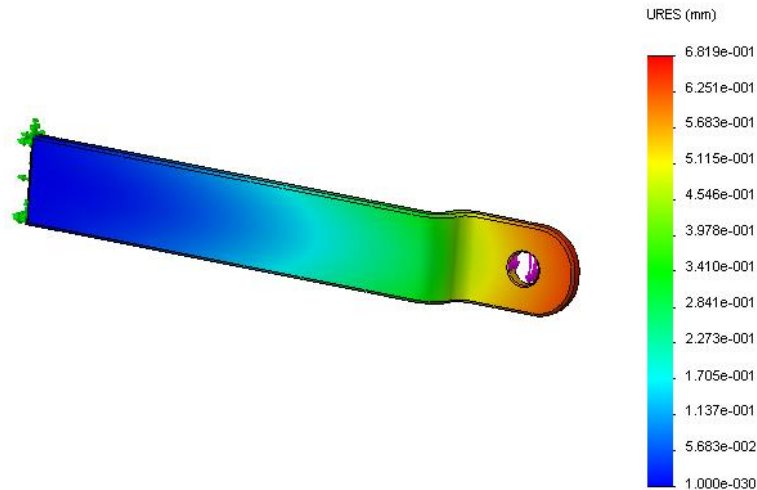
Trojrozměrné napětí se vyskytuje v několika směrech, toto napětí bývá vyjadřováno pomocí shrnutí do ekvivalentního napětí, jež se označuje jako von Misesovo napětí. Každé trojrozměrné těleso má šest složek napětí. Pokud jsou tedy vlastnosti materiálu zjištěny pomocí jednoosého testu napětí, je těchto šest složek napětí vztaženo do jediného ekvivalentního napětí.



Obrázek 28: Ukázka napětí

7.2.3 Posunutí

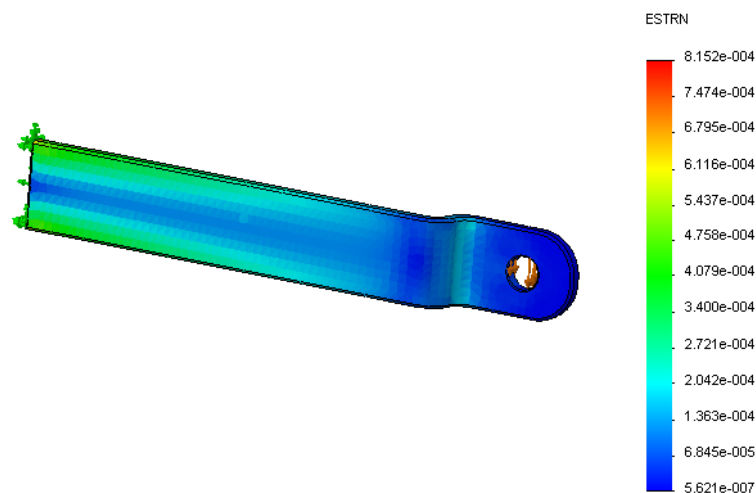
Posunutí zobrazuje, o jak velkou vzdálenost se při zatížení posune část dílu oproti původnímu stavu.



Obrázek 29: Ukázka - posunutí

7.2.4 Deformace

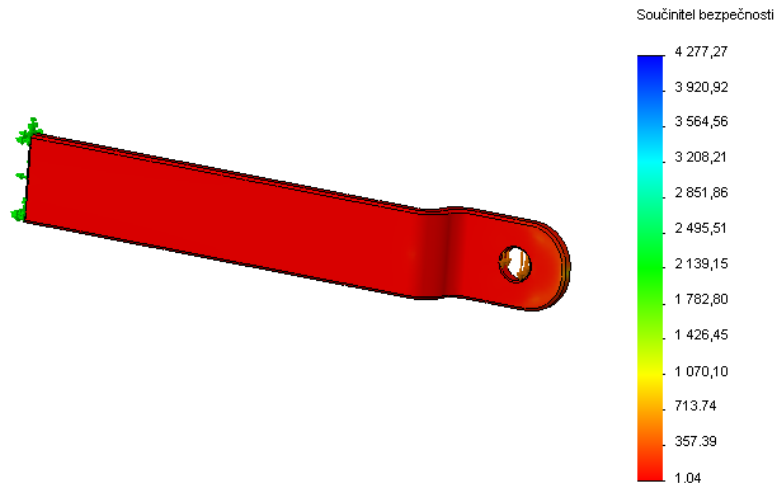
Deformace je míra napnutí objektu, která je způsobena vnějším nebo vnitřním zatížením. S pomocí výsledků deformací lze určit deformaci dílu/sestavy, neboli určit jak se součást prohne. Barvy kontur zobrazují velikost deformace oproti původnímu tvaru.



Obrázek 30: Ukázka - poměrná deformace

7.2.5 Koeficient bezpečnosti

Koeficient bezpečnosti zobrazuje oblasti dílu/sestavy, které nemusí vydržet dané zatížení. Závisí na poměru mezi maximálním dovoleným napětím a ekvivalentním napětím. Výsledek musí mít hodnotu větší než 1, jinak znamená nějaké deformace dílu. Většina konstruktérů volí koeficient bezpečnosti od 2 do 4, protože předpokládají možnost většího zatížení.

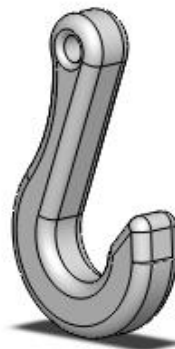


Obrázek 31: Ukázka - součinitel bezpečnosti

7.3 Simulace zatížení číslo 1. – zatížení háku


Hák je díl zvedacího zařízení, na který se uchycuje zvedaný polotovar nebo jiné břemeno, které má být zvednuto nebo převezeno k pracovnímu stroji. Musí tedy u něj být kladen velký důraz na bezpečnost, aby se neohrozilo zdraví pracovníka nebo nebyl poškozen zvedaný předmět a v neposlední řadě zvedací zařízení. To znamená, že při zvedání nesmí dojít k nežádoucím deformacím tohoto dílu.

Navrhovaná nosnost zvedáku je 50 Kg, takže maximální síla F , která bude působit na hák, je $F=500\text{N}$. Maximální dovolené napětí v ohybu použitého materiálu ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého je hák vyroben je $\sigma_{\text{Dovo}}=130\text{ MPa}$.



Obrázek 32: Model háku

Tabulka 3: Informace o modelu háku

Název a odkaz dokumentu	Považováno za	Objemové vlastnosti	Složka dokumentu/Datum změny
Hák 	Objemové tělo	Hmotnost:0.479373 kg Objem:6.1458e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:4.69785 N	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo.1 - zatížení háku\hák.SLDPRT Apr 14 12:55:21 2014

7.3.1 Nastavení parametrů analýzy zatížení háku 50kg

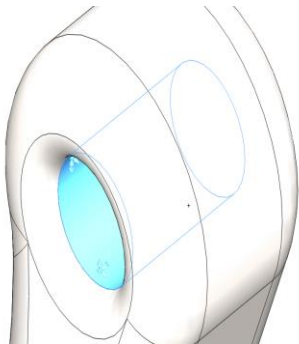
Tabulka 4: Vlastnosti studie háku

Typ analýzy	Static
Typ sítě	Objemová síť
Teplotní účinek:	Zapnuto
Možnost teplotních účinků	Včetně teplotního zatížení
Teplota nulového napětí	298 Kelvin
Včetně účinků tlaku z proudění ze SolidWorks Flow Simulation	Vypnuto
Typ řešiče	FFEPlus
Účinek předpětí:	Vypnuto
Měkká pružina:	Vypnuto
Vnitřní síly:	Vypnuto
Nekompatibilní možnosti spojení	Automatické
Velké posunutí	Vypnuto
Vypočítat reakční síly v pevném spoji těl	Zapnuto
Třecí	Vypnuto
Adaptivní síťování:	Vypnuto
Složka výsledků	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo.1 - zatížení háku

Tabulka 5: Vlastnosti materiálu háku

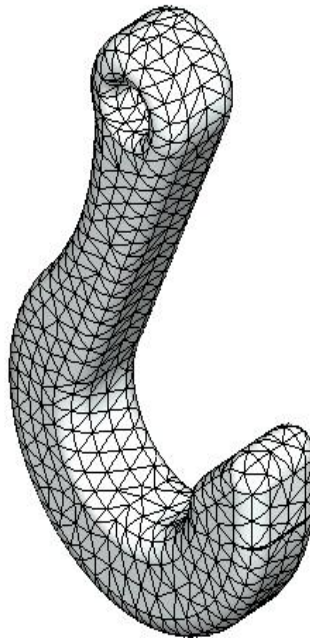
Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý
Mez kluzu:	2.75e+008 N/m ²
Pevnost v tahu:	3.5e+008 N/m ²
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²
Poissonova konstanta:	0.28
Hustota:	7800 kg/m ³
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin

Tabulka 6: Zatížení a uchycení háku

Název uchycení	Obrázek uchycení	Detaily o uchycení		
		Fixní		ENTITY:
TYP:	FIXNÍ GEOMETRIE			
Součásti	X	Y	Z	Výsledný
Reakční síla(N)	-0.00095941	500,001	0.00221562	500,001
Reakční moment(N-m)	0	0	0	0

Tabulka 7: Vlastnosti sítě háku

Použité síťování:	Síť na základě zakřivení
Jakobiho body	4 Body
Maximální velikost elementu	0 mm
Minimální velikost elementu	0 mm
Kvalita sítě	Vysoká (kvadratická)
Uzlů celkem	10432
Velikost Elementu	4 mm
Elementů celkem	6455
Maximální poměr stran	9.0501
% prvků s poměrem stran < 3	99.1
% prvků s poměrem stran < 10	0
% narušených prvků (Jakobian)	0
Doba dokončení sítě (hh:mm:ss):	00:00:02

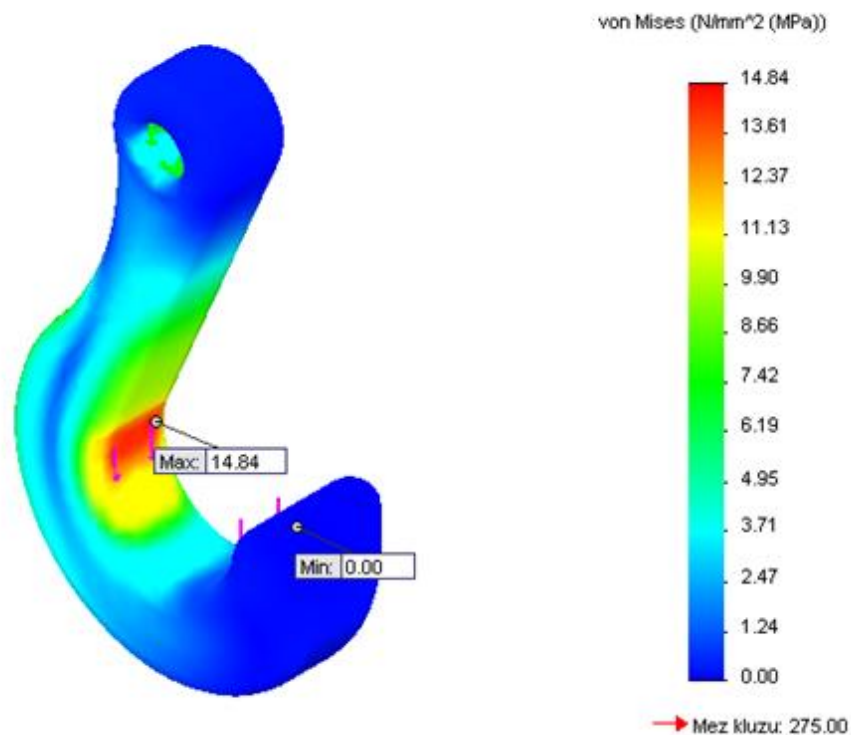


Obrázek 33 :Vysíťovaný model háku

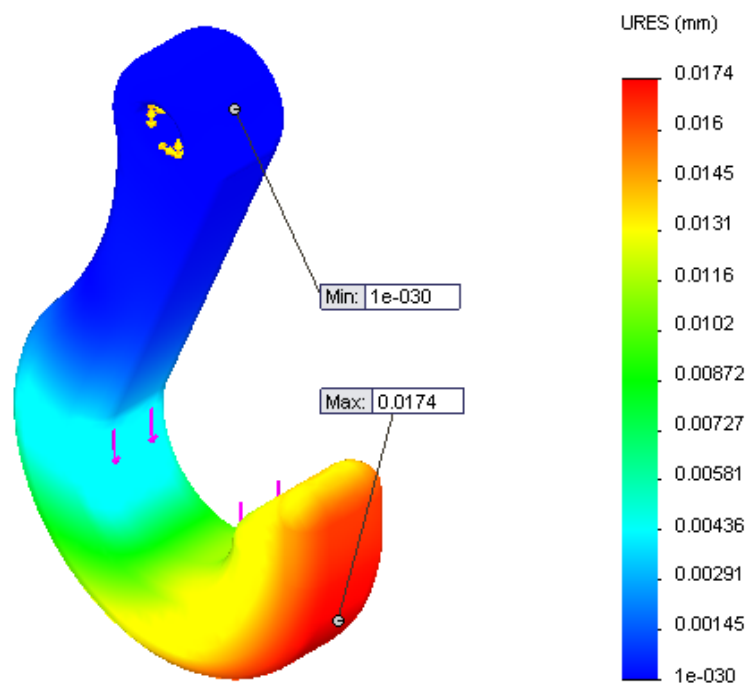
7.3.2 Výsledky analýzy háku zatíženého 50 Kg

Tabulka 8: Výsledky analýzy háku

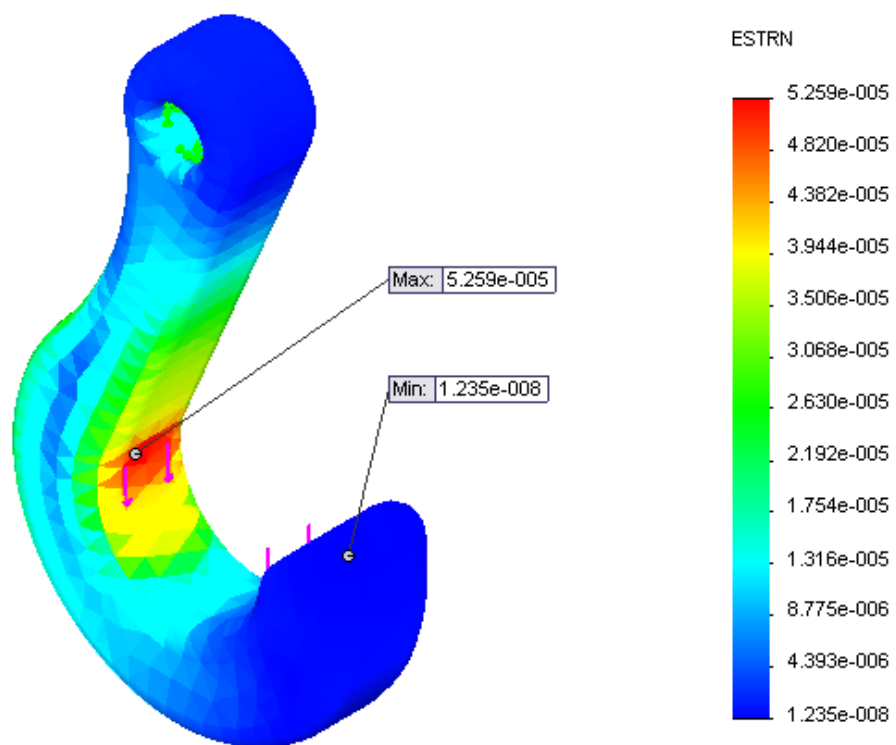
Název	Typ	Min	Max
Napětí	Von Mises napětí	0.000547727 N/mm ² (MPa) Uzel: 180	14.8433 N/mm ² (MPa) Uzel: 198
Posunutí	URES: Výsledné posunutí	0 mm Uzel: 1	0.0174411 mm Uzel: 8262
Poměrná deformace	ESTRN: Ekvivalentní poměrná deformace	1.23522e-008 Element: 3289	5.25853e-005 Element: 4370
Koeficient bezpečnosti	Automatický	18.5269 Uzel: 198	502075 Uzel: 180



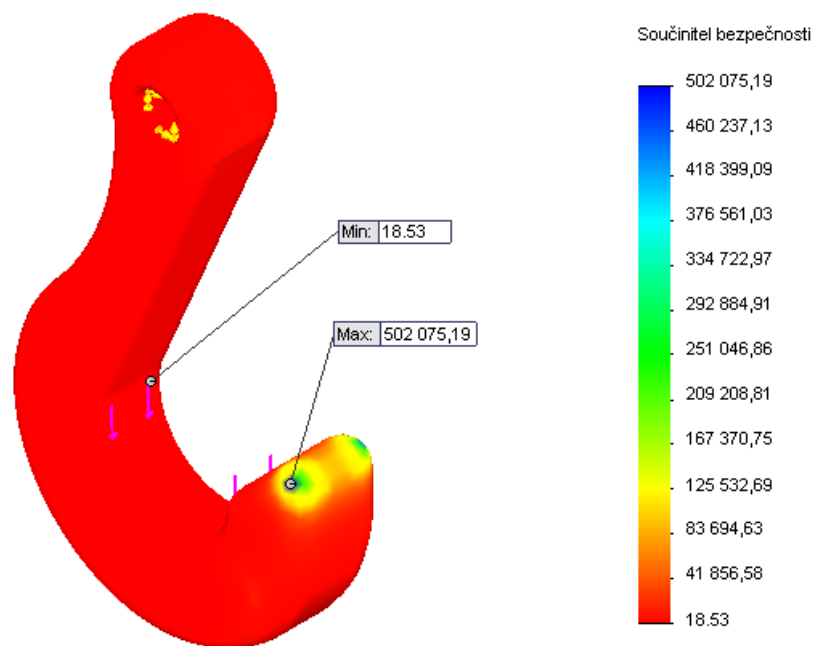
Obrázek 34: Zobrazení napětí na háku při zatížení silou F=500N



Obrázek 35: Zobrazení posunutí háku při zatížení silou $F=500\text{N}$



Obrázek 36: Zobrazení poměrné deformace háku při zatížení silou $F=500\text{N}$

Obrázek 37: Zobrazení koeficientu bezpečnosti háku při zatížení silou $F=500\text{N}$

7.3.3 Porovnání výsledků při různém zatížení háku

Tabulka 9: Porovnání výsledků při různém zatížení háku

Zatížení	500N			1000N	2000N
Název					
Velikost elementu sítě (mm)	5	4,5	4	4	4
Napětí Max. (MPa)	15,22	14,60	14,84	29,29	58,57
Min. (MPa)	0	0	0	0	0
Posunutí Max. (mm)	0,02	0,02	0,02	0,03	0,07
Min. (mm)	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$

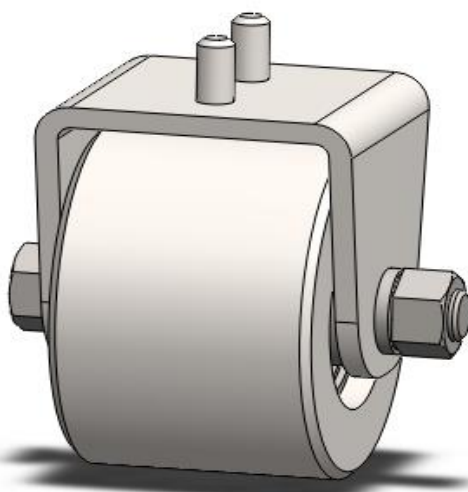
Zatížení	500N			1000N	2000N
Název					
Velikost elementu sítě (mm)	5	4,5	4	4	4
Poměrná deformace Max.	$5,14 \cdot 10^{-5}$	$5,17 \cdot 10^{-5}$	$5,259 \cdot 10^{-5}$	$1,08 \cdot 10^{-4}$	$2,17 \cdot 10^{-4}$
Min.	$1,36 \cdot 10^{-8}$	$1,197 \cdot 10^{-8}$	$1,235 \cdot 10^{-8}$	$2,32 \cdot 10^{-8}$	$4,65 \cdot 10^{-8}$
Koeficient bezpečnosti Max.	262165,59	300864,72	502075,19	222957,17	111479,59
Min.	15,44	16,10	18,53	9,39	4,63

Maximální dovolené napětí v ohybu použitého materiálu ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého je hák vyroben je $\sigma_{Dovo}=130$ MPa. Maximální hodnota napětí při zatížení $F=500$ N, na které je zvedací zařízení navrhováno, dosahuje dle simulace 14,84 MPa. Při přetížení zvedacího zařízení o 150 kilogramů, tedy kdy síla, která působí na hák $F= 2000$ N, maximální hodnota napětí na háku dosahuje 58,57 MPa. Navržený hák tedy vyhovuje.

7.4 Simulace zatížení číslo 2. – zatížení předního kola

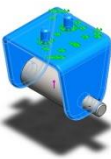


Pojzdová kola jsou díly zvedacího zařízení, která umožňují popojíždění k potřebnému místu naložení a vyložení nákladu, současně však nesou celou váhu zvedáku i se zvedaným břemenem. Na navrhovaném zvedacím zařízení se nacházejí 2 skupiny pojezdových kol a to přední a zadní. Předpokládá se, že nejvíce budou zatěžovány kola přední, protože se přímo nad ně bude pokládat převážený materiál, může se tedy stát, že se bude právě nacházet pouze nad jedním z nich.

Dle rovnice 49. se předpokládá zatížení kola silou $F = 1365$ N. Nejnižší maximální dovolené napětí v ohybu použitého materiálu ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého je přední kolo vyrobeno je $\sigma_{Dovo}=130$ MPa.



Obrázek 38: Model předního kola

Tabulka 10: Informace o sestavě předního kola

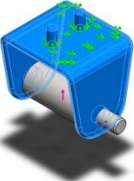
Název a odkaz dokumentu	Považováno za	Objemové vlastnosti	Složka dokumentu/Datum změny
Držák kola 	Objemové tělo	Hmotnost:0.380802 kg Objem:4.88327e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:3.79066 N	Diplomová práce\Přední kolečko\Díly předního kola\držák kola.SLDPRT Apr 24 12:27:40 2014
Šroub 	Objemové tělo	Hmotnost:0.096493 kg Objem:1.23709e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:0.945631 N	solidworks data\browser\iso\bolts and screws\hex bolts and screws\hex bolt gradec_iso.sldprt Feb 28 15:18:51 2014
Vložka 	Objemové tělo	Hmotnost:0.204349 kg Objem:2.65388e-005 m ³ Hustota:7700 kg/m ³ Hmotnost:2.00262 N	Diplomová práce\Přední kolečko\Díly předního kola\vložka.SLDPRT Apr 07 14:30:29 2014

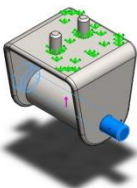

7.4.1 Nastavení parametrů analýzy zatížení předního kola 139 Kg

Tabulka 11: Vlastnosti studie předního kola

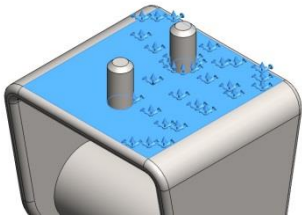
Typ analýzy	Static
Typ sítě	Objemová síť
Teplotní účinek:	Zapnuto
Možnost teplotních účinků	Včetně teplotního zatížení
Teplota nulového napětí	298 Kelvin
Včetně účinků tlaku z proudění ze SolidWorks Flow Simulation	Vypnuto
Typ řešiče	FFEPlus
Účinek předpětí:	Vypnuto
Měkká pružina:	Vypnuto
Vnitřní síly:	Vypnuto
Nekompatibilní možnosti spojení	Automatické
Velké posunutí	Vypnuto
Vypočítat reakční síly v pevném spoji těl	Zapnuto
Třecí	Vypnuto
Adaptivní síťování:	Vypnuto
Složka výsledků	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\simulace číslo 2 - zatížení kola

Tabulka 12: Vlastnosti materiálu předního kola

	Název:	ČSN EN S185 (10 004)
	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní
	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý
	Mez kluzu:	1.75e+008 N/m ²
	Pevnost v tahu:	4.2e+008 N/m ²
	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²
	Poissonova konstanta:	0.28
	Hustota:	7800 kg/m ³
	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²
	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin

	Název:	ČSN EN E295 (11 500)
	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní
	Výchozí kritérium selhání:	Max. von Mises napětí
	Mez kluzu:	2.75e+008 N/m ²
	Pevnost v tahu:	4.7e+008 N/m ²
	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²
	Poissonova konstanta:	0.28
	Hustota:	7800 kg/m ³
	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²
	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
	Název:	ČSN EN X6Cr13 (17 022)
	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní
	Výchozí kritérium selhání:	Max. von Mises napětí
	Mez kluzu:	2.3e+008 N/m ²
	Pevnost v tahu:	4e+008 N/m ²
	Modul pružnosti:	2.2e+011 N/m ²
	Poissonova konstanta:	0.28
	Hustota:	7700 kg/m ³
	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²
	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin

Tabulka 13: Zatížení a uchycení předního kola

Název uchycení	Obrázek uchycení	Detaily o uchycení		
		Entity:	1 plocha	
Fixní		Typ:	Fixní geometrie	
Součásti	X	Y	Z	Výsledný
Reakční síla (N)	-0.00400939	-1365	-0.00161235	1365
Reakční moment(N-m)	0	0	0	0

Tabulka 14: Vlastnosti sítě předního kola

Použité síťování:	Síť na základě zakřivení
Jakobiho body	4 Body
Maximální velikost elementu	0 mm
Minimální velikost elementu	0 mm
Kvalita sítě	Vysoká (kvadratická)
Uzlů celkem	138350
Velikost Elementu	2 mm
Elementů celkem	88910
Maximální poměr stran	16.165
% prvků s poměrem stran < 3	99.7
% prvků s poměrem stran < 10	0.0157
% narušených prvků (Jakobian)	0
Doba dokončení sítě (hh:mm:ss):	00:0:07

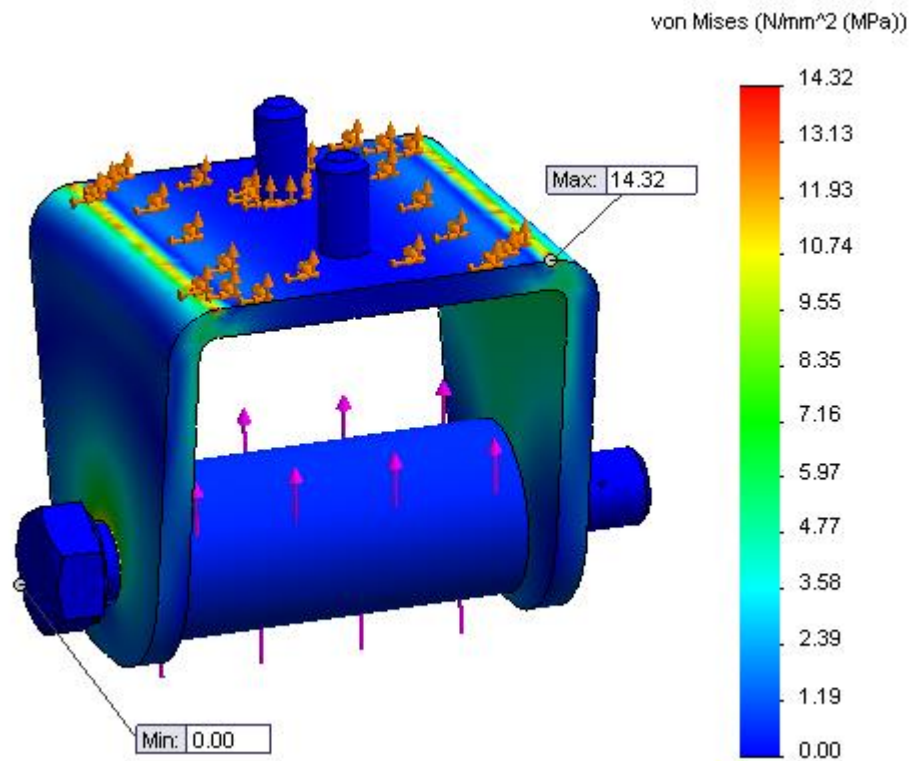


Obrázek 39: Vysíťovaný model předního kola

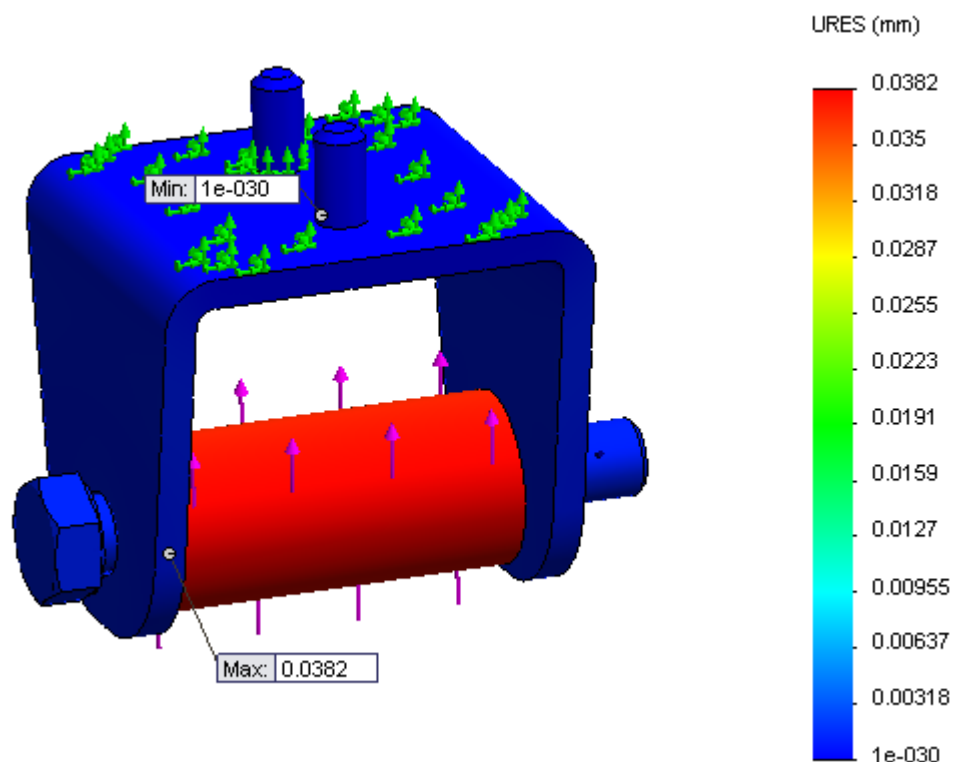
7.4.2 Výsledky analýzy předního kola zatíženého 139 Kg

Tabulka 15: Výsledky analýzy předního kola

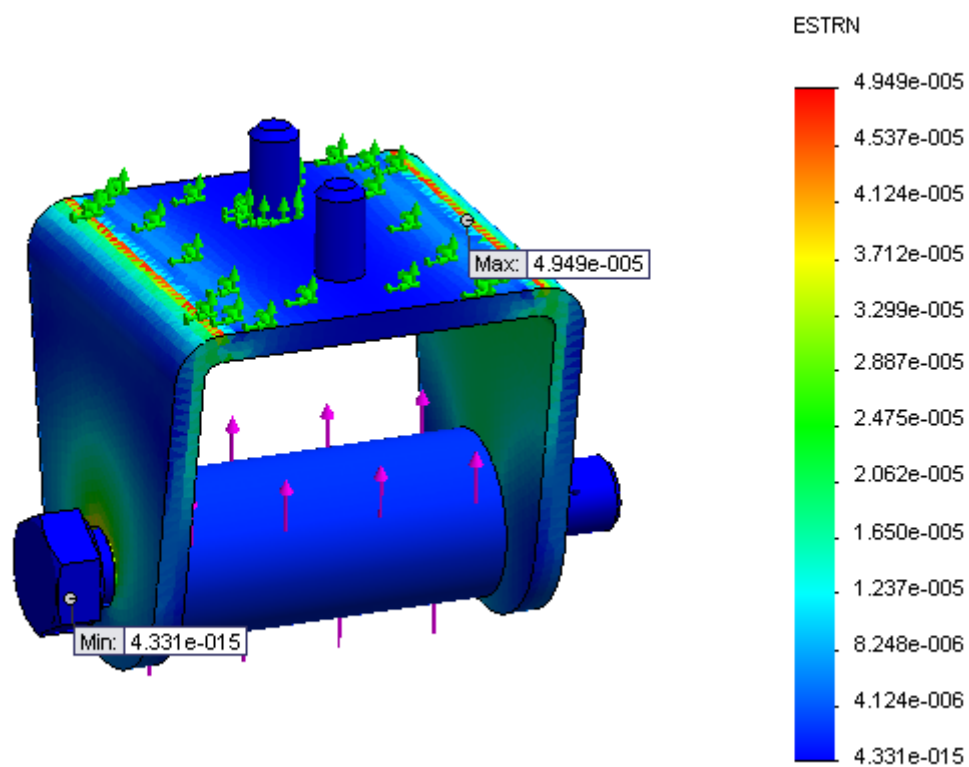
Název	Typ	Min	Max
Napětí	Von Mises napětí	1.14428e-009 N/mm ² (MPa) Uzel: 92019	14.3202 N/mm ² (MPa) Uzel: 364
Posunutí	URES: Výsledné posunutí	0 mm Uzel: 53	0.0382075 mm Uzel: 101369
Poměrná deformace	ESTRN: Ekvivalentní poměrná deformace	4.33061e-015 Element: 53872	4.94904e-005 Element: 25090
Koeficient bezpečnosti	Automatický	12.2205 Uzel: 364	2.40326e+011 Uzel: 92019



Obrázek 40: Zobrazení napětí na předním kole při zatížení silou F=1365N



Obrázek 41: Zobrazení posunutí na předním kole při zatížení silou $F=1365\text{N}$



Obrázek 42: Zobrazení poměrné deformace na předním kole při zatížení silou $F=1365\text{N}$

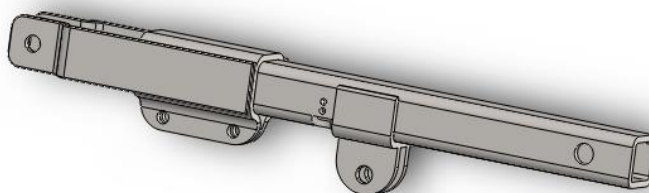
Zatížení	1365N				1865N	2865N
Název						
Velikost elementu sítě (mm)	8	4	3	2	2	2
Poměrná deformace Max.	$3,21 \cdot 10^{-5}$	$3,40 \cdot 10^{-5}$	$4,29 \cdot 10^{-5}$	$4,95 \cdot 10^{-5}$	$6,76 \cdot 10^{-5}$	$1,04 \cdot 10^{-4}$
Min.	$4,09 \cdot 10^{-14}$	$2 \cdot 10^{-14}$	$1,28 \cdot 10^{-14}$	$4,33 \cdot 10^{-15}$	$5,73 \cdot 10^{-15}$	$6 \cdot 10^{-15}$
Koeficient bezpeč. Max.	$5,10 \cdot 10^{10}$	$5,37 \cdot 10^{10}$	$1,70 \cdot 10^{11}$	$2,4 \cdot 10^{11}$	$1,59 \cdot 10^{11}$	$2,23 \cdot 10^{11}$
Min.	20,03	19,34	15,01	12,22	8,94	5,82

Nejnižší maximální dovolené napětí v ohybu z použitých materiálů ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého je hák vyroben je $\sigma_{Dovo}=130$ MPa, napětí ve smyku je $\tau_D=65$ MPa. Maximální hodnota napětí při zatížení $F=1365$ N, na které je přední kolo navrhováno, dosahuje dle simulace 14,32 MPa. Při přetížení zvedacího zařízení o 150 kilogramů, tedy kdy síla, která působí na kolo $F=2865$ N, maximální hodnota napětí na háku dosahuje 30,06 MPa. Navržené přední kolo tedy vyhovuje.

7.5 Simulace zatížení číslo 3. – zatížení ramene konstrukce

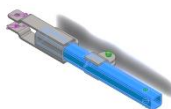
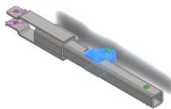
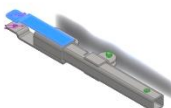
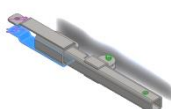
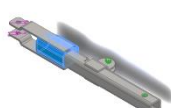
Rameno konstrukce je jednou z nejdůležitějších částí navrženého zvedáku, nejenže nese váhu břemene, ale je i pojistkou proti přetížení, a tak se tedy při zvedání těžšího břemene než je garantovaná nosnost zvedáku zabrání případným škodám na majetku a na zdraví obsluhy.

Při zvedání břemena vážícího 50kg se předpokládá nejvyšší dovolené zatížení ramena zvedáku silou $F=707$ N. Nejnižší maximální dovolené napětí v ohybu použitého materiálu ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého je sestava vyrobena je $\sigma_{Dovo}=130$ MPa.



Obrázek 44: Model ramene konstrukce

Tabulka 17: Informace o sestavě ramene konstrukce

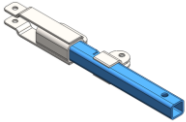
Název a odkaz dokumentu	Považováno za	Objemové vlastnosti	Složka dokumentu/Datum změny
600mm tyč horní 	Objemové tělo	Hmota:2.1092 kg Objem:0.00027041 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:20.6701 N	Diplomová práce\ Konstrukce\Díly\600 mm tyč horní.SLDPRT Apr 24 22:36:25 2014
Držák podpěry 	Objemové tělo	Hmota:0.343568 kg Objem:4.40472e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:3.36697 N	Diplomová práce\ Konstrukce\Díly\držák k podpěry.SLDPRT Mar 20 20:49:54 2014
Držák 	Objemové tělo	Hmota:0.326977 kg Objem:4.19201e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:3.20438 N	Diplomová práce\ Kladka\držák.SLDPRT T Apr 24 22:36:25 2014
Držák 	Objemové tělo	Hmota:0.326977 kg Objem:4.19201e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:3.20438 N	Diplomová práce\ Kladka\držák.SLDPRT T Apr 24 22:36:25 2014
Úchyt kladky 	Objemové tělo	Hmota:0.732398 kg Objem:9.38972e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:7.1775 N	Diplomová práce\ Konstrukce\Díly\úchyt kladky 2.SLDPRT Apr 09 22:22:07 2014

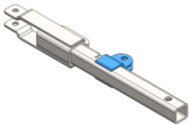
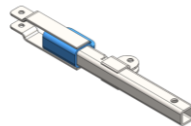
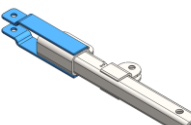
7.5.1 Nastavení parametrů analýzy zatížení ramene konstrukce 50 Kg

Tabulka 18: Vlastnosti studie ramene konstrukce

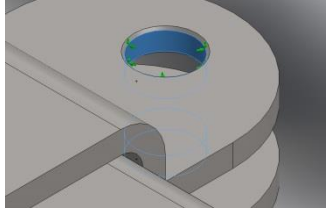
Typ analýzy	Static
Typ sítě	Objemová síť
Teplotní účinek:	Zapnuto
Možnost teplotních účinků	Včetně teplotního zatížení
Teplota nulového napětí	298 Kelvin
Včetně účinků tlaku z proudění ze SolidWorks Flow Simulation	Vypnuto
Typ řešiče	FFEPlus
Účinek předpětí:	Vypnuto
Měkká pružina:	Vypnuto
Vnitřní síly:	Vypnuto
Nekompatibilní možnosti spojení	Automatické
Velké posunutí	Vypnuto
Vypočítat reakční síly v pevném spoji těl	Zapnuto
Třecí	Vypnuto
Adaptivní síťování:	Vypnuto
Složka výsledků	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 3 - Zatížení ramena konstrukce

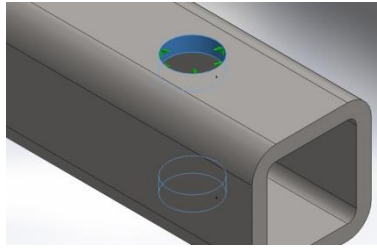
Tabulka 19: Vlastnosti materiálu ramene konstrukce

Odkaz modelu	Vlastnosti	
	Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)
	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní
	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý
	Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²
	Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²
	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²
	Poissonova konstanta:	0.28
	Hustota:	7800 kg/m ³
	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²
	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin

	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Název:</td> <td>ČSN EN S235JRG1 (11 373)</td> </tr> <tr> <td>Typ modelu:</td> <td>Lineární elastický izotropní</td> </tr> <tr> <td>Výchozí kritérium selhání:</td> <td>Neznámý</td> </tr> <tr> <td>Mez kluzu:</td> <td>2.75e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Pevnost v tahu:</td> <td>3.5e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti:</td> <td>2.1e+011 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Poissonova konstanta:</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>Hustota:</td> <td>7800 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti ve smyku:</td> <td>7.9e+010 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Součinitel tepelné roztažnosti:</td> <td>1.1e-005 /Kelvin</td> </tr> </tbody> </table>	Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý	Mez kluzu:	2.75e+008 N/m ²	Pevnost v tahu:	3.5e+008 N/m ²	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²	Poissonova konstanta:	0.28	Hustota:	7800 kg/m ³	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)																				
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní																				
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý																				
Mez kluzu:	2.75e+008 N/m ²																				
Pevnost v tahu:	3.5e+008 N/m ²																				
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²																				
Poissonova konstanta:	0.28																				
Hustota:	7800 kg/m ³																				
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²																				
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin																				
	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Název:</td> <td>ČSN EN S235JRG1 (11 373)</td> </tr> <tr> <td>Typ modelu:</td> <td>Lineární elastický izotropní</td> </tr> <tr> <td>Výchozí kritérium selhání:</td> <td>Neznámý</td> </tr> <tr> <td>Mez kluzu:</td> <td>2.75e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Pevnost v tahu:</td> <td>3.5e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti:</td> <td>2.1e+011 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Poissonova konstanta:</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>Hustota:</td> <td>7800 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti ve smyku:</td> <td>7.9e+010 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Součinitel tepelné roztažnosti:</td> <td>1.1e-005 /Kelvin</td> </tr> </tbody> </table>	Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý	Mez kluzu:	2.75e+008 N/m ²	Pevnost v tahu:	3.5e+008 N/m ²	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²	Poissonova konstanta:	0.28	Hustota:	7800 kg/m ³	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)																				
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní																				
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý																				
Mez kluzu:	2.75e+008 N/m ²																				
Pevnost v tahu:	3.5e+008 N/m ²																				
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²																				
Poissonova konstanta:	0.28																				
Hustota:	7800 kg/m ³																				
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²																				
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin																				
	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Název:</td> <td>ČSN EN S235JRG1 (11 373)</td> </tr> <tr> <td>Typ modelu:</td> <td>Lineární elastický izotropní</td> </tr> <tr> <td>Výchozí kritérium selhání:</td> <td>Neznámý</td> </tr> <tr> <td>Mez kluzu:</td> <td>2.75e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Pevnost v tahu:</td> <td>3.5e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti:</td> <td>2.1e+011 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Poissonova konstanta:</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>Hustota:</td> <td>7800 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti ve smyku:</td> <td>7.9e+010 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Součinitel tepelné roztažnosti:</td> <td>1.1e-005 /Kelvin</td> </tr> </tbody> </table>	Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý	Mez kluzu:	2.75e+008 N/m ²	Pevnost v tahu:	3.5e+008 N/m ²	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²	Poissonova konstanta:	0.28	Hustota:	7800 kg/m ³	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)																				
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní																				
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý																				
Mez kluzu:	2.75e+008 N/m ²																				
Pevnost v tahu:	3.5e+008 N/m ²																				
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²																				
Poissonova konstanta:	0.28																				
Hustota:	7800 kg/m ³																				
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²																				
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin																				

Tabulka 20: Zatížení a uchycení ramene konstrukce

Název uchycení	Obrázek uchycení		Detaily o uchycení	
Fixní čep-1			Entity:	2 ploch
			Typ:	Fixní čep
Součásti	X	Y	Z	Výsledný
Reakční síla (N)	-3580.01	-0.0136909	1572.62	3910.19
Reakční	0	0	0	0

Název uchycení	Obrázek uchycení		Detaily o uchycení	
Fixní čep-2			Entity:	2 ploch
			Typ:	Fixní čep
Součásti	X	Y	Z	Výsledný
Reakční síla (N)	2580.13	0.00900602	-572.766	2642.94
Reakční moment (N-m)	0	0	0	0

Tabulka 21: Vlastnosti síť ramene konstrukce

Použité síťování:	Síť na základě zakřivení
Jakobiho body	4 Body
Maximální velikost elementu	0 mm
Minimální velikost elementu	0 mm
Kvalita sítě	Vysoká (kvadratická)
Uzlů celkem	131591
Velikost Elementu	2 mm
Elementů celkem	78707
Maximální poměr stran	83.804
% prvků s poměrem stran < 3	97
% prvků s poměrem stran < 10	0.00635
% narušených prvků (Jakobian)	0
Doba dokončení sítě (hh:mm:ss):	00:00:16

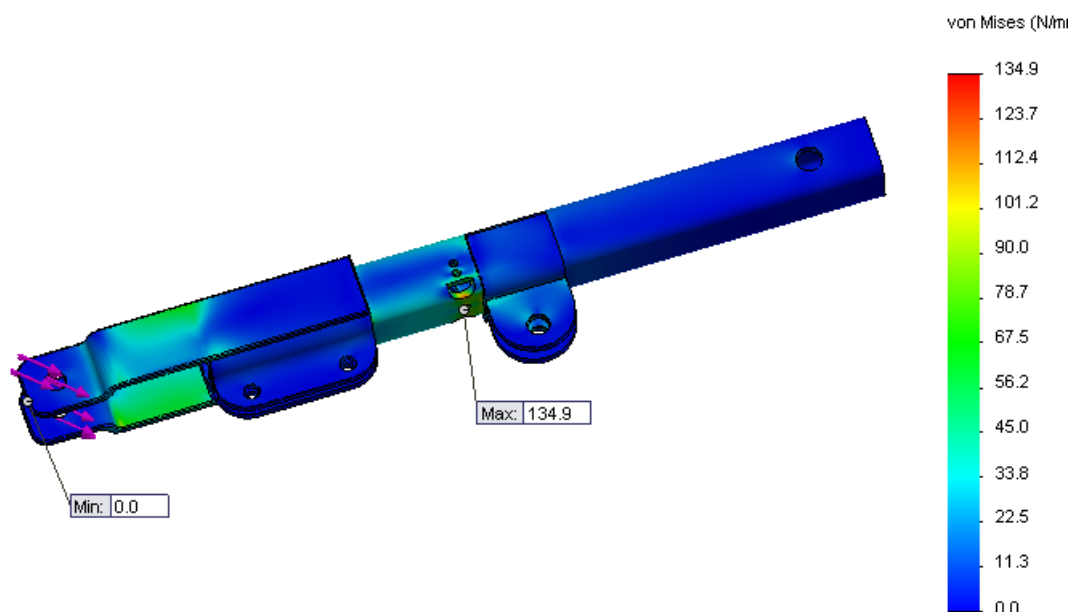


Obrázek 45: Vysíťovaný model ramene konstrukce

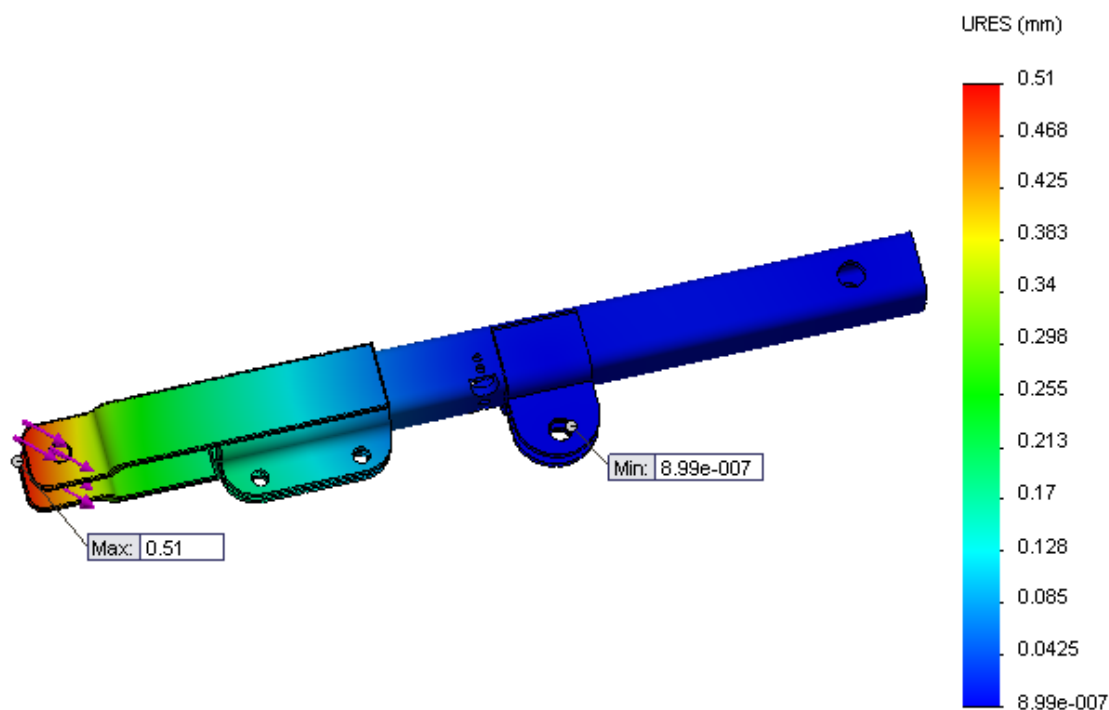
7.5.2 Výsledky analýzy ramene konstrukce zatíženého 50 Kg

Tabulka 22: Výsledky analýzy ramena konstrukce

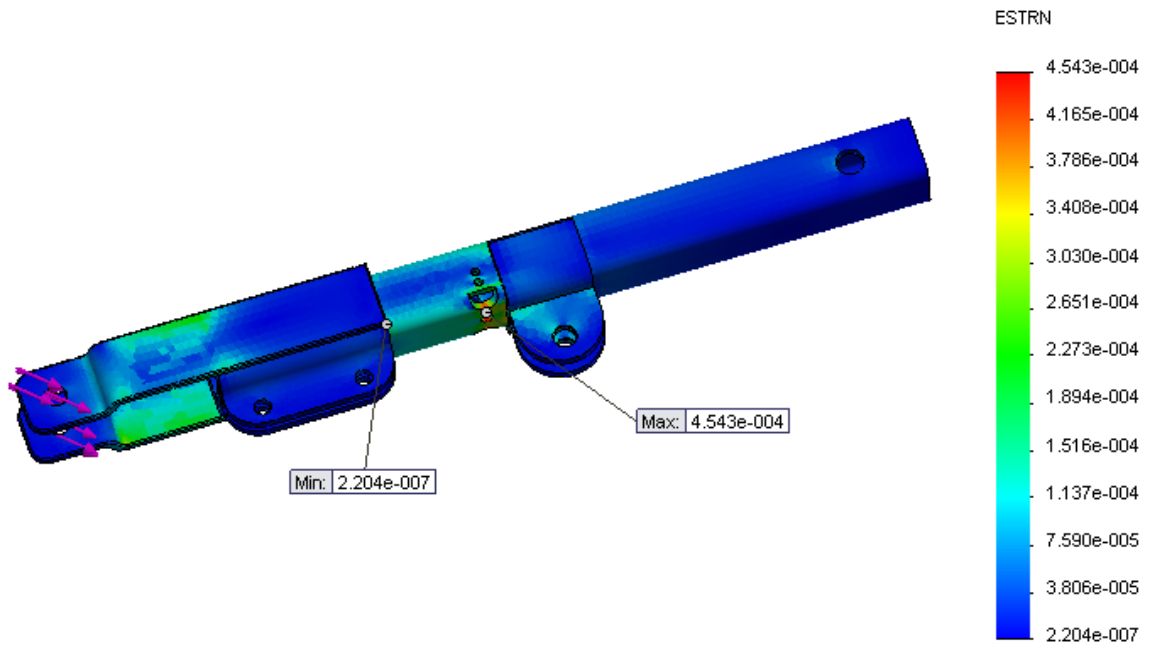
Název	Typ	Min	Max
Napětí	Von Mises napětí	0.0365766 N/mm ² (MPa)	134.927 N/mm ² (MPa)
		Uzel: 106737	Uzel: 38427
Posunutí	URES: Výsledné posunutí	8.98972e-007 mm	0.510053 mm
		Uzel: 56720	Uzel: 76189
Poměrná deformace	ESTRN: Ekvivalentní poměrná deformace	2.2036e-007	0.000454324
		Element: 62406	Element: 18894
Koeficient bezpečnosti	Automatický	1.74169	7518.46
		Uzel: 38427	Uzel: 106737



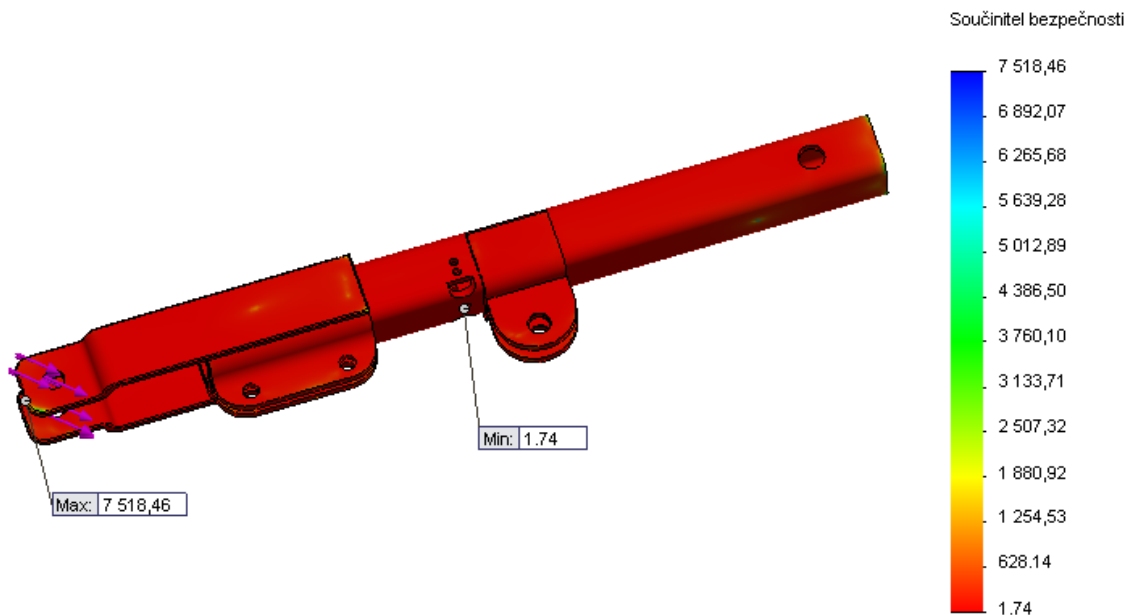
Obrázek 46: Zobrazení napětí na rameni konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$



Obrázek 47: Zobrazení posunutí na rameni konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$



Obrázek 48: Zobrazení poměrné deformace na rameni konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$



Obrázek 49: Zobrazení koeficientu bezpečnosti na rameni konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$

7.5.3 Porovnání výsledků při různém zatížení ramene konstrukce

Tabulka 23: Porovnání výsledků při různém zatížení ramene konstrukce – standartní typ sítě

Zatížení	707N			1414N	2828N
Název					
Velikost elementu sítě (mm)	8	6	5	5	5
Napětí Max. (MPa)	135,25	140,17	134,93	269,9	539,71
Min. (MPa)	0	0	0	0,1	0,15
Posunutí Max. (mm)	0,51	0,51	0,51	1,02	2,04
Min. (mm)	$1,29 \cdot 10^{-8}$	$3,16 \cdot 10^{-7}$	$8,99 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$3,60 \cdot 10^{-6}$
Poměrná deformace Max.	$4,66 \cdot 10^{-4}$	$4,57 \cdot 10^{-4}$	$4,54 \cdot 10^{-4}$	$9,09 \cdot 10^{-4}$	$1,817 \cdot 10^{-3}$
Min.	$1,18 \cdot 10^{-7}$	$1,90 \cdot 10^{-7}$	$2,20 \cdot 10^{-7}$	$4,41 \cdot 10^{-7}$	$8,814 \cdot 10^{-7}$
Koeficient bezpečnosti Max.	16989,38	13067,63	7518,46	3759,23	1879,62
Min.	1,74	1,68	1,74	0,87	0,44

Nejnižší maximální dovolené napětí v ohybu z použitých materiálů ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého je hák vyroben je $\sigma_{Dovo}=130$ MPa, napětí ve smyku je $\sigma_D=130$ MPa. Mez kluzu v tahu $Re=250$ MPa. Maximální hodnota napětí při zatížení $F=707$ N, na které je přední kolo navrhováno, dosahuje dle simulace 134,93 MPa. Při přetížení zvedacího zařízení o 150 kilogramů, tedy kdy síla, která působí na kolo $F=2828$ N, maximální hodnota napětí, na rameni konstrukce, dosahuje 539,71 MPa.

Tabulka 24: Porovnání výsledků při různém zatížení ramene konstrukce – typ sítě na základě zakřivení

Zatížení	707N		1414N	2828N
Název				
Velikost elementu sítě (mm)	18	15	15	15
Napětí Max. (MPa)	133,95	131,56	263,12	526,24
Min. (MPa)	0	0	0	0,15
Posunutí Max. (mm)	0,50	0,49	0,99	1,99
Min. (mm)	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$
Poměrná deformace Max.	$4,55 \cdot 10^{-4}$	$4,43 \cdot 10^{-4}$	$8,85 \cdot 10^{-4}$	$1,77 \cdot 10^{-3}$
Min.	0	0	0	0
Koeficient bezpečnosti Max.	$1 \cdot 10^{16}$	$1 \cdot 10^{16}$	$1 \cdot 10^{16}$	$1 \cdot 10^{16}$
Min.	1,75	1,79	0,89	0,45

Výsledky pro síť na základě zakřivení se prakticky shodují se standartní sítí. Mez kluzu v tahu $R_e=250$ MPa. Maximální hodnota napětí při zatížení $F=707$ N a velikostí elementu sítě 15mm, na které je přední kolo navrhováno, dosahuje dle simulace 131,56 MPa. Při přetížení zvedacího zařízení o 150 kilogramů, tedy kdy síla, která působí na kolo $F= 2828$ N, maximální hodnota napětí, na rameni konstrukce, dosahuje 526,724 MPa.

Navržené rameno konstrukce tedy vyhovuje.

7.6 Simulace zatížení číslo 4. – zatížení podpěry ramene konstrukce

Podpěra ramene konstrukce je velmi z důležitou částí navrženého zvedáku, zabraňuje totiž přílišnému prohýbání ramene konstrukce a umožňuje dostatečnou tuhost celé konstrukce.


Nejnižší maximální dovolené napětí v ohybu použitého materiálu ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého podpěra ramene konstrukce vyrobena je $\sigma_{Dovo}=130$ MPa.



Obrázek 50: Model podpěry ramene konstrukce

Tabulka 25: Informace o sestavě podpěry ramene konstrukce

Název a odkaz dokumentu	Považováno za	Objemové vlastnosti	Složka dokumentu/Datum změny
1 část podpěry ramena 	Objemové tělo	Hmota:0.118585 kg Objem:1.52032e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:1.16214 N	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 4 - zatížení podpěry ramene konstrukce\1 část podpěry ramena.SLDPRT Apr 30 11:35:28 2014
2 část podpěry ramena 	Objemové tělo	Hmota:0.340389 kg Objem:4.36396e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:3.33581 N	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 4 - zatížení podpěry ramene konstrukce\2 část podpěry ramena.SLDPRT Apr 30 11:35:28 2014




<p>Podpěra</p> 	<p>Objemové tělo</p>	<p>Hmotnost: 1.28268 kg Objem: 0.000164446 m³ Hustota: 7800 kg/m³ Hmotnost: 12.5703 N</p>	<p>Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 4 - zatížení podpěry ramene konstrukce\podpěra.SLDPR T Apr 30 11:35:28 2014</p>
--	----------------------	--	---

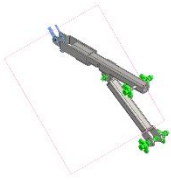
7.6.1 Nastavení parametrů analýzy zatížení podpěry ramene konstrukce

Tabulka 26: Vlastnosti studie podpěry ramene konstrukce

Typ analýzy	Static
Typ sítě	Kombinovaná síť
Teplotní účinek:	Zapnuto
Možnost teplotních účinků	Včetně teplotního zatížení
Teplota nulového napětí	298 Kelvin
Včetně účinků tlaku z proudění ze SolidWorks Flow Simulation	Vypnuto
Typ řešiče	FFEPlus
Účinek předpětí:	Vypnuto
Měkká pružina:	Vypnuto
Vnitřní síly:	Vypnuto
Nekompatibilní možnosti spojení	Automatické
Velké posunutí	Vypnuto
Vypočítat reakční síly v pevném spoji těl	Zapnuto
Třecí	Vypnuto
Adaptivní síťování:	Vypnuto
Složka výsledků	<p>Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 4 - zatížení podpěry ramene</p>

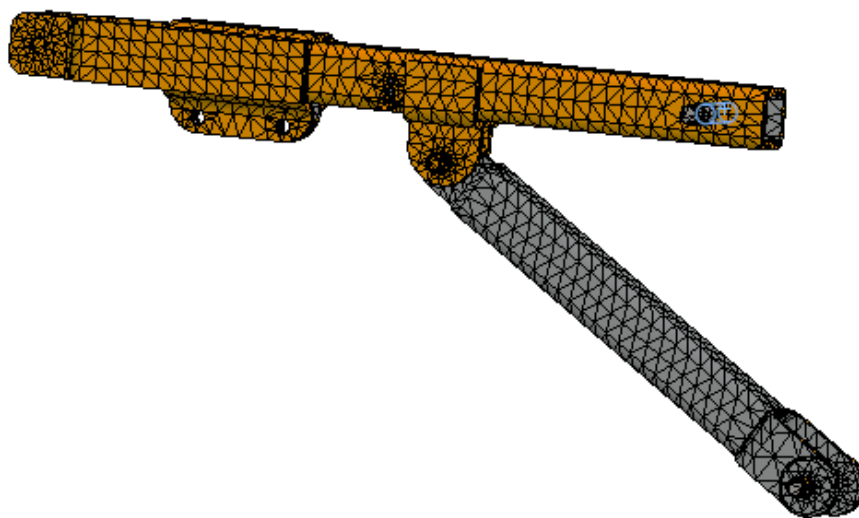
Tabulka 27: Vlastnosti materiálu podpěry ramene konstrukce

Odkaz modelu	Vlastnosti																				
	<table border="1"> <tr> <td>Název:</td> <td>ČSN EN S235JRG1 (11 373)</td> </tr> <tr> <td>Typ modelu:</td> <td>Lineární elastický izotropní</td> </tr> <tr> <td>Výchozí kritérium selhání:</td> <td>Neznámý</td> </tr> <tr> <td>Mez kluzu:</td> <td>2.35e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Pevnost v tahu:</td> <td>3.6e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti:</td> <td>2.1e+011 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Poissonova konstanta:</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>Hustota:</td> <td>7800 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti ve smyku:</td> <td>7.9e+010 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Součinitel tepelné roztažnosti:</td> <td>1.1e-005 /Kelvin</td> </tr> </table>	Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý	Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²	Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²	Poissonova konstanta:	0.28	Hustota:	7800 kg/m ³	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)																				
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní																				
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý																				
Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²																				
Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²																				
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²																				
Poissonova konstanta:	0.28																				
Hustota:	7800 kg/m ³																				
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²																				
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin																				
	<table border="1"> <tr> <td>Název:</td> <td>ČSN EN S235JRG1 (11 373)</td> </tr> <tr> <td>Typ modelu:</td> <td>Lineární elastický izotropní</td> </tr> <tr> <td>Výchozí kritérium selhání:</td> <td>Neznámý</td> </tr> <tr> <td>Mez kluzu:</td> <td>2.35e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Pevnost v tahu:</td> <td>3.6e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti:</td> <td>2.1e+011 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Poissonova konstanta:</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>Hustota:</td> <td>7800 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti ve smyku:</td> <td>7.9e+010 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Součinitel tepelné roztažnosti:</td> <td>1.1e-005 /Kelvin</td> </tr> </table>	Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý	Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²	Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²	Poissonova konstanta:	0.28	Hustota:	7800 kg/m ³	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)																				
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní																				
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý																				
Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²																				
Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²																				
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²																				
Poissonova konstanta:	0.28																				
Hustota:	7800 kg/m ³																				
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²																				
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin																				
	<table border="1"> <tr> <td>Název:</td> <td>ČSN EN E295 (11 500)</td> </tr> <tr> <td>Typ modelu:</td> <td>Lineární elastický izotropní</td> </tr> <tr> <td>Výchozí kritérium selhání:</td> <td>Neznámý</td> </tr> <tr> <td>Mez kluzu:</td> <td>2.35e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Pevnost v tahu:</td> <td>3.6e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti:</td> <td>2.1e+011 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Poissonova konstanta:</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>Hustota:</td> <td>7800 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti ve smyku:</td> <td>7.9e+010 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Součinitel tepelné roztažnosti:</td> <td>1.1e-005 /Kelvin</td> </tr> </table>	Název:	ČSN EN E295 (11 500)	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý	Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²	Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²	Poissonova konstanta:	0.28	Hustota:	7800 kg/m ³	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
Název:	ČSN EN E295 (11 500)																				
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní																				
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý																				
Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²																				
Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²																				
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²																				
Poissonova konstanta:	0.28																				
Hustota:	7800 kg/m ³																				
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²																				
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin																				

Název zatížení	Načíst obrázek	Detaily o zatížení	
Síla-1		Entity:	2 ploch, 1 roviny
		Odkaz:	PLANE1
		Typ:	Použití sílu
		Hodnoty:	-707, ---, --- N
		Momenty:	---, ---, --- N-m

Tabulka 29: Vlastnosti sítě podpěry ramene konstrukce

Typ sítě	Kombinovaná síť
Použité síťování:	Síť na základě zakřivení
Jakobiho body	4 Body
Maximální velikost elementu	0 mm
Minimální velikost elementu	0 mm
Kvalita sítě	Vysoká (kvadratická)
Uzlů celkem	19657
Maximální velikost elementu	34.47 mm
Minimální velikost elementu	6.89 mm
Elementů celkem	9795
Doba dokončení sítě (hh:mm:ss):	00:00:38

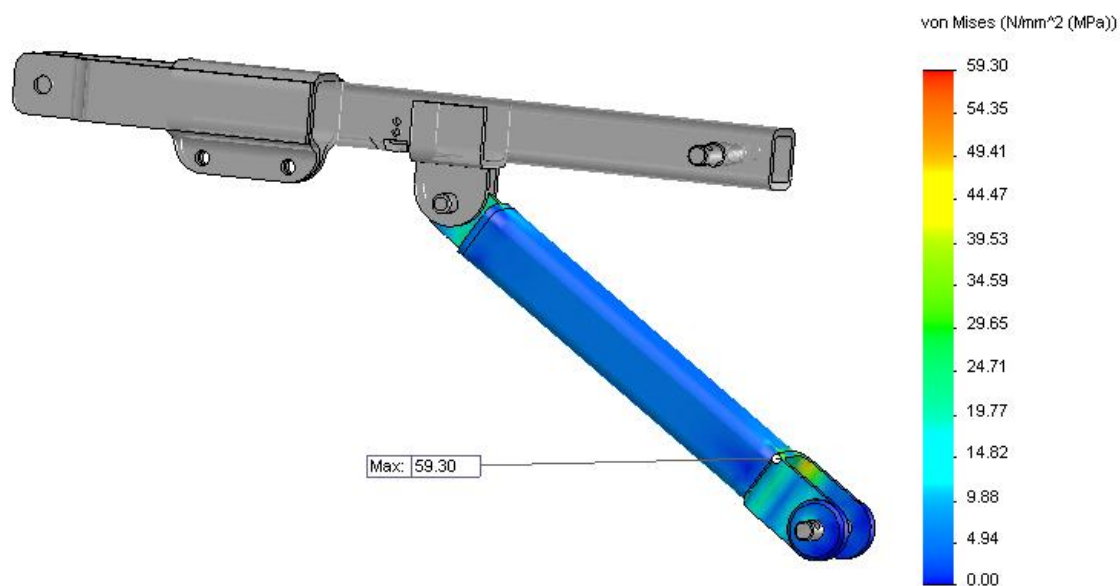


Obrázek 51: Obrázek 52: Vysít'ovaný model podpěry ramene konstrukce

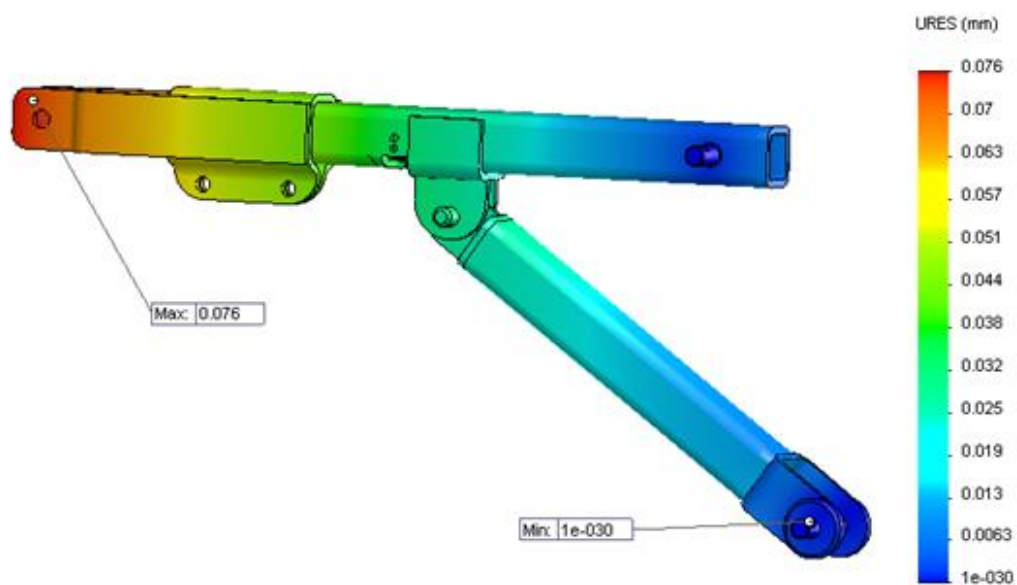
7.6.2 Výsledky analýzy podpěry ramene konstrukce

Tabulka 30: Výsledky analýzy podpěry ramene konstrukce

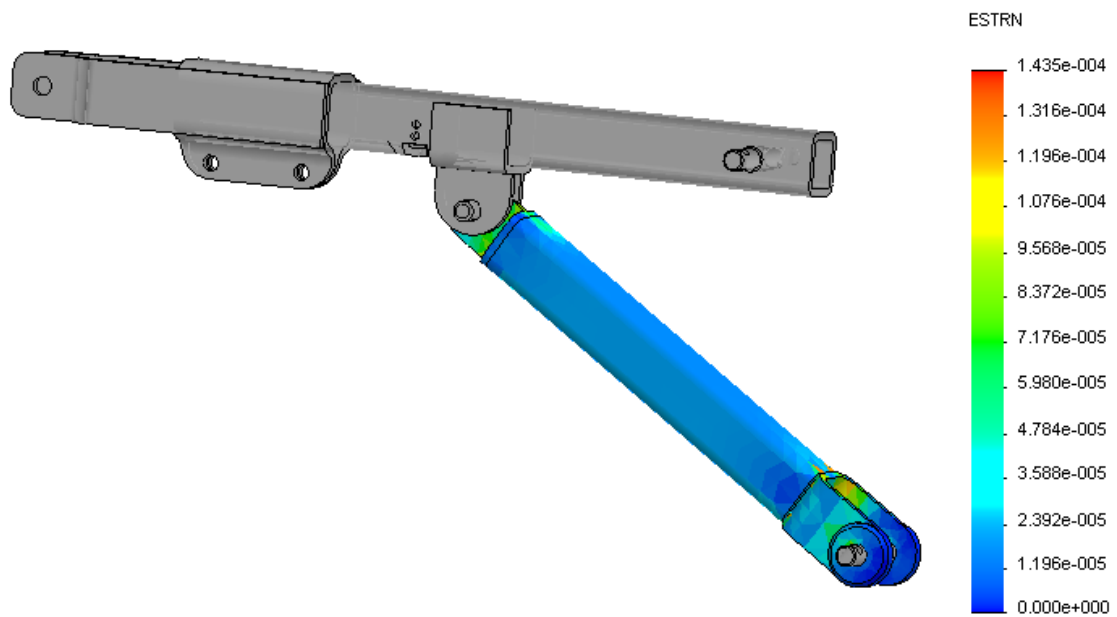
Název	Typ	Min	Max
Napětí	Von Mises napětí	0 N/mm ² (MPa) Uzel: 7148	59.2953 N/mm ² (MPa) Uzel: 3575
Posunutí	URES: Výsledné posunutí	0 mm Uzel: 18018	0.0760598 mm Uzel: 13500
Poměrná deformace	ESTRN: Ekvivalentní poměrná deformace	0 Element: 3526	0.000143514 Element: 827
Koeficient bezpečnosti	Automatický	3.96321 Uzel: 3575	1e+016 Uzel: 7148



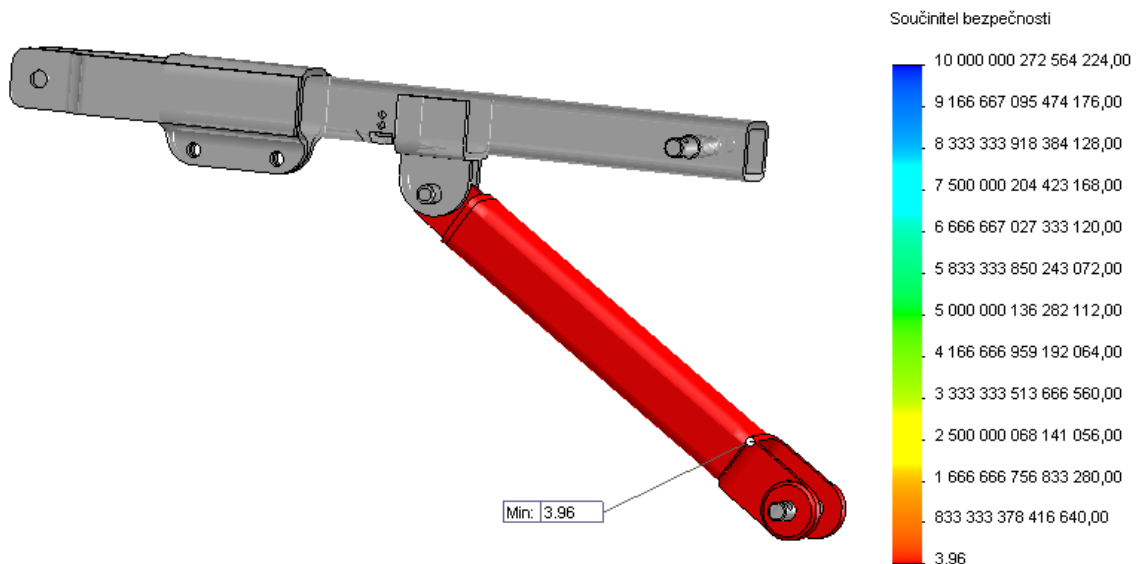
Obrázek 53: Zobrazení napětí na podpoře ramene konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$



Obrázek 54: Zobrazení posunutí na podpoře ramene konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$



Obrázek 55: Zobrazení poměrné deformace na podpoře ramene konstrukce při zatížení silou $F=707N$



Obrázek 56: Zobrazení koeficientu bezpečnosti na podpoře ramene konstrukce při zatížení silou $F=707N$

7.6.3 Porovnání výsledků při různém zatížení podpěry ramene konstrukce

Tabulka 31: Porovnání výsledků při různém zatížení podpěry ramene konstrukce – standartní typ sítě

Zatížení	1365N	1865N	2865N
Název			
Napětí Max. (MPa)	59,30	118,59	231,01
Min. (MPa)	0	0	0
Posunutí Max. (mm)	0,076	0,15	0,275
Min. (mm)	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$
Poměrná deformace Max.	$1,44 \cdot 10^{-4}$	$2,87 \cdot 10^{-4}$	$5,71 \cdot 10^{-4}$
Min.	0	0	0
Koeficient bezpeč. Max.	$10 \cdot 10^{15}$	$10 \cdot 10^{15}$	$10 \cdot 10^{15}$
Min.	3,96	1,98	1,02

Nejnižší maximální dovolené napětí v ohybu z použitých materiálů ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého je podpěra konstrukce vyrobena je $\sigma_{Dov0}=130$ MPa, napětí ve smyku je $\sigma_D=130$ MPa. Mez kluzu v tahu $Re=250$ MPa. Maximální hodnota napětí při zvedání 50 Kg, dosahuje podpěra ramene konstrukce dle simulace 59,30 MPa. Při přetížení zvedacího zařízení o 150 kilogramů, maximální hodnota napětí dosahuje 231,01 MPa.

7.7 Simulace zatížení číslo 5. – zatížení vertikální tyče konstrukce

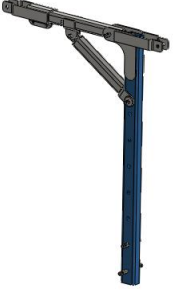
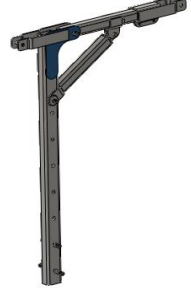
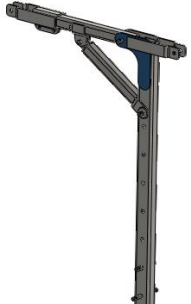
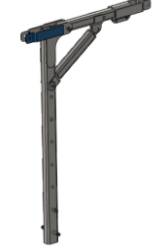
Vertikální tyč konstrukce nese váhu břemene, ta je na ni přenášena přes rameno konstrukce a podpěru konstrukce. Je tedy namáhána nejen tlakem, ale i ohybem. Vertikální tyč konstrukce musí být dostatečně tuhá, aby nedocházelo k přílišnému prohýbání. Musí také splňovat bezpečnost konstrukce, aby nedošlo ke zborcení a následnému poničení zvedaného břemene a obsluhy zařízení


Nejnižší maximální dovolené napětí v ohybu použitého materiálu ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého vertikální tyč konstrukce vyrobena je $\sigma_{Dovo}=130$ MPa.



Obrázek 57: Model vertikální tyče konstrukce

Tabulka 32: Informace o sestavě vertikální tyče konstrukce

Název a odkaz dokumentu	Považováno za	Objemové vlastnosti	Složka dokumentu/Datum změny
1600mm tyč 	Objemové tělo	Hmota:6.23633 kg Objem:0.00079953 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:61.116 N	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 5 - zatížení vertikální tyče konstrukce\1600mm tyč.SLDPRT Apr 30 12:35:28 2014
Kloub 	Objemové tělo	Hmota:0.537476 kg Objem:6.89071e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:5.26726 N	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 5 - zatížení vertikální tyče konstrukce\Kloub.SLDPRT Apr 30 12:35:26 2014
Kloub 	Objemové tělo	Hmota:0.537476 kg Objem:6.89071e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:5.26726 N	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 5 - zatížení vertikální tyče konstrukce\Kloub.SLDPRT Apr 30 12:35:26 2014
Držák 	Objemové tělo	Hmota:0.330935 kg Objem:4.24275e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:3.24316 N	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 5 - zatížení vertikální tyče konstrukce\držák.SLDPRT Apr 30 12:35:26 2014




	Objemové tělo	Hmota:0.330935 kg Objem:4.24275e-005 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:3.24316 N	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 5 - zatížení vertikální tyče konstrukce\držák.SLDPRT Apr 30 12:35:26 2014
---	---------------	--	---

7.7.1 Nastavení parametrů analýzy zatížení vertikální tyče konstrukce


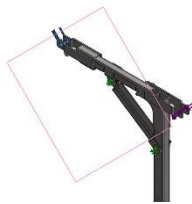

Tabulka 33: Vlastnosti studie vertikální tyče konstrukce

Typ analýzy	Static
Typ sítě	Kombinovaná síť
Teplotní účinek:	Zapnuto
Možnost teplotních účinků	Včetně teplotního zatížení
Teplota nulového napětí	298 Kelvin
Včetně účinků tlaku z proudění ze SolidWorks Flow Simulation	Vypnuto
Typ řešiče	FFEPlus
Účinek předpětí:	Vypnuto
Měkká pružina:	Vypnuto
Vnitřní síly:	Vypnuto
Nekompatibilní možnosti spojení	Automatické
Velké posunutí	Vypnuto
Vypočítat reakční síly v pevném spoji těl	Zapnuto
Třecí	Vypnuto
Adaptivní síťování:	Vypnuto
Složka výsledků	Diplomová práce\Simulace zatížení\Konstrukce\Simulace číslo 5 - zatížení vertikální tyče konstrukce

Tabulka 34: Vlastnosti materiálu vertikální tyče konstrukce

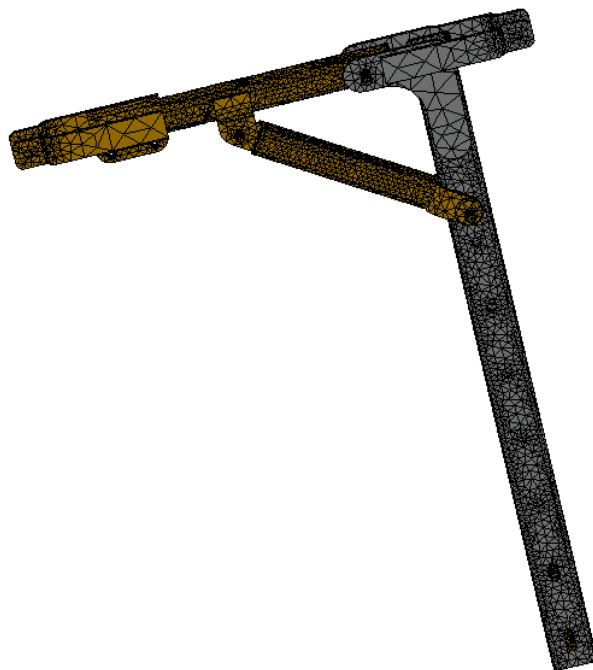
Odkaz modelu	Vlastnosti																				
	<table border="1"> <tr> <td>Název:</td> <td>ČSN EN S235JRG1 (11 373)</td> </tr> <tr> <td>Typ modelu:</td> <td>Lineární elastický izotropní</td> </tr> <tr> <td>Výchozí kritérium selhání:</td> <td>Neznámý</td> </tr> <tr> <td>Mez kluzu:</td> <td>2.35e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Pevnost v tahu:</td> <td>3.6e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti:</td> <td>2.1e+011 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Poissonova konstanta:</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>Hustota:</td> <td>7800 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti ve smyku:</td> <td>7.9e+010 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Součinitel tepelné roztažnosti:</td> <td>1.1e-005 /Kelvin</td> </tr> </table>	Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý	Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²	Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²	Poissonova konstanta:	0.28	Hustota:	7800 kg/m ³	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)																				
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní																				
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý																				
Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²																				
Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²																				
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²																				
Poissonova konstanta:	0.28																				
Hustota:	7800 kg/m ³																				
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²																				
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin																				
	<table border="1"> <tr> <td>Název:</td> <td>ČSN EN S235JRG1 (11 373)</td> </tr> <tr> <td>Typ modelu:</td> <td>Lineární elastický izotropní</td> </tr> <tr> <td>Výchozí kritérium selhání:</td> <td>Neznámý</td> </tr> <tr> <td>Mez kluzu:</td> <td>2.35e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Pevnost v tahu:</td> <td>3.6e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti:</td> <td>2.1e+011 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Poissonova konstanta:</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>Hustota:</td> <td>7800 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti ve smyku:</td> <td>7.9e+010 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Součinitel tepelné roztažnosti:</td> <td>1.1e-005 /Kelvin</td> </tr> </table>	Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý	Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²	Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²	Poissonova konstanta:	0.28	Hustota:	7800 kg/m ³	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
Název:	ČSN EN S235JRG1 (11 373)																				
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní																				
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý																				
Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²																				
Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²																				
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²																				
Poissonova konstanta:	0.28																				
Hustota:	7800 kg/m ³																				
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²																				
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin																				
	<table border="1"> <tr> <td>Název:</td> <td>ČSN EN E295 (11 500)</td> </tr> <tr> <td>Typ modelu:</td> <td>Lineární elastický izotropní</td> </tr> <tr> <td>Výchozí kritérium selhání:</td> <td>Neznámý</td> </tr> <tr> <td>Mez kluzu:</td> <td>2.35e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Pevnost v tahu:</td> <td>3.6e+008 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti:</td> <td>2.1e+011 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Poissonova konstanta:</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>Hustota:</td> <td>7800 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Modul pružnosti ve smyku:</td> <td>7.9e+010 N/m²</td> </tr> <tr> <td>Součinitel tepelné roztažnosti:</td> <td>1.1e-005 /Kelvin</td> </tr> </table>	Název:	ČSN EN E295 (11 500)	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Výchozí kritérium selhání:	Neznámý	Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²	Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²	Poissonova konstanta:	0.28	Hustota:	7800 kg/m ³	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin
Název:	ČSN EN E295 (11 500)																				
Typ modelu:	Lineární elastický izotropní																				
Výchozí kritérium selhání:	Neznámý																				
Mez kluzu:	2.35e+008 N/m ²																				
Pevnost v tahu:	3.6e+008 N/m ²																				
Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²																				
Poissonova konstanta:	0.28																				
Hustota:	7800 kg/m ³																				
Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²																				
Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin																				

Tabulka 35: Zatížení a uchycení vertikální tyče konstrukce

Název uchycení		Obrázek uchycení		Detaily o uchycení	
Fixní-1				Entity:	4 ploch
				Typ:	Fixní geometrie
Součásti	X	Y	Z	Výsledný	
Reakční síla(N)	2.55118e-013	5.91732e-012	-9.25813e-012	1.09906e-011	
Reakční moment(N-m)	7.88047e-015	-2.22737e-016	-2.82294e-015	8.3738e-015	
Název zatížení	Načíst obrázek	Detaily o zatížení			
Síla-1		Entity:	2 ploch, 1 roviny		
		Odkaz:	PLANE1		
		Typ:	Použít sílu		
		Hodnoty:	-707, ---, --- N		
		Momenty:	---, ---, --- N-m		
Síla-2		Entity:	2 ploch, 1 roviny		
		Odkaz:	PLANE2		
		Typ:	Použít sílu		
		Hodnoty:	-698, ---, --- N		
		Momenty:	---, ---, --- N-m		

Tabulka 36: Vlastnosti sítě vertikální tyče konstrukce

Typ sítě	Kombinovaná síť
Použité síťování:	Síť na základě zakřivení
Jakobiho body	4 Body
Maximální velikost elementu	0 mm
Minimální velikost elementu	0 mm
Kvalita sítě	Vysoká (kvadratická)
Uzlů celkem	69754
Maximální velikost elementu	34,71 mm
Minimální velikost elementu	6.94 mm
Elementů celkem	34841
Doba dokončení sítě (hh:mm:ss):	00:00:14

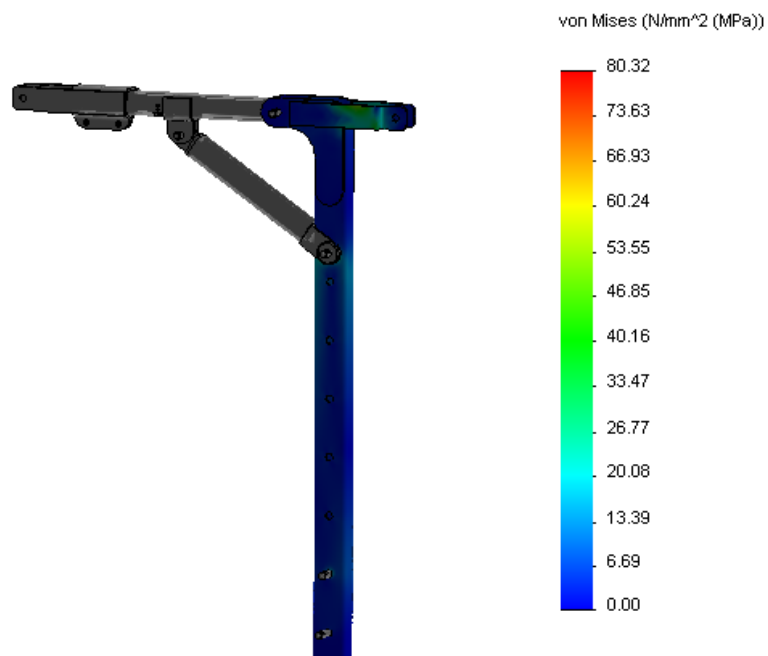


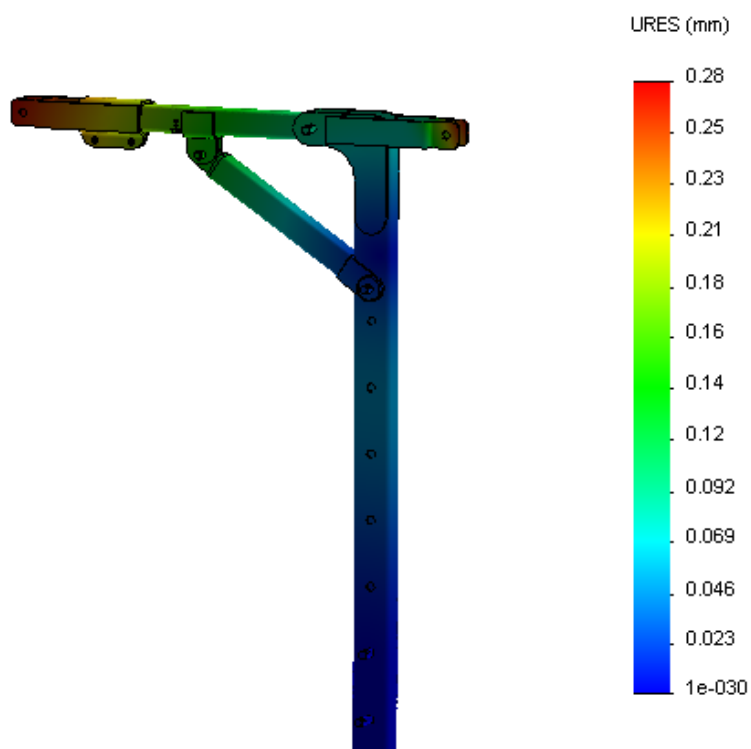
Obrázek 58: Vysíťovaný model vertikální tyče konstrukce

7.7.1 Výsledky analýzy vertikální tyče konstrukce

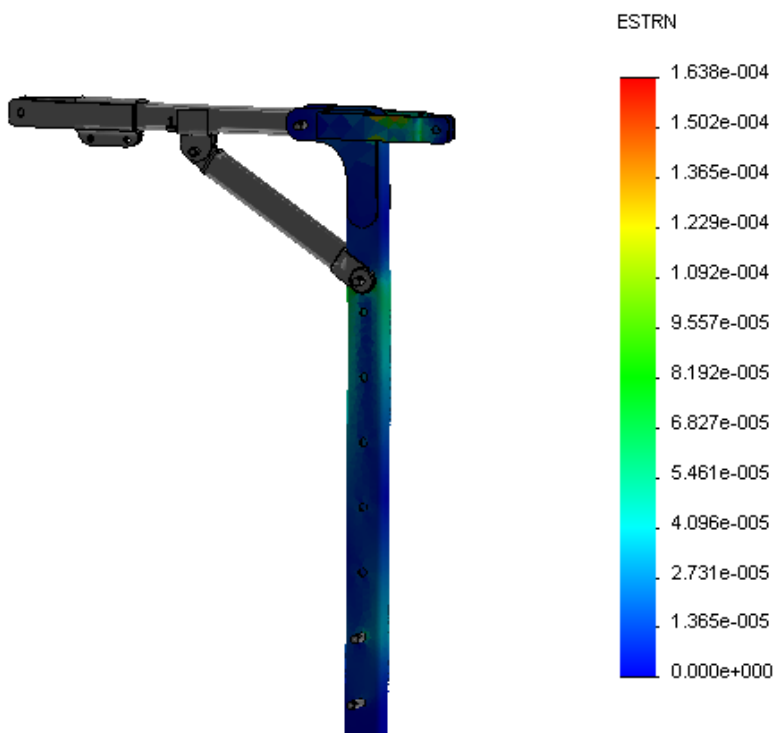
Tabulka 37: Výsledky analýzy ramena konstrukce

Název	Typ	Min	Max
Napětí	Von Mises napětí	0 N/mm ² (MPa) Uzel: 1	80.3219N/mm ² (MPa) Uzel: 53980
Posunutí	URES: Výsledné posunutí	0 mm Uzel: 66143	0.277138 mm Uzel: 54003
Poměrná deformace	ESTRN: Ekvivalentní poměrná deformace	0 Element: 1	0.000163841 Element: 26807
Koeficient bezpečnosti	Automatický	3.42372 Uzel: 53980	1e+016 Uzel: 1

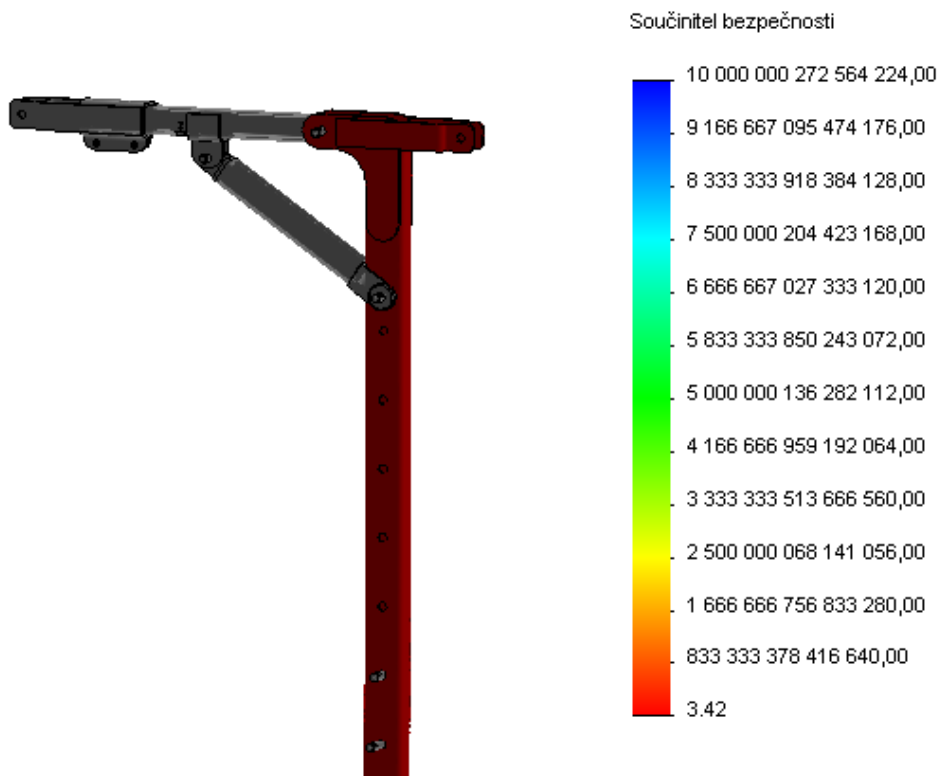
Obrázek 59: Zobrazení napětí na vertikální tyči konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$



Obrázek 60: Zobrazení posunutí na vertikální tyči konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$



Obrázek 61: Zobrazení poměrné deformace na vertikální tyči konstrukce při zatížení silou $F=707N$



Obrázek 62: Zobrazení koeficientu bezpečnosti na vertikální tyči konstrukce při zatížení silou $F=707N$

7.7.2 Porovnání výsledků při různém zatížení vertikální tyče konstrukce

Tabulka 38: Porovnání výsledků při různém zatížení vertikální tyče konstrukce – typ sítě na základě zakřivení

Zatížení	1365N	1865N	2865N
Název			
Napětí Max. (MPa)	80,32	134,44	268,88
Min. (MPa)	0	0	0
Posunutí Max. (mm)	0,27	1,32	2,69
Min. (mm)	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$	$1 \cdot 10^{-30}$

Zatížení	1365N	1865N	2865N
Název			
Poměrná deformace			
Max.	$1,63 \cdot 10^{-4}$	$3,87 \cdot 10^{-4}$	$7,74 \cdot 10^{-4}$
Min.	0	0	0
Koeficient bezpeč.			
Max.	$10 \cdot 10^{15}$	$10 \cdot 10^{15}$	$10 \cdot 10^{15}$
Min.	3,42	2,05	1,02

Nejnižší maximální dovolené napětí v ohybu z použitých materiálů ČSN EN S235JRG1 (11 373), ze kterého je sestava vyrobena je $\sigma_{Dovo}=130$ MPa, napětí ve smyku je $\sigma_D=130$ MPa. Mez kluzu v tahu $Re=250$ MPa. Maximální hodnota napětí při zvedání 50 Kg, dosahuje na vertikální tyči konstrukce dle simulace 80,32 MPa. Při přetížení zvedacího zařízení o 150 kilogramů, maximální hodnota napětí dosahuje 268,88 MPa.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo vypracovat pevnostní kontrolu dílenského zvedáku do nosnosti 50kg, který by mohl být používán v prostorách dílny Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně. Konstrukce vychází z požadavků ohledem na jednoduchost ovládání, bezpečnost při manipulaci se zvedaným břemenem a možností zmenšení objemu pro snadný převoz a skladování.

V teoretické části byly rozděleny jednotlivé zvedací zařízení, byly uvedeny základní pojmy a parametry zvedacích zařízení. Pro navrhovaný typ lanového zvedáku byla vypracována rešerše, která zahrnuje pevnostní výpočty, rozdělení a popis jednotlivých důležitých částí a spojovacích prvků.

Praktická část obsahuje vymodelované všechny prvky lanového zvedáku. Vychází z mé bakalářské práce [16], která byla modifikována do podoby skládacího lanového zvedáku. Pro všechny nenormalizované díly byla vytvořena výkresová dokumentace. Další část již byla zaměřena na pevnostní kontrolu důležitých dílů. Pevnostní kontrola byla vypracována jak metodou klasickou, tak metodou konečných prvků. V úvodu pevnostní kontroly byly vypracovány výpočty pro kontrolu průměru lana, čepů kladky a pojezdových kol, z jejichž výsledků pak lze vyčíst, že navržené součásti vyhovují. Dalšími zkoumanými díly byly hák pro zvedání břemene, přední pojezdové kolo, rameno konstrukce, podpěra ramena konstrukce a vertikální tyč konstrukce. Všechny tyto díly již byly podrobeny pevnostní analýze v programu Solid Works 2012. V těchto analýzách byly podrobeny díly zkoumání na maximální zatížení a dokonce i přetížení. Ve výsledcích byly uvedeny parametry jako maximální napětí, posunutí, poměrná deformace a koeficient bezpečnosti.

Důležitým zkoumaným dílem bylo rameno konstrukce zvedáku, které by mělo mít mimo jiné i funkci pojistky. Rameno konstrukce bylo navrženo tak, aby bylo prvním prvkem, který se v případě přetížení deformuje. Jako pojistka byla tedy navržena charakteru deformačního. V případě jeho ohnutí, by mělo upozornit obsluhu, že zařízení již není provozuschopné, na základě tření lana s horním trubkovým krytem, který byl upevněn v horní části ramene konstrukce.

Závěrem lze říci, že dle dosažených výsledků navržený dílenský zvedák vyhovuje. V případě realizace by měl být ještě vypracován návrh k použití spolu s instrukcemi pro bezpečné použití.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SKOPAL, Vlastimil, Jindřich ADÁMEK a Mojmír HOFÍREK. *Stavba a provoz strojů IV*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1982. 424 stran. SPN 04-235-82.
- [2] CHOCHLA, Karel a kol. *Stroje*. Praha: Státní pedagogické nakladatelství, 1961. 403 stran. SPN 17-61-43.
- [3] *Dopravní stroje a zařízení* [online]. 2006 [cit. 2012-02-13]. Dostupné z: <https://docs.google.com/viewer?url=http%3A%2F%2Fstudentsavs.ic.cz%2Fs23..doc>
- [4] REMTA, František, Ladislav KUPKA. *Jeřáby I. díl. 2. přeprac. vyd.* Praha: SNTL, 1974, 648 s.
- [5] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-722-5018-3.
- [6] LANA VAMBERK S.R.O. [online]. [cit. 2013-12-01]. Dostupné z: <http://lana.www-seo.cz/>
- [7] PEŠÍK, L.: ČÁSTI STROJŮ, STRUČNÝ PŘEHLED, 1. DÍL, VYD. TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI, 2002, ISBN 80-7083-584-2
- [8] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [9] FAIMAN, Tomáš. *Moderní metody výroby ozubení – hoblování a obrážení*. Plzeň, 2012. Bakalářská. Západočeská univerzita v Plzni. Vedoucí práce Ing. Jan ŘEHOŘ, Ph.D.
- [10] KOPECKÝ, Martin. *Pevnostní výpočet čelního soukolí s přímými evolventními symetrickými zuby pomocí MPK*. Brno, 2005. Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=24. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Martin
- [11] ŠVESTÁK, Marek. *Aplikace 3D modelů jako předloh sestav výrobních celků*. Zlín, 2010. Dostupné z: http://dspace.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/11140/%C5%A1vest%C3%A1k_2010_bp.pdf?sequence=1. Bakalářská práce. UTB Zlín. Vedoucí práce Ing. Libuše Sýkorová, Ph.D
- [12] DOBROVOLNÝ, B., K. ANDRLÍK a A. A. HOCH. *Malý technický naučný slovník*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1959. 1012 stran.
- [13] VRBKA, Martin a Michal VAVERKA. [online]. [cit. 2014-02-04]. Dostupné z: http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1_mkp.pdf
- [14] *Spoje ocelových konstrukcí* [online]. [cit. 2014-02-04]. Dostupné z: <http://ocel.wz.cz>

- [15] *Převody ozubenými koly* [online]. [cit. 2014-02-13]. Dostupné z: http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-16_0_prevodyozubenykoly_zakladnipojmy.pdf
- [16] ŠENKEŘÍK, Martin. *Dílenský mechanický zvedák břemen do hmotnosti 50kg s ručním pohonem*. Zlín, 2012. Bakalářská práce. UTB Zlín. Vedoucí práce Jaroslav Maloch.
- [17] ARTOŠ A KOL., Josef. *Strojnické tabulky*. Praha: SNTL, 1965. ISBN 04-206-65.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	Výška rovnoramenného pravoúhlého trojúhelníku vepsaného do průřezu svaru [mm]
a_k	Počáteční a koncový kráter [mm]
A_s	Průřez šroubu [mm ²]
d	Průměr čepu [mm]
D	Velký průměr závitu matice
d	Velký průměr závitu šroubu (používá se k označení závitu) [mm]
D_1	Malý průměr závitu matice [mm]
d_2	Střední průměr šroubu [mm]
d_3	Malý průměr závitu (průměr jádra šroubu)
d_{ckmin}	Minimální průměr čepu kladky [mm]
$d_{ckolmin}$	Minimální průměr čepu kola [mm]
D_{jk}	Jmenovitý průměr kladky [mm]
D_k	Průměr kladky [mm]
d_L	Jmenovitý průměr lana [mm]
e	Hodnota dle tabulek
E	Modul pružnosti [MPa]
F	Zatěžující síla [N]
F_1	Skutečné zatížení [N]
F_b	Síla působící na kladku od břemene [N]
F_c	Síla působící na kolo [N]
F_{ck}	Síla působící na čep kladky
$F_{\check{c}}$	Síla působící na čep [N]
F_D	Maximální dovolené zatížení lana [N]

F_{kr}	Mezní zatížení zvedáku [N]
F_m	Síla působící od břemene [N]
$F_{m'}$	Reakční síla [N]
F_P	Je jmenovitá pevnost lana [kN]
F_Q	Síla v ose [N]
F_{R1}	Reakční síla [N]
F_{R2}	Reakční síla [N]
F_{R3}	Reakční síla [N]
F_z	Síla působící na čep [N]
F_{zk}	Síla působící na kolo od zvedáku [N]
g	Gravitační zrychlení [m/s^2]
H	Teoretický profil
H_1	Nosná hloubka závitu [mm]
H_b	Vzdálenost bubnu a kladkou [mm]
H_z	Výška zdvihu lana [mm]
I	Osový moment setrvačnosti [-]
k	Součinitel bezpečnosti [-]
l	Výpočtová délka (bez počátečního a koncového kráteru) [mm]
l'	Délka svaru [mm]
l_0	Redukovaná délka vzpěry [mm]
l_1	Délka zatížené plochy [mm]
l_2	Délka zatěžovací plochy [mm]
l_3	Délka stykové plochy čepu a vidlice [mm]
l_4	Délka stykové plochy čepu a oka [mm]

L_c	Celková délka lana [mm]
$l_{\check{c}k}$	Jmenovitý průměr kladky [mm]
$l_{\check{c}kol}$	Délka čepu kola [mm]
l_z	Délka závitu [mm]
m	Výška matice [mm]
m_b	Hmotnost břemene [kg]
m_G	Vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemene (háček, kladnice, kleště, apod.) [kg].
M_{omax}	M_{omax} – maximální ohybový moment [Nm]
m_Q	Je hmotnost břemene [kg]
m_z	Hmotnost zvedáku [kg]
η	Účinnost lanového převodu [-]
N_s	Počet nosných průřezů lanového převodu
p	Napětí ve smyku [mpa]
P_a	Rozteč závitu [mm]
P	Tlak [MPa]
P_z	Tlak v závitech [MPa]
p_d	Dovolený tlak [MPa]
p_{D}	Dovolený tlak v závitech [MPa]
R_e	Mez kluzu v tahu základního materiálu [MPa]
S	Plocha [mm ²]
s	Počáteční a koncový kráter [mm]
s_t	Tloušťka svařovaného materiálu [mm]

S_l	Je plocha kruhu se jmenovitým průměrem lana [mm ²]
S_{ln}	Nosný průřez lana [mm ²]
S_{sv}	Nosný průřez [mm ²]
S_{tr}	Obsah průřezu trubky [mm ²]
Š	Je vzdálenost mezi kladkami [mm]
W_o	Průřezový modul v ohybu [mm ³]
z_t	Odvěsna trojúhelníku svaru [mm]
z	Počet závitů
α	Součinitel závislí na skupině jeřábů podle ČSN 27 0310 [-]
α_z	Vrcholový úhel závitu [°]
α, α_τ	Převodní součinitele
λ	Štíhlost [-]
λ_m	Mezní štíhlost [-]
γ	$F/F_0 =$ plnost průřezu lana = 0,455 až 0,528 podle druhu lana
τ	Napětí ve smyku [MPa]
τ_D	Dovolené napětí ve smyku [MPa]
τ_s	Smykové napětí materiálu [MPa]
σ	Napětí v tahu [MPa]
σ_A^* , τ_A^*	Mez únavy svaru nebo základního materiálu pro dané střední napětí [MPa]
σ_C^* , τ_C^*	Mez únavy svaru nebo základního materiálu při střídavém souměrném namáhání [MPa]
$\sigma_{\check{c}k}$	Napětí materiálu v ohybu čepu kladky [MPa]
σ_D	Dovolené napětí v tahu [MPa]
σ_{dovo}	Dovolené napětí materiálu v ohybu [MPa]

σ_0	Napětí materiálu v ohybu [MPa]
$\sigma_{\text{dov t}}$	Dovolené namáhání materiálu lana v tahu [kp/mm ²]
σ_{kr}	Kritické napětí [MPa]
ΣF	Součet působících sil [N]
ΣM	Součet momentů [Nm]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Jeřáb s otočným sloupem	14
Obrázek 2: Ocelové lano [6]	17
Obrázek 3: Konstrukce ocelových lan [6]	18
Obrázek 4: Lana normální konstrukce typ Standart [6]	19
Obrázek 5: Lana normální konstrukce typ Seal [6]	19
Obrázek 6: Lana normální konstrukce typ Warrington [6]	20
Obrázek 7: Lano obyčejné a lano umrtvené po rozseknutí [4]	20
Obrázek 8: Lana netočivé konstrukce typ Herkules [6]	21
Obrázek 9: Čelní ozubené kolo s přímým ozubením [9]	25
Obrázek 10: Druhy čelních ozubených kol [11]	26
Obrázek 11: Hák na uchopení břemene	29
Obrázek 12: Šroubový spoj šroubem se	30
Obrázek 13: Profil závitu pro šroub a matici [7]	30
Obrázek 14: Spojení vidlice s okem pomocí čepu [5]	34
Obrázek 15: Namáhání nosníku ohybem na dvou podporách [5]	35
Obrázek 16: Koutový svar [14]	38
Obrázek 17: Rozměry koutového svaru [14]	39
Obrázek 18: Délka sváru koutového spoje. [14]	40
Obrázek 19: Tupý svar s úplným provařením a tupý svar s částečným provařením. [14] ..	40
Obrázek 20: Délka sváru tupého spoje. [14]	42
Obrázek 21: Případy vzpěru	44
Obrázek 22: Simulace nárazu. [13]	47
Obrázek 23: Možné prvky pro navrhované síť MPK. [13]	47
Obrázek 24: Parametry zvedacího zařízení [16]	51
Obrázek 25: Navržené zvedací zařízení – lanový zvedák	52
Obrázek 26: Navržené zvedací zařízení – složený stav	53
Obrázek 27: Rozložení sil	55
Obrázek 28: Ukázka napětí	65
Obrázek 29: Ukázka - posunutí	66
Obrázek 30: Ukázka - poměrná deformace	66
Obrázek 31: Ukázka - součinitel bezpečnosti	67
Obrázek 32: Model háku	67

Obrázek 33 :Vysíťovaný model háku	70
Obrázek 34: Zobrazení napětí na háku při zatížení silou $F=500\text{N}$	71
Obrázek 35: Zobrazení posunutí háku při zatížení silou $F=500\text{N}$	72
Obrázek 36: Zobrazení poměrné deformace háku při zatížení silou $F=500\text{N}$	72
Obrázek 37: Zobrazení koeficientu bezpečnosti háku při zatížení silou $F=500\text{N}$	73
Obrázek 38: Model předního kola	75
Obrázek 39: Vysíťovaný model předního kola.....	78
Obrázek 40: Zobrazení napětí na předním kole při zatížení silou $F=1365\text{N}$	79
Obrázek 41: Zobrazení posunutí na předním kole při zatížení silou $F=1365\text{N}$	80
Obrázek 42: Zobrazení poměrné deformace na předním kole při zatížení silou $F=1365\text{N}$	80
Obrázek 43: Zobrazení koeficientu bezpečnosti na předním kole při zatížení silou $F=1365\text{N}$	81
Obrázek 44: Model ramene konstrukce	83
Obrázek 45: Vysíťovaný model ramene konstrukce	87
Obrázek 46: Zobrazení napětí na rameni konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	88
Obrázek 47: Zobrazení posunutí na rameni konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	88
Obrázek 48: Zobrazení poměrné deformace na rameni konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	89
Obrázek 49: Zobrazení koeficientu bezpečnosti na rameni konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	89
Obrázek 50: Model podpěry ramene konstrukce	92
Obrázek 51: Obrázek 52: Vysíťovaný model podpěry ramene konstrukce.....	97
Obrázek 53: Zobrazení napětí na podpoře ramene konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$..	98
Obrázek 54: Zobrazení posunutí na podpoře ramene konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	98
Obrázek 55: Zobrazení poměrné deformace na podpoře ramene konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	99
Obrázek 56: Zobrazení koeficientu bezpečnosti na podpoře ramene konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	99
Obrázek 57: Model vertikální tyče konstrukce.....	101
Obrázek 58: Vysíťovaný model vertikální tyče konstrukce	106
Obrázek 59: Zobrazení napětí na vertikální tyči konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$...	107
Obrázek 61: Zobrazení posunutí na vertikální tyči konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	108

Obrázek 62: Zobrazení poměrné deformace na vertikální tyči konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	109
Obrázek 63: Zobrazení koeficientu bezpečnosti na vertikální tyči konstrukce při zatížení silou $F=707\text{N}$	109

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Základní výpočty ozubeného kola s přímými zuby [9]	28
Tabulka 2: Nejčastější tvary tupých svarů	40
Tabulka 3: Informace o modelu háku	68
Tabulka 4: Vlastnosti studie háku	68
Tabulka 5: Vlastnosti materiálu háku	69
Tabulka 6: Zatížení a uchycení háku	69
Tabulka 7: Vlastnosti sítě háku	70
Tabulka 8: Výsledky analýzy háku	71
Tabulka 9: Porovnání výsledků při různém zatížení háku	73
Tabulka 10: Informace o sestavě předního kola	75
Tabulka 11: Vlastnosti studie předního kola	76
Tabulka 12: Vlastnosti materiálu předního kola	76
Tabulka 13: Zatížení a uchycení předního kola	77
Tabulka 14: Vlastnosti sítě předního kola	78
Tabulka 15: Výsledky analýzy předního kola	79
Tabulka 16: Porovnání výsledků při různém zatížení předního kola	81
Tabulka 17: Informace o sestavě ramene konstrukce	83
Tabulka 18: Vlastnosti studie ramene konstrukce	84
Tabulka 19: Vlastnosti materiálu ramene konstrukce	84
Tabulka 20: Zatížení a uchycení ramene konstrukce	85
Tabulka 21: Vlastnosti sítě ramene konstrukce	86
Tabulka 22: Výsledky analýzy ramena konstrukce	87
Tabulka 23: Porovnání výsledků při různém zatížení ramene konstrukce – standartní typ sítě	90
Tabulka 24: Porovnání výsledků při různém zatížení ramene konstrukce – typ sítě na základě zakřivení	91
Tabulka 25: Informace o sestavě podpěry ramene konstrukce	92
Tabulka 26: Vlastnosti studie podpěry ramene konstrukce	93
Tabulka 27: Vlastnosti materiálu podpěry ramene konstrukce	94
Tabulka 28: Zatížení a uchycení podpěry ramene konstrukce	95
Tabulka 29: Vlastnosti sítě podpěry ramene konstrukce	96
Tabulka 30: Výsledky analýzy podpěry ramene konstrukce	97

Tabulka 31: Porovnání výsledků při různém zatížení podpory ramene konstrukce – standartní typ sítě	100
Tabulka 32: Informace o sestavě vertikální tyče konstrukce.....	102
Tabulka 33: Vlastnosti studie vertikální tyče konstrukce	103
Tabulka 34: Vlastnosti materiálu vertikální tyče konstrukce	104
Tabulka 35: Zatížení a uchycení vertikální tyče konstrukce	105
Tabulka 36: Vlastnosti sítě vertikální tyče konstrukce	106
Tabulka 37: Výsledky analýzy ramena konstrukce	107
Tabulka 38: Porovnání výsledků při různém zatížení vertikální tyče konstrukce – typ sítě na základě zakřivení.....	109

SEZNAM PŘÍLOH

1. Část výkresové dokumentace – kompletní výkresová dokumentace na DVD
2. Zatížení háku 1000 N
3. Zatížení předního kola 1865
4. Zatížení ramene konstrukce 1414 N
5. Zatížení podpěry ramene konstrukce 707 N
6. Zatížení vertikální tyče konstrukce 707 N
7. Zatížení háku 500 N element sítě 5 mm – uloženo na DVD
8. Zatížení háku 500 N element sítě 4,5 mm – uloženo na DVD
9. Zatížení háku 500 N element sítě 4 mm – uloženo na DVD
10. Zatížení háku 1000 N – uloženo na DVD
11. Zatížení háku 2000 N – uloženo na DVD
12. Zatížení předního kola 1365 N element sítě 8 mm – uloženo na DVD
13. Zatížení předního kola 1365 N element sítě 4 mm – uloženo na DVD
14. Zatížení předního kola 1365 N element sítě 3 mm – uloženo na DVD
15. Zatížení předního kola 1365 N element sítě 2 mm – uloženo na DVD
16. Zatížení předního kola 1865 N – uloženo na DVD
17. Zatížení předního kola 2865 N – uloženo na DVD
18. Zatížení ramene konstrukce 707 N element sítě 8 mm – uloženo na DVD
19. Zatížení ramene konstrukce 707 N element sítě 6mm – uloženo na DVD
20. Zatížení ramene konstrukce 707 N element sítě 5mm – uloženo na DVD
21. Zatížení ramene konstrukce 1414 N – uloženo na DVD
22. Zatížení ramene konstrukce 2828 N – uloženo na DVD
23. Zatížení ramene konstrukce 707 N element sítě 18 mm – uloženo na DVD
24. Zatížení ramene konstrukce 707 N element sítě 15 mm – uloženo na DVD
25. Zatížení ramene konstrukce 1414 N element sítě 15 mm – uloženo na DVD
26. Zatížení ramene konstrukce 2828 N element sítě 15 mm – uloženo na DVD
27. Zatížení podpěry ramene konstrukce 1414 N – uloženo na DVD
28. Zatížení podpěry ramene konstrukce 2028 N – uloženo na DVD
29. Zatížení vertikální tyče konstrukce 1414 N – uloženo na DVD
30. Zatížení vertikální tyče konstrukce 2828 N – uloženo na DVD
31. Navržený model zvedáku – uloženo na DVD