



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VÝVOJ A REDUKCE HMOTNOSTI CENTRÁLNÍ HLAVY PRO NÁKLADNÍ VOZIDLA

DEVELOPMENT AND WEIGHT REDUCTION OF CENTRAL HOUSING FOR COMMERCIAL VEHICLES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Blecha

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Martin Blecha
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Akademický rok:	2015/16

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

Vývoj a redukce hmotnosti centrální hlavy pro nákladní vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh a pevnostní kontrola centrální hlavy.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat přehled současného stavu

Formulovat řešený problém a jeho technickou a vývojovou analýzu

Vymežit cíle práce

Navrhnout metodický přístup k řešení

Navrhnout varianty řešení a vybrat nejlepší variantu

Výpočetní a designové řešení

Konstrukční, technologický a ekonomický rozbor řešení

Zpracovat technickou dokumentaci a formulovat závěry

Seznam literatury:

STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive Engines. Springer Verlag, 2009, ISBN 978-3-642-00163-5.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-15-5

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Teoretická část bakalářská práce je zaměřena na objasnění funkce centrální hlavy a její uložení v nákladním vozidle. Funkce a uložení centrální hlavy závisí na konstrukčním provedení podvozku vozidla. V praktické části je řešena optimalizace hmotnosti těla centrální hlavy, která je založena na pevnostních výpočtech pomocí metody konečných prvků. V závěru této práce jsou zhodnocené hmotnostní a finanční úspory.

KLÍČOVÁ SLOVA

Optimalizace hmotnosti, centrální hlava, nákladní vozidlo, podvozek, V-táhlo

ABSTRACT

The theoretical part of the thesis is focused on the clarification of the central housing function and its placement in a truck. The central housing function and placement depend on a vehicle chassis design. There is the weight optimization of the housing which is solved in the practical part of the thesis. The optimization is based on strength calculations of the Finite Element Method. There are weight savings and financial savings evaluated at the end of the thesis.

KEYWORDS

Weight optimization, central housing, truck, chassis, V-link



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BLECHA, M. *Vývoj a redukce hmotnosti centrální hlavy pro nákladní vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 62 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Pištěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 19. května 2016

.....

Martin Blecha



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Václavovi Pištěkovi, DrSc. a konzultantovi Ing. Michalovi Pittlovi za ochotu, věcné připomínky a cenné rady. Dále bych rád poděkoval své rodině a kolegům za podporu při psaní této práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Představení centrální hlavy.....	11
1.1 Rámy nákladních automobilů	11
1.1.1 Žebřinový rám	11
1.1.2 Páteřový rám	13
1.2 Zavěšení kol	14
1.2.1 Závislé zavěšení.....	14
1.2.2 Nezávislé zavěšení.....	16
1.2.3 Kyvná náprava Tatra	18
1.3 Odpružení.....	19
1.3.1 Listové pružiny	19
1.3.2 Zkrutné pružiny	21
1.3.3 Vzduchové odpružení	22
1.3.4 Speciální konstrukce odpružení Tatra King Frame	24
1.4 Vidlicové táhlo (V-táhlo).....	25
1.4.1 Centrální hlava.....	25
1.4.2 Pogumovaný čep	26
1.4.3 Krajová hlava.....	27
2 Nástroje používané při vývoji	28
2.1 Požadavky	28
2.2 Počítačem podporované projektování (CAD).....	28
2.3 Metoda konečných prvků (MKP)	29
3 Vymezení cílů práce	31
4 Návrh metodického přístupu řešení	32
4.1 Popis činností nezbytných k optimalizaci centrální hlavy	32
4.2 Použitý software	33
5 Definice parametrů pro výpočty	34
5.1 Vytvoření sítě konečných prvků	34
5.2 Vazby mezi prvky	35



5.2.1	Distribuční vazba.....	35
5.2.2	Kinematická vazba	37
5.3	Definice zátěžných sil a směrů	37
5.3.1	Centrální hlava.....	38
5.3.2	Krajová hlava.....	39
5.4	Materiálové vlastnosti	39
5.5	Interpretace vyhodnocování	40
5.5.1	Redukované napětí	40
5.5.2	Plastické deformace	42
6	Výpočet a hmotnostní optimalizace designu	43
6.1	Současný stav.....	43
6.1.1	Zhodnocení současného designu	43
6.1.2	Definice oblastí k optimalizaci	45
6.2	Postup při optimalizaci	45
6.2.1	Optimalizace designu	46
6.2.2	MKP analýza optimalizovaného designu	47
6.2.4	Porovnání současného a optimalizovaného designu	49
6.3	Konečný stav.....	52
7	Konstrukční, technologické a ekonomické shrnutí	53
7.1	Konstrukční shrnutí.....	53
7.2	Technologické shrnutí.....	54
7.3	Ekonomické shrnutí	55
	Závěr.....	57
	Použité informační zdroje.....	58
	Seznam použitých zkratk a symbolů	61
	Seznam příloh.....	62



ÚVOD

Historie výroby a vývoje nákladních vozidel se dá datovat již od přelomu 19.-20. století. Prvním nákladním automobilem na světě byl v roce 1896 vyroben DMG-Lastwagen automobilkou Daimler Motoren Gesellschaft (Obr. 1). Ve střední Evropě, v roce 1889 ještě za dob Rakouska-Uherska, vyjel první nákladní automobil z kopřivnické továrny Nesselsdorfer Wagenbau-Fabriks-Gessellschaft A. G. (NW), dnešní Tatra. [22]

V průběhu dalších let se vozy stále zdokonalovaly a rozšiřovalo se jejich působení jak v průmyslu, tak i v armádě. V současné době existuje nepřehledné množství typů nákladních vozidel. Vozidla vhodná pro přepravu lehkých nákladů po zpevněných komunikacích a také vozidla přepravující nadměrné náklady v těžkém terénu. Nicméně, všechny typy těchto nákladních vozidel mají společné-nutnost inovace k dosažení konkurenceschopnosti.

Proto cílem této bakalářské práce je vývoj a hmotnostní redukce centrální hlavy nákladního vozidla. Z toho vyplývá, že i nákladní vozidla procházejí v současné době nezadržitelným vývojem a inovací k dosažení nižších hmotností komponentů, emisí a s tím související snižování ceny komponentů.

Úvodní část práce se soustředí na představení a objasnění funkce centrální hlavy, počínaje od rámu nákladního vozidla, přes zavěšení kol, odpružení až po samotnou centrální hlavu. Praktická část práce je zaměřena na hmotnostní optimalizaci pomocí CAD a metody konečných prvků. V závěru jsou zhodnoceny materiálové a ekonomické úspory docílené hmotnostní redukcí.



Obr. 1 První nákladní vozidlo na světě DMG-Lastwagen z roku 1896 [25]



1 PŘEDSTAVENÍ CENTRÁLNÍ HLAVY

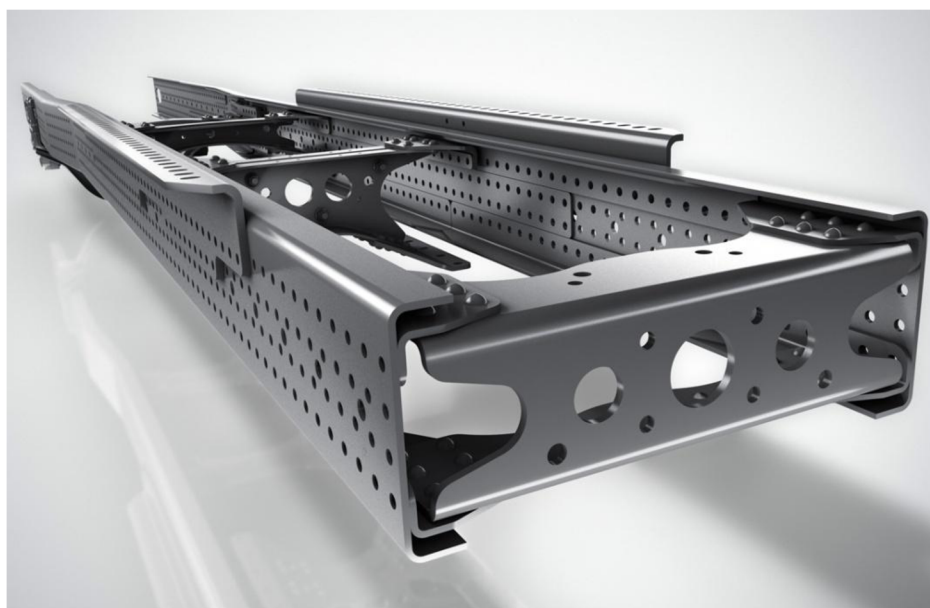
Centrální hlava je součástí tzv. vidlicového táhla (V-táhla). V-táhlo má tři úchytné body, z toho dva pro uchycení na rám vozidla a jeden pro uchycení nápravy. Funkce a velikost V-táhla závisí na typu rámu nákladního vozidla, zavěšení kol, zvoleného odpružení a velikosti přenášených sil.

1.1 RÁMY NÁKLADNÍCH AUTOMOBILŮ

Základní nosnou jednotkou nákladního automobilu je rám, na kterém jsou upevněny nápravy, hnací ústrojí, palivová nádrž a další důležitá zařízení pro nutný chod vozidla. Nákladní automobily používají dva základní koncepty rámu, žebřinový a páteřový rám.

1.1.1 ŽEBŘINOVÝ RÁM

Rám nákladního automobilu bývá z pravidla žebřinový (Obr. 2) a skládá se ze dvou podélníků a za sebou jdoucích příčných. Geometrie a průřezy rámu jsou přizpůsobeny účelům využití vozidla. Zatímco rámy vozidel pro provoz po zpevněných komunikacích a dálkovou dopravu by měly mít vysokou tuhost v krutu pro lepší jízdní stabilitu, naopak pro použití v terénu je požadován rám měkký na krut kvůli dostatečnému propružení podvozku. Rámy, které jsou tuhé na ohyb a krut, mají profil rybinovitého tvaru. Tento profil dodává rámu vysokou pevnost a stabilitu v hlavních zátěžných oblastech za kabinou a také v těžišti nákladu. [6]



Obr. 2 Žebřinový rám [10]



Tzv. monoblokové rámy se vyrábějí z kvalitní oceli, a tudíž mají nižší hmotnost oproti dvojitým ráům (hlavní rám a pomocný rám).

Příčný průřez rybinovitého rámu vzniká tak, že rám je proměnlivý v závislosti na zatížení vozidla. Sklápějící vozidla mají z pravidla zesílení pomocí U-profilů. Pro spojení dvou podélníků a za sebou jsoících příčníků lze použít nýty nebo šrouby (Obr. 3). Svařování rámu se neosvědčilo a docházelo při vysokém namáhání k praskání svarů.

Vedle vertikálního zatížení je rám také zatěžován velkými bočními silami, které způsobují v podélnících příčný pohyb, a zároveň se snaží rovnoběžně posunout strukturu žebřinového rámu. Tyto síly vznikají zejména u vozidel s dlouhým rozvorem, s tandemovými nápravami při zatáčení a také u vozidel s dlouhým zadním převísem při tažení přívěsu. Koncové příčnky rámu bývají většinou navrženy vpředu i vzadu z U-profilů pro zvýšení tuhosti a namáhání na ohyb. Ostatní příčnky mají drobné kloboukovité průřezy, které musí mít kvůli nebráněnému vyboulení zobákovitý tvar a jsou připevněny k podélníku. [6]



Obr. 3 Šroubové spojení koncového příčnicku s podélníkem [19]

Působíště svislého zatížení by mělo procházet středem ohybu profilu podélníku. Pokud toto není možné, musí být vnesený krouticí moment zachycen vložení přídavného příčnicku. Rám v místech vysokého namáhání nesmí být zeslabován. Tímto je myšleno především vhodné umístění otvorů pro šrouby a nýty pro podvozek rámu.

Podvozky nákladních automobilů se vyrábějí také s různými nastavbami, a proto se k rámu podvozku montuje tzv. pomocný (montážní) rám. Tento pomocný rám se upevňuje na žebřinový rám podvozku a to zároveň se zadním koncem rámu a zadním koncem uložení přední pružiny.

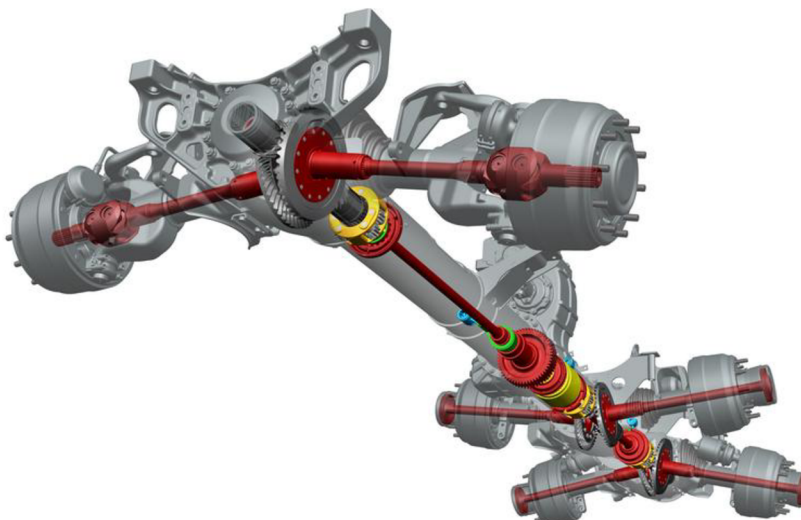


Aby během provozu nákladního vozidla nedošlo k přesunutí pomocného rámu v podélném směru, musí být na každé straně vozidla minimálně jedno spojení tuhé na smyk. Tutéž funkci může splnit přímé šroubové spojení na konci rámu.

Uspořádání příčníků v pomocném rámu se určuje podle druhu nastavby. Nastavby měkké na krut, kde příčnky leží na podélnících a jsou s nimi spojeny poddajnými úhelníky anebo styčnickovými plechy. Nastavby s nízkou ložnou plochou můžou být konstruovány s dělenými příčnky a na horní hraně podélníků pomocného rámu jsou k nim přivařeny. [6]

1.1.2 PÁTEŘOVÝ RÁM

Druhým významným typem rámu nákladního vozidla je rám s centrální rourou (tzv. páteřový rám), který ve dvacátých letech minulého století zkonstruoval Hans Ledwinka (Obr. 4). Tento koncept rámu je velmi odlišný ve srovnání s rámem žebřinovým. Existují dva typy páteřového rámu a rozdělují se na nastavitelný a rozvidlený rám. Obecně páteřový rám se skládá ze střední nosné roury a dalších spojovacích dílů, které na ni navazují. V přední části vozidla je na rouře uchycen pomocí příruby motor a rozvodovka přední nápravy, v zadní části vozidla rozvodovka zadní nápravy a uvnitř roury spojovací hřídel.



Obr. 4 Páteřový rám TATRA [12]

Tento rám vyniká vysokou pevností a tuhostí, proto je jeho využití zaměřeno hlavně na terénní vozidla. Další výhodou této konstrukce rámu je fakt, že změnou počtu skříní převodového ústrojí, nosných trub a spojovacích dílů umožňuje snadno dosáhnout různého uspořádání a jiných rozvodů. Mezi nevýhody je třeba zmínit značnou složitost konstrukce páteřového nosníku, a tudíž i vysoké nároky na přesnost výroby a následnou montáž jednotlivých částí. Další nevýhodou páteřového rámu oproti žebřinovému je, že neumožňuje pružné uložení motoru a to má za následek vyšší hluk způsobený jeho vibracemi.



V neposlední řadě je nevýhodou zhoršený přístup k jednotlivým skupinám převodového ústrojí, které jsou uloženy v páteřovém nosníku, vysoká celková hmotnost vozidla, která plyne z nutnosti použití pomocného rámu. [6]

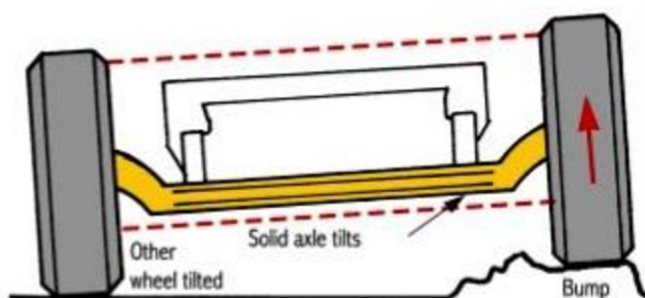
1.2 ZAVĚŠENÍ KOL

Pod pojmem zavěšení kol si můžeme představit způsob připojení kol ke karoserii či rámu vozidla. Často definovaný pojem „náprava“ není přesný, neboť náprava je tvořena hned několika funkčními celky. Mimo jiné právě zavěšením kol, dále pak uložením kol, odpružením kol, brzdou, případně řídicím nebo hnacím ústrojím. Zavěšení kola řeší kinematický pohyb kola vzhledem ke karoserii. Zavěšení umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu. Tento pohyb je potřebný z hlediska pro pružení. Zavěšení také eliminuje do jisté míry nežádoucí pohyby kola (zejména boční posuv a naklápění kola), jde o tzv. vedení kola.

Zavěšení přenáší podélné (hnačí a brzdné) síly, svislé síly (zatížení vozidla), příčné (odstředivé) síly a momenty podélných sil od vozovky do karoserie a naopak. V současné době existuje mnoho možností a technických řešení zavěšení kol. Dobře zvolené zavěšení má největší zásluhu na bezpečnost a komfort jízdy. [7], [8]

1.2.1 ZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ

Zavěšení kol se dělí do dvou kategorií, a to na závislé a nezávislé zavěšení. Závislé zavěšení kol (Obr. 5), tzv. tuhá náprava, je nejstarším a dříve nejpoužívanějším způsobem zavěšení kol. Kola jsou uložena na společném nosníku. Jejich vzájemná poloha se nemění. Díky konstrukční jednoduchosti jsou tuhé nápravy levnější oproti nezávislému zavěšení. Nevýhodou je však velký podíl neodpružených hmot, které zhoršují odpružení a bezpečnost jízdy vozidla. Dnes se především používá jako hnačí zadní náprava těžkých nákladních vozidel. [7], [8]



Obr. 5 Závislé zavěšení kol [24]



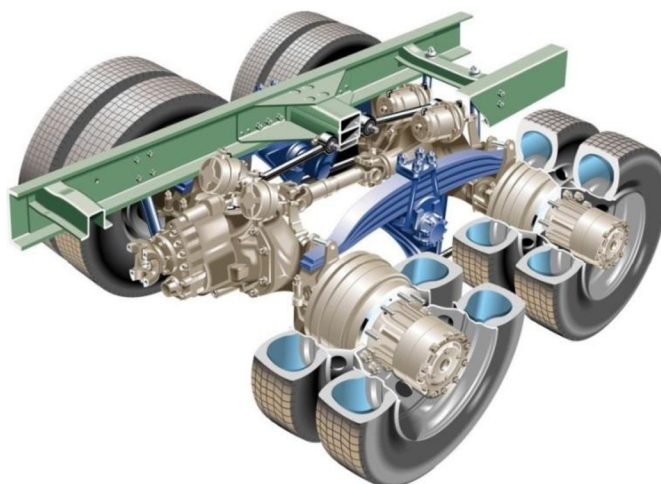
Do kategorie závislého zavěšení (tuhé nápravy) lze zařadit tzv. mostové nápravy (Obr. 6). Jedná se o konstrukci, která se používá v případě, že náprava je použita jako hnací. Tuto konstrukci nápravy tvoří mostové roury, ve kterých jsou uloženy hnací hřídele kol a skříní rozvodovky se soukolím stálého převodu a diferenciálem. Materiál této nápravy je obvykle ocelolitina. Tento materiál negativně zvyšuje neodpruženou hmotu vozidla. Náprava může být řešena jako jednodílná (tzv. banjo) určená pro lehká vozidla a vyrobená většinou svařením dvou plechových částí. Má výhodu, že celá rozvodovka i s diferenciálem je montovaná a seřizovaná jako samostatná konstrukční skupina. [6]



Obr. 6 Tuhá mostová náprava [14]

Naproti tomu vícedílná neboli dělená náprava má složenou tuhou nápravu minimálně ze dvou a maximálně čtyř částí.

Mostová náprava odpružená s dvojicí listových pružin (Obr. 7) patří mezi nejstarší způsoby zavěšení a výhradně se používá na zadních nápravách těžkých nákladních automobilů. Tento typ nápravy může být zavěšen na listových pružinách a popřípadě veden podélnými a šikmými suvnými tyčemi.



Obr. 7 Tuhá mostová náprava s dvojicí listových pružin [11]



Tuhá mostová náprava odpružená vinutými pružinami, měchy nebo vzduchovými vaky musí mít zajištěné vedení v bočním a příčném směru oproti mostové nápravě s listovým odpružením. Vinutá pružina neumožňuje vést nápravu v podélném nebo příčném směru. Stejný problém nastává při použití pneumatického odpružení. [7]

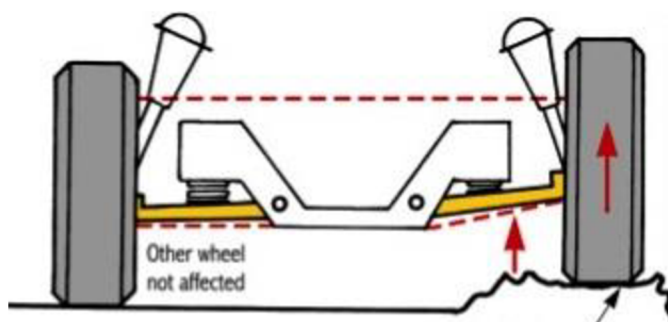
Konstrukční provedení k zajištění vedení v bočním a podélném směru:

- a) čtyři podélné a jedno příčné rameno – vedou most nápravy v příčném směru a přenáší boční síly, tzv. Panhardská tyč
- b) Wattův přímovod – spodní šikmá ramena a horní tyč směřující dozadu. Nosník kola je spojen s dolním a spodním ramenem.
- c) ojniové vedení – ojnice přenášejí síly v podélném směru. Lze kombinovat s Panhardskou tyčí nebo Wattovým přímovodem
- d) čtyři ramena – náprava je vedena dvěma dvojicemi šikmých ramen, které jsou navzájem symetrické vzhledem k podélné rovině vozidla. Tato ramena zajistí jak příčné, tak podélné vedení.

U některých typů náprav s pneumatickým odpružením se používají k vedení příčné stabilizátory. To znamená, že se sníží počet prvků použitých na nápravě, tím pádem se sníží hmotnost nápravy a zjednoduší se systém vedení. Příčný stabilizátor je prvek nápravy, který omezuje naklánění nápravy v zatáčkách. [7]

1.2.2 NEZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ

U nezávislého zavěšení kol (Obr. 8) je každé kolo zavěšeno na karoserii zvlášť, prakticky nezávisle na pohybu kola protilehlého. Takovéto řešení umožňuje podstatné snížení hmotnosti neodpružených hmot. U poháněných náprav je pohon (rozdovodka a diferenciál) upevněn na karoserii. [7], [8]



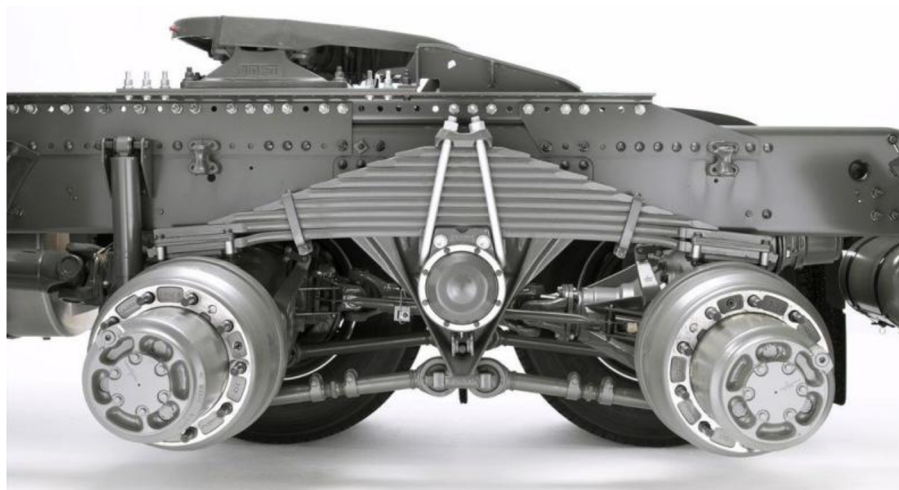
Obr. 8 Nezávislé zavěšení kol [24]

Pohyby pravých a levých kol nezávislého zavěšení nejsou přímo vázány jako u tuhé nápravy, ale jen nepřímo přes karosérii. Toto zamezuje vzniku třepetání a hmotnost neodpružených



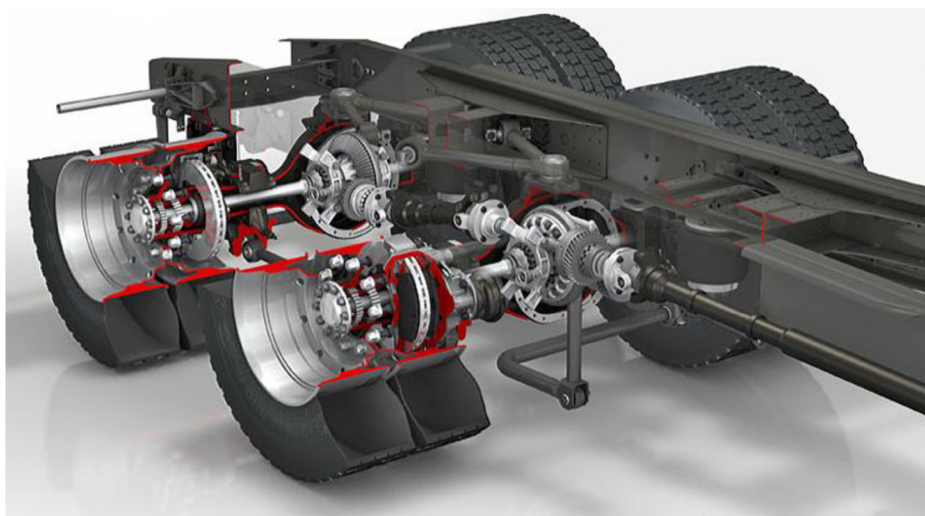
částí poháněných náprav je menší. Je to dáno tím, že rozvodovka a diferenciál jsou upevněny na karosérii. K dalším výhodám nezávislého zavěšení patří snížení výšky podvozku, zmenšení klopení vozu a zvýšení stability a rychlosti při průjezdu členitým terénem.

Tří - nebo čtyřnápravová nákladní vozidla, která se výhradně používají ve stavebnictví, mají tzv. tandemové (zdvojené) nápravy (Obr. 9). Podélná listová pružina, která je provedena jako vahadlo, slouží k vyrovnání zatížení náprav při jízdě v terénu. Na obou nápravách leží konce pružin.



Obr. 9 Tandemová dvounáprava s listovým odpružením [11]

V těžkém terénu přebírá lichoběžníková listová pružina funkci odpružení i bočního vedení. Podélné vedení zajišťují už zmíněné dolní a horní surné tyče. Pro jízdu na kvalitních vozovkách se používá zavěšení dvounápravy s parabolickými pružinami, kde se opírají o nápravy přes přidavné elementy na kocích pružin. Namísto surných tyčí je použité k bočnímu vedení trojúhelníkové uspořádání (Obr. 10). [6]



Obr. 10 Tandemová dvounáprava s bočním trojúhelníkovým vedením [9]



1.2.3 KYVNÁ NÁPRAVA TATRA

Jedná se zcela o jedinečný tatrovácký koncept kyvné nápravy, který najdeme pouze u vozidel značky Tatra (Obr. 11). Všechny nápravy tohoto typu jsou poháněny a vybaveny uzávěrkou pro průjezd i v tom nejhorším terénu. Uprostřed nápravy je umístěna skříň, ve které jsou uložena dvě talířová kola - pro každou polonápravu jedno. Ve skříni jsou také uloženy dva pastorky pro přenos točivého momentu. V neposlední řadě je třeba se zmínit o diferenciálu, který je mimo nápravu v tzv. centrální nosné rouře. Centrální nosná roura je součástí tatrovácké koncepce a poskytuje vysokou torzní a ohybovou tuhost. Použitý diferenciál je tzv. korunkového, respektive válcového typu - oproti oběžnému kuželovému diferenciálu. [7]



Obr. 11 Kyvná náprava značky Tatra [12]



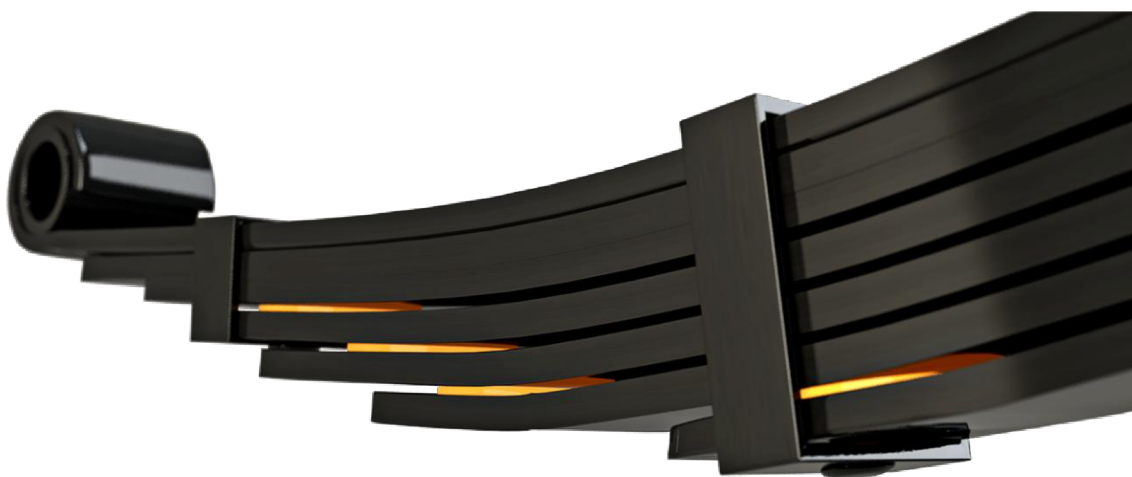
1.3 ODPRUŽENÍ

Odpružením rozumíme snížení přenosu kmitavých pohybů náprav vozidla na jeho podvozkové části a karosérii. Posádka, popřípadě přepravovaný materiál, jsou chráněny před nežádoucími otřesy. Odpružení zajišťuje stálý styk pneumatiky s vozovkou i při přejíždění výmolů a také zvyšuje životnost některých dílů podvozku. Stálým stykem pneumatiky je zajištěn správný přenos obvodových sil, zejména hnacích a brzdících. U řídicích kol je nutnost dodržet stálý styk kol s vozovkou, v opačném případě by docházelo ke zhoršené říditelnosti vozidla. Prvky odpružení jsou umístěny mezi nápravou a rámem nákladního vozidla. V dnešní době existuje mnoho typů odpružení, ale pro nákladní vozidla to jsou převážně listová pera, zkrutné pružiny a vzduchové odpružení. Vinuté pružiny nemají u nákladních automobilů význam kvůli vysokému zatěžování vozu. Mezi charakteristické vlastnosti pružin patří frekvence kmitů a tuhost. Kmitání nastává při přejezdu nerovností, dochází k rozkmitání kol i karosérie. Při stlačování pružiny se kolo pohybuje směrem k rámu vozidla a tento pohyb se přenáší na karosérii, která se pohybuje rovněž kolmo vzhůru. Tuhost například u listového pera závisí na rozměrech listů, jejich počtu a na délce hlavního listu. U pneumatické pružiny na rozměrech a tlaku. Tuhost pružiny je nepřímo závislá na zatížení. Čím větší je zatížení, tím je tuhost pružiny menší. Kvalitu pérování lze vyjádřit jako poměr hmotnosti odpružené části k hmotnosti části neodpružené. Čím bude tento poměr větší, tím bude pérování kvalitnější. [3], [7]

1.3.1 LISTOVÉ PRUŽINY

Tento typ odpružení využívají zejména nákladní automobily s tuhou nápravou. Je ideální, z důvodu minimální hmotnosti, vytvořit listovou pružinu jako nosník stálé pevnosti, tzn. ve všech příčných řezech stejně namáhána. Listová pružina je svazek plátů, které jsou na sebe naskládány a spojeny třmeny. Materiálem plátů je pružinová ocel. Tyto pružiny jsou obvykle umístěny v rovinách rovnoběžných s podélnou rovinou vozidla. Z důvodu změny délky listové pružiny v průběhu propružení, musí být jeden konec většinou uchycen otočně a druhý tak, aby byl schopen vymezit délkové rozdíly při propružení. Obvykle na obou koncích pružiny jsou závěsná oka z nejdelších dvou plátů. V závěsných okách jsou nalisována pryžová pouzdra válcového tvaru s otvorem pro čep. Poté je celé listové pero uchyceno k nástavbě, popřípadě k výkyvnému třmenu.

Mezi jednotlivými listy vzniká při deformaci listové pružiny podélný posuv, tzv. tření na styčných plochách. Jelikož jde o suché tření, které je prakticky nekontrolovatelné vlivem nečistot dotykových ploch, je snaha toto tření odstranit, popřípadě snížit na přijatelnou mez. V současné době se používají plastové vložky, které se vkládají na konce jednotlivých listů (Obr. 12). Někdy se umísťují vložky i do středu pružiny, čímž se prakticky úplně odstraní suché tření. [7]



Obr. 12 Listová pružina s plastovými vložkami [23]

Ideální listovou pružinou by byla pouze pružina s jedním listem, a to z důvodu nežádoucího suchého pření, které by pak nemělo kde vzniknout. Aby měla jednorázová pružina o konstantní šířce vlastnosti nosníku stálé pevnosti, musí být vyválcovaná do parabolického tvaru na obou stranách. Parabolická pružina se vyrovná svým tvarem téměř ideálnímu nosníku stálé rovnosti. Toto se projeví při menší hmotnosti a stejném zatížení ve srovnání s konvenční listovou pružinou. Nákladní automobily používají několik parabolických listů pro větší zatížení. Tento typ parabolické pružiny může přenášet stejné podélné a boční síly jako konvenční listové pružiny. A pokud jsou konce pružin uchyceny oky v čepch, tak ještě při naklápění zastává funkci jako torzní stabilizátor. [7]



Obr. 13 Přehled listových pružin a) bez progresivního odpružení b) s progresivním odpružením [13]

Jak už bylo v úvodu odpružení zmíněno, frekvence svislého kmitání s rostoucím zatížením klesá. Konstrukce pružin nákladních automobilů se upravuje tak, aby při jízdě bez zatížení nebylo odpružení příliš tvrdé a naopak při jízdě s plným zatížením nebylo příliš měkké. Takto navržené odpružení nazýváme progresivní (Obr. 13). Progresivita odpružení může být stupňovitá nebo plynulá.

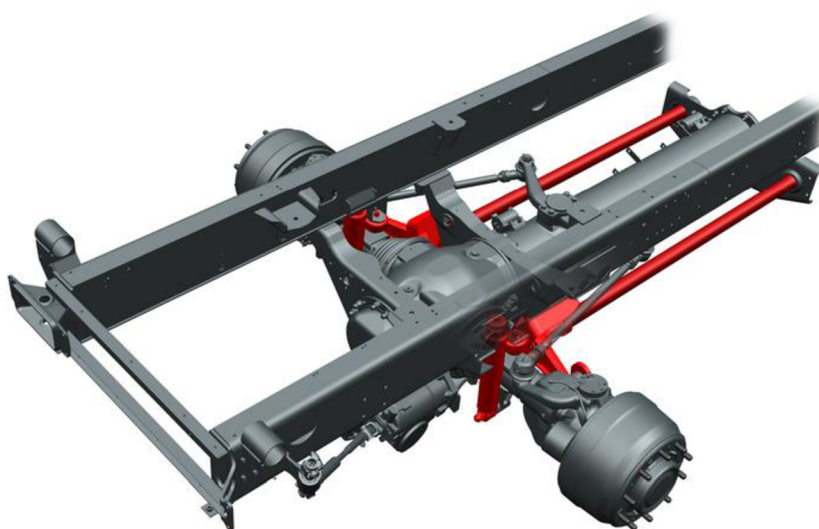


U zadních náprav nákladních automobilů se mohou používat přídavné pružiny. U prázdného vozidla je přídavná pružina mimo činnost. Hlavní listová pružina má přímkovou charakteristiku. Při použití stupňovité pružiny se charakteristika po zdvihu Z_0 změní tak, že při určité síle F_0 přídavná pružina dosedne na opěry. Tudiž výsledná charakteristika má lomený průběh (stupňová progresivita).

Druhou možností dosažení progresivního odpružení je listová pružina s přídavným listem. Krátký rovný přídavný list je připevněn k spodní straně pružiny. Tento přídavný list není u prázdného vozidla v činnosti až do doby, kdy na tento list dosedne sousední list svojí plochou a poté se přídavný list deformuje s celou pružinou. Tuhost celé pružiny je tak zvýšena. [7]

1.3.2 ZKRUTNÉ PRUŽINY

Zkrutná pružina neboli tzv. zkrutná tyč, (torzní tyč) je tyč kruhovitěho průřezu s přímou osou a na koncích s hlavicemi o větším průměru (Obr. 14). Kvůli zvýšené únavové pevnosti musí být přechod z trubice na hlavici plynulý. Povrch musí být také velmi dobře opracován, obvykle broušený nebo kuličkováný. Pro přenos krouticího momentu mají obě koncové hlavice buď kruhový průřez s drážkováním, nebo také hlavice čtvercového, obdélníkového anebo šestiúhelníkového průřezu. Pro nákladní automobily se používají tzv. skládané torzní pružiny.



Obr. 14 Použití zkrutných tyčí na podvozku značky Tatra [12]

Do lůžka v karosérii nebo rámu vozidla je zasunut jeden konec torzní tyče a na druhé straně je nasazeno rameno spojené s kolem. Zdvih kola je přenášen na rameno, které natáčí zkrutnou tyč v mezích její deformace. Velikost natočení zkrutné tyče je přímo úměrné zatěžovacímu



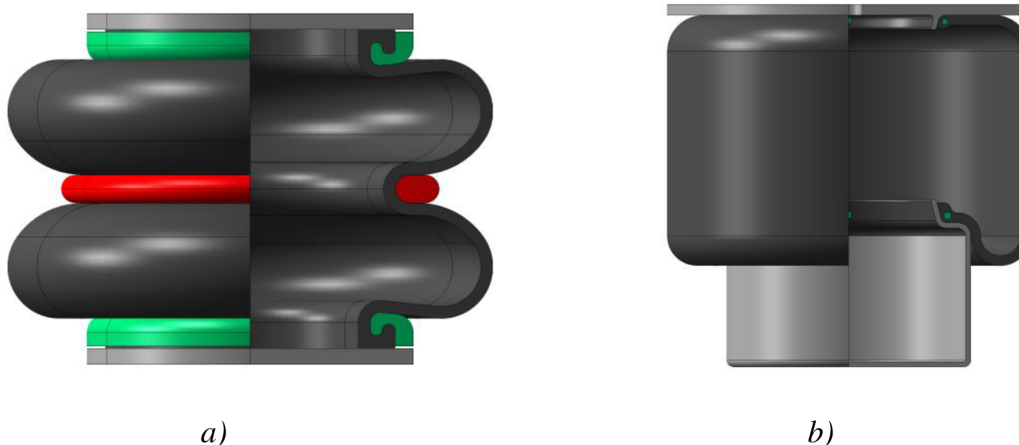
momentu a délce tyče a nepřímo úměrné čtvrté mocnině průměru. Z tohoto tedy vyplývá, že průměr tyče je nejcitlivějším parametrem.

Torzni tyče se zpravidla montují s předpětím, které odpovídá statickému zatížení stojícího vozidla. Natočením a upevněním regulačního raménka na pevném konci se nastaví předpětí a poté je tímto raménkem tyč vybavena. V opačném případě se pevný konec vetkne do karosérie nebo rámu a předpětí musí být docíleno předsazením ramene na volném konci tyče u nápravy nebo kola.

Předností zkrutných pružin jsou v první řadě hmotnost a jednoduchost, v druhé řadě nízké nároky na údržbu. Torzní tyče zabírají velmi málo místa a tudíž je lze snadno na vozidlo umístit. Jedná se o velice jednoduché a přesné seřízení. Vozidlo může být nastaveno na určitou výšku, nebo vyrovnávat naklonění karosérie při jednostranném propružení. [7]

1.3.3 VZDUCHOVÉ ODPRUŽENÍ

Vzduchové nebo také pneumatické pružiny (s výškovou nebo bez výškové regulace) využívají k pružení stlačeného vzduchu. Nejpoužívanějšími typy jsou pružné měchy a to buď vlnovce, nebo vaky (Obr. 15).



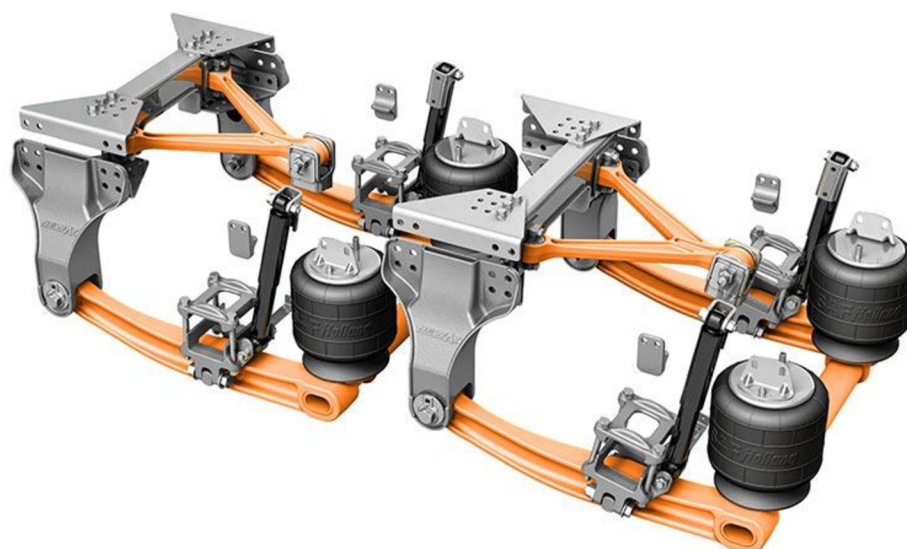
Obr. 15 Základní typ vlnovcových pružin a) vlnovcová pružina, b) vaková pružina

Vlnovcová pružina se skládá ze dvou až čtyř vlnovců. Díky zpevnění kordovými vložkami je pryžový vlnovec velmi odolný proti proražení. Má vysokou životnost, která je dána tím, že se stěna při odpružení v podstatě jenom ohýbá. Vakové pružiny pracují na principu odvalování vaku po pístu při pružení tak, že dochází ke značným deformacím. Z tohoto důvodu, pro zachování vysoké životnosti, musí být materiál vaku velmi odolný a píst dobře vytvarován. Skutečné vzduchové pružiny se oproti jednoduché pístové pružině liší zejména tím, že činná plocha není konstantní. Mění se v závislosti na přetlaku a propružení. Nosnost vzduchové



pružiny závisí na vnitřním přetlaku a činné ploše pružiny. Těleso s kordovým pletivem nemá žádný vliv na tuhost pružiny, protože stěna vaku je velmi tenká a pružná. Tuhost pružiny je tedy závislá pouze na přetlaku. Vzduchová pružina je pružícím regulovaným elementem, který závisí na zatížení. [7]

Nákladní automobily používají vzduchové systémy odpružení s tzv. otevřeným vzduchovým okruhem. To znamená, že použitý vzduch odchází do atmosféry a kompresor musí dodat nový vzduch. K výhodám pneumatického pružícího systému také patří úroňová regulace, což znamená možnost regulovat za pomoci regulačního ventilu výšku vozidla. Například pomocí otočného potenciometru se měří vzdálenost mezi nápravou a nástavbou. Při zatížení vozidla se vzduchové pružiny stlačí a jezdec potenciometru je otáčen táhlem spojeným s nápravou do polohy pro zvednutí vozidla. Odchylky napětí z potenciometru zpracuje řídicí jednotka, která je převede na příkazy pro elektromagnetické ventily. Přítlak ve vzduchových pružinách je řízen pomocí ventilů. Tyto pružiny poté mohou regulovat světlou výšku vozidla. Výška nástavby nákladního automobilu je od vozovky určena vzdáleností třech bodů. Tyto body jsou v soustavě vzduchového odpružení jako tři regulátory výšky. Zpravidla jeden pro nápravu a zbylé dva pro každé kolo téže nápravy. Vzduchové odpružení se používá již řadu let u autobusů, ale také stále více u nákladních automobilů a návěsů. Jelikož vzduchové vlnovce a vakové pružiny nemohou vést nápravu v podélném a příčném směru, musí být toto vedení zabezpečeno například tzv. vidlicovým táhlem neboli V-táhlem (Obr. 16). [7]



Obr. 16 Vedení nápravy pomocí V-táhla [21]

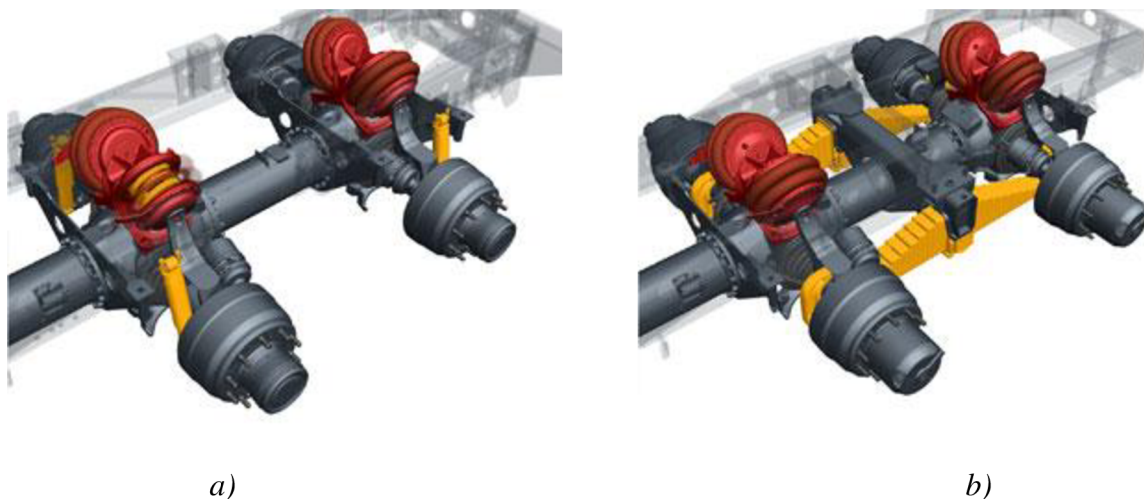
Nákladní vozidla s třemi nápravami mají často možnost přizvednout zadní nápravu pro jízdu s částečně naloženým, nebo prázdným vozidlem. Tyto nápravy se nazývají zdvihací nápravy a jejich účelem je snížit opotřebení pneumatik a spotřebu díky menšímu valivému odporu. K zdvihání nápravy slouží tzv. zdvihací měchy, které jsou ovládány pomocí magnetických



ventilů pro automatické rozpoznávání zatížení náprav, anebo manuálně řidičem. V případě překročení určité hranice prokluzu, zasáhne do regulace řídicí jednotka. Docílí se toho, že při rozjezdu zdvihne krátkodobě třetí nápravu a tím se zvýší zatížení hnací nápravy. [7]

1.3.4 SPECIÁLNÍ KONSTRUKCE ODPRUŽENÍ TATRA KING FRAME

Jedná se o zcela unikátní koncepcí odpružení značky Tatra (Obr. 17). Je to systém odpružení polonáprav, který umožňuje zvýšení tonáže na nápravu a snížení opotřebení pneumatik při pohotovostní hmotnosti. Princip spočívá v použití mechanických listových nebo šroubových pružin a vysokotlakých vzduchových vlnovců. Tento systém se používá výhradně na zadních nápravách nákladních automobilů značky Tatra. King Frame odpružení se vyrábí v těžké a lehké verzi. Lehká verze na rozdíl od té těžké nedisponuje listovými pružinami a vzduchový vak má v sobě uloženou šroubovou pružinu.



Obr. 17 TATRA KING FRAME [12] a) lehká verze, b) těžká verze

Síla od kola je přenášena přes konzolu přivařenou napevno na polonápravě na spodní víko vlnovcové pružiny. Tato síla je vyrovnávána protitlakem stlačeného vzduchu a silou vyvozenou stlačením šroubové pružiny. Se skříní nápravy je spojeno horní víko pneumatického členu pružení. Tento typ odpružení je osazen teleskopickými tlumiči. Poloosy nezátíženého vozidla jsou při nevyužití pneumatické části mechanické pružiny usazeny ve vodorovné rovině souběžně s vozovkou. [7]



1.4 VIDLICOVÉ TÁHLO (V-TÁHLO)

Účelem vidlicového táhla na obr. 18 je spojení nápravy s rámem nákladního vozidla za rozvodovku nápravy. Tento typ táhla se používá převážně v kombinaci se vzduchovým odpružením. Toto spojení napomáhá zamezit příčnému nebo podélnému posunutí nápravy a zároveň tlumit rázy od nerovností na vozovce. Takovéto spojení musí být schopno přenášet torzní, kardanické, radiální a axiální síly, které působí na táhlo za provozu. Jednoduše musí být schopné absorbovat síly od brzdění, akcelerace, odstředivých sil od průjezdu zatáčkou a při přejezdu nerovností a výmolů. V-táhlo se skládá z centrální hlavy a krajových hlav, které jsou spojeny trubkami a jako celek lakovány.



Obr. 18 Vidlicové táhlo [15]

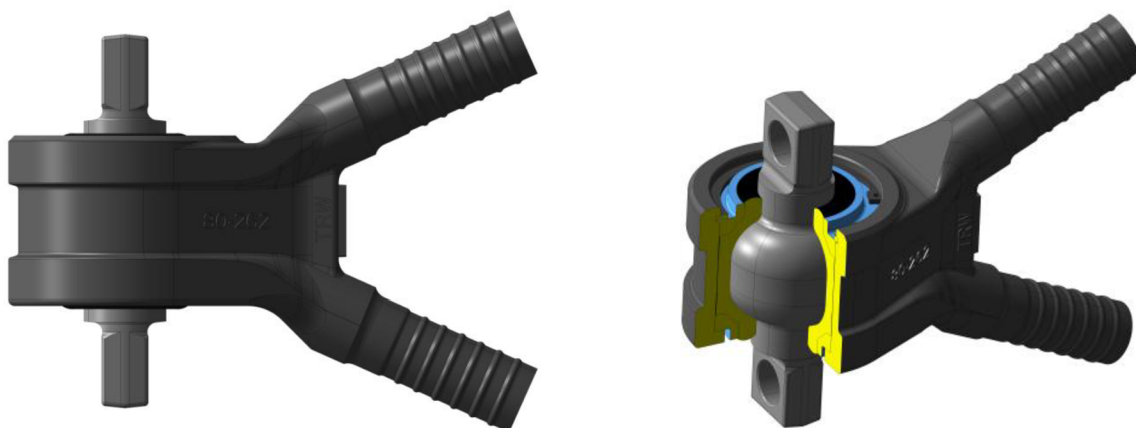
1.4.1 CENTRÁLNÍ HLAVA

Největší a nejtěžší částí V-táhla je centrální hlava (Obr. 19), která spojuje centrální hlavu s hlavami krajovými. Spojení zajišťují dvě silnostěnné ocelové trubky. Centrální hlava se skládá z těla centrální hlavy a pogumovaného čepu zajištěného segerovou pojistkou. Drážka pro segerovu pojistku je obráběná v několika polohách. Je to z důvodu možnosti regulovat předepjatý stav čepu a tím i jeho tuhost. Tělo hlavy se odlévá z litiny GJS-500-7 a dutina s dřívky je obrobena. Vtok materiálu se nachází mezi dřívky. Dřívky svírají úhel okolo 50° a mají tvar tzv. vlnovce, který zajišťuje odolnost spoje proti vytržení. V minulosti se používalo 7 vln. Aktuálně na hlavách najdeme šest vln a i toto číslo se dále snižuje se změnou nebo úpravou technologie lisování. Spoj těchto dvou částí je lisován za tepla, přičemž je trubka rozežhřátá na 800 °C



Ohledně statického namáhání silový tok přechází z trubek do centrální hlavy spíše po stranách a středová část centrální hlavy je tak méně zatěžována.

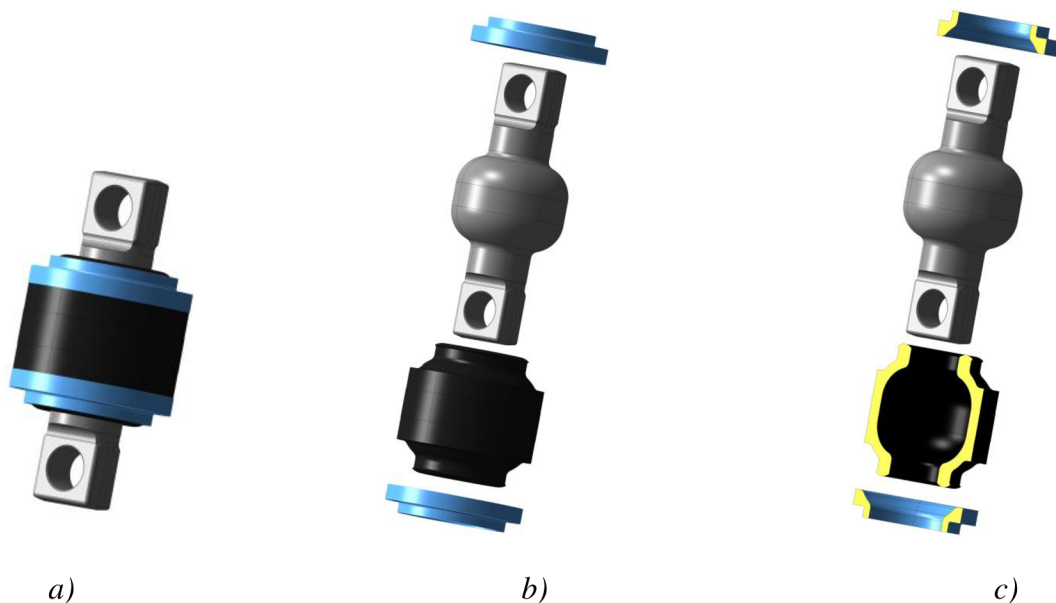
V současné době lze na trhu najít centrální hlavy o velikostech 62, 70, 80 a 90 mm. Záleží na potřebné velikosti přenášených sil. Menší hlavy najdou využití u autobusů, tahačů a menších nákladních automobilů, kdežto centrální hlavy 80 a 90 mm spíše u těžkých nákladních vozů, které přepravují náklad v náročném terénu.



Obr. 19 Centrální hlava velikost 80 mm

1.4.2 POGUMOVANÝ ČEP

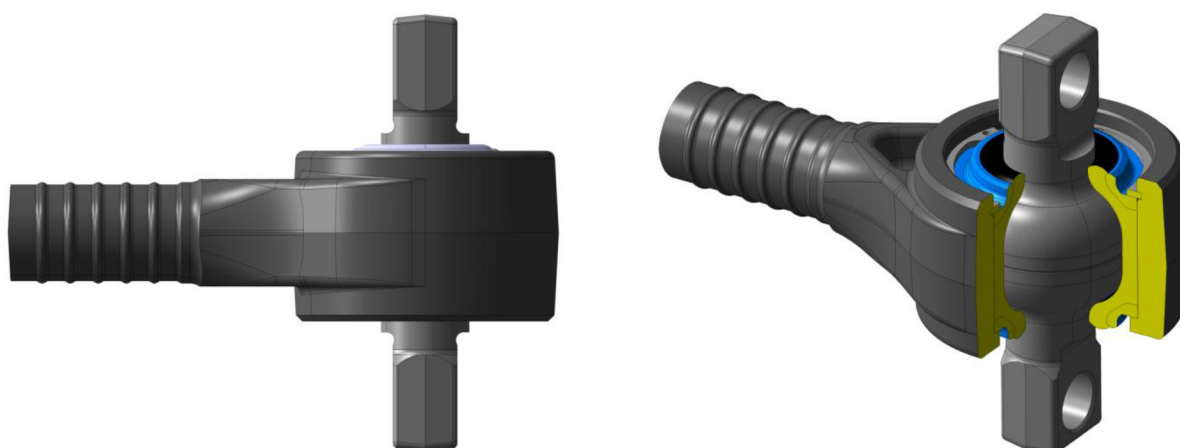
Pogumovaný čep se skládá z ocelového čepu s kulovou plochou ve středové části a dvěma podpůrnými kroužky. V čepu na obr. 20 jsou dvě díry, které slouží k uchycení ke karosérii nebo nápravě vozidla. Ocelové čepy jsou vyráběny kováním za studena a dále jsou obráběny dosedací plochy. Podpůrné kroužky jsou umístěny mezi kulovou plochou. Takto poskládaný čep je zavulkanizován. Pro lepší vulkanizační proces se používá penetrační nátěr, který je nanesen na vulkanizační plochy pro lepší přilnavost gumy k oceli. Velikosti pogumovaných čepů začínají na 55 mm a pokračují ve velikostech 62, 70, 80 a 90 mm. Kroužky jsou navrhované podle sil, které na ně působí. Tudiž mají různé profily, šířky a tloušťky, které jsou lisované z materiálu C60+QT (1.0601). Materiál gumy je tzv. NR „Nature rubber“ s odpovídající tvrdostí gumy 65 shore A.



Obr. 20 Pogumovaný čep a) složený, b) v rozpadu, c) v rozpadu a řezu

1.4.3 KRAJOVÁ HLAVA

Krajová hlava na obr. 21 se podobá centrální hlavě, ale je v porovnání menší a má pouze jeden dřík. Je odlitá také z tvárné litiny GJS-500-7, popřípadě kována za tepla. Krajová hlava má obráběnou dutinu pro pogumovaný čep a vlnovec na dříku. I v tomto případě je pogumovaný čep zajištěný proti axiálnímu pohybu segerovou pojistkou. Vlnovec na dříku hlavy plní stejnou funkci jako u centrální hlavy. Musí být schopen zajistit dostatečně odolné spojení proti vytržení.



Obr. 21 Krajová hlava velikost 62 mm



2 NÁSTROJE POUŽÍVANÉ PŘI VÝVOJI

Z důvodu toho, že v minulosti neexistovaly nástroje nebo softwary typu CAD a MKP bylo velmi obtížné zkombinovat současné požadavky na lehký a pevný design. Proto konstruktér, musel tvar a velikost dílu navrhnout tak, aby splňoval zástavbu ve vozidle a odolával i mnohonásobnému zatížení při jeho provozu. Kombinace již zmíněných CAD a MKP metod, umožňují konstruktérovi nespočet vývojových možností.

2.1 POŽADAVKY

Jak už bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, tak dřívější nástroje konstruktéra neumožňovaly propracované optimalizace dílů. Ty pak musely být zákonitě předimenzovány, aby splňovaly všechny požadavky zákazníka a hlavně požadavky na bezpečnost. To, že díly byly příliš velké a těžké, se neefektivně odrazilo na ceně konečného dílu. V současné době za pomoci nejmodernějších softwarů jsme schopni snížit hmotnost jednotlivých komponentů při zachování jejich pevnosti. Tyto změny jsou vyžadované v první řadě od zákazníka. Se snižující se hmotností vozidla roste pohotovostní hmotnost. Dále nižší hmotnosti komponent mají vliv na spotřebu paliva, emise a cenu.

2.2 POČÍTAČEM PODPOROVANÉ PROJEKTOVÁNÍ (CAD)

Zmíněná zkratka CAD znamená v anglickém jazyce „Computer aided design“. Jedná se o velkou oblast IT produktů, které umožňují konstruktérovi širokou a kreativní návrhářskou činnost. Zjednodušeně můžeme říct, že se jedná o moderní projektování pomocí grafických programů namísto rýsovacího prkna z let minulých. CAD softwary vždy obsahují jak grafické, tak i geometrické, matematické a inženýrské nástroje pro kreslení plošných výkresů a modelování 2D nebo 3D modelů. CAD systémy se prolínají do mnoha odvětví, nejenom do strojírenství, ale i také do stavebnictví, elektrotechniky, územního plánování a mnoha dalších. V těchto odvětvích software provádí výpočty pro určení optimálního tvaru a velikosti pro celou řadu aplikací produktů a průmyslového designu.

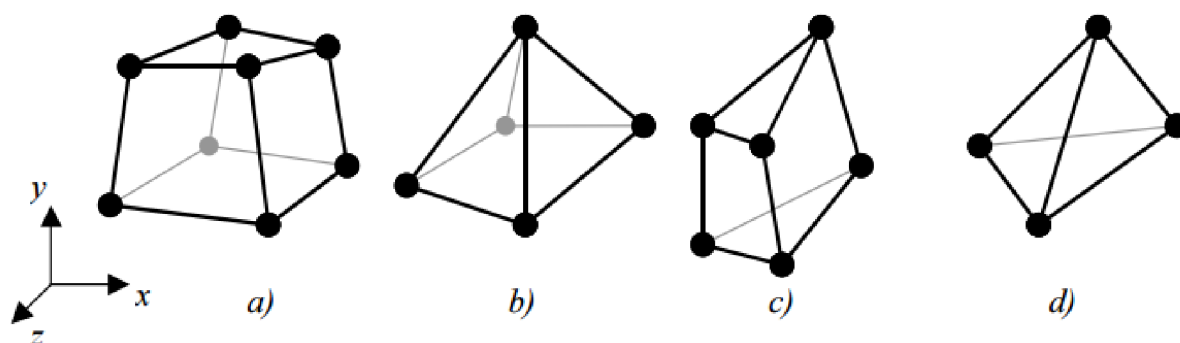
Ve výrobku a průmyslovém designu se CAD používá hlavně pro tvorbu detailních 3D těles nebo povrchů modelů anebo také 2D vektorových kreseb fyzických komponent. Nicméně, CAD je také používán v průběhu konstrukčního procesu od koncepčního návrhu a rozvržení výrobků přes silovou a dynamickou analýzu sestav k definici výrobních metod. To umožňuje technikovi interaktivně a automaticky analyzovat konstrukční varianty, najít optimální návrh pro výrobu a zároveň minimalizovat používání fyzických prototypů.



K největším a hlavním výhodám CAD patří nižší náklady na vývoj nových produktů, dále zvýšení produktivity, zlepšení kvality produktů a rychlejší uvedení na trh. Lepší vizualizace finálního produktu, podsestav a konstrukčních dílů. CAD systém také poskytuje jednodušší, robustnější dokumentaci návrhů, včetně geometrií a rozměrů, kusovníků atd. Obecně CAD systémy urychlují procesy týkajících se návrhů designu. K těm nejznámějším co se týče 3D prostorového modelování patří CATIA od Dassault systému, Creo od PTC, NX, Inventor, Solidworks a spousta dalších. [16], [17]

2.3 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP)

V anglickém jazyce je tento název znám pod zkratkou „FEM“ neboli „Finite Element Method“. MKP je numerická metoda zahrnující strukturální analýzu, rázové děje, vedení tepla, proudění, elektromagnetické pole, elektrostatiku, ale také akustiku, lomovou mechaniku a kompozity. Princip této metody spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého (konečného) počtu prvků a zároveň zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. Název metody zdůrazňuje fakt, že základním stavebním kamenem je prvek konečných rozměrů od infinitesimálního pohledu klasické pružnosti. Klasická pružnost vychází z představy rovnováhy na nekonečně malém elementu. Metoda MKP vyžaduje rozdělení řešené oblasti na konečný počet podoblastí nebo prvků. Proto je nutné vytvořit na modelu tělesa síť konečných prvků. Každý typ prvku je kromě velikosti a tvaru charakteristický počtem a polohou jednotlivých uzlů. Uzly sítě jsou body, ve kterých hledáme neznámé parametry řešení. Jsou to např. posuvy a natočení, ze kterých dále počítáme napětí a deformace. Topologie a hustota prvků sítě dokáže zcela ovlivnit kvalitu výsledků a potřebnou kapacitu pro řešení.



Obr. 22 Přehled elementů [18]

Výhody numerických metod oproti analytickým spočívají ve schopnosti řešit problémy složitých těles. Analytická metoda umí řešit pouze elementární tělesa, která se jako strojní součásti vyskytují zcela výjimečně.



Skutečným omezením je pouze kapacita hardwaru a časové nároky na samotný výpočet. Výsledky se ovšem vztahují pouze ke konkrétně zadanému případu. Jakékoli úpravy nebo optimalizace vyžadují opakování celého náročného procesu řešení. [18], [20]

Co se týče vyhodnocování, jsou výsledky barevně znázorňovány na tzv. renderovaném modelu, což umožňuje snadno vyhodnocovat velikosti napětí, deformací apod. Rozsahy hodnot pro barevnou stupnici lze libovolně vymezit v řídicím panelu. Kromě toho je možné nastavit počítačovou animaci deformací, napětí na plochách nebo vnitřních sil a uložit ji jako video soubor.

Postup přípravy modelu pro výpočet, samotný výpočet a vyhodnocení lze rozdělit do následujících tří skupin:

„Preprocesor“ (přípravení modelu, diskretizace) → **„Solver“** (výpočet) → **„Postprocesor“** (zobrazení)

K neznámějším programům v automobilovém průmyslu, které řeší samotnou analýzu neboli výpočet, patří například Abaqus, Adams, Ansys a Nasran. Mezi „preprocesory“ a „postprocesory“ můžeme zmínit tři neznámější a to Hypermesh od Altairu, Medina od GRM Consulting a ICEM od ANSYSU.



3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Hlavním cílem této bakalářské práce je optimalizování současného stavu centrální hlavy. Současná centrální hlava je předimenzována a snížením její hmotnosti by došlo k snížení ceny za jeden kus, což zvýší konkurence-schopnost firmy. Optimalizací by mělo být docíleno redukce hmotnosti, analýzy současného a optimalizovaného designu, vyčíslení hmotnostních a cenových úspor. Optimalizace centrální hlavy je soustředěna pouze na velikost 80 mm s krajovými hlavami o velikosti 62 mm. Redukce hmotnosti se bude skládat z rozboru současného stavu a z optimalizačních smyček, kdy každá nová varianta bude vycházet z předchozího konceptu a výpočtu. Za konec optimalizace bude považován stav, kdy už nebude možno snížit hmotnost na úkor pevnosti. Na konci bude vytvořena zpráva s výpočty, výkresová dokumentace a ekonomické zhodnocení.



4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU ŘEŠENÍ

Nedílnou součástí každého vývoje či optimalizace je stanovení nezbytných činností k dosažení co nejlepších výsledků. Často se jedná o detailní popis jednotlivých kroků nebo úseků vývoje, který by měl dovést konstruktéra k finálnímu řešení.

4.1 POPIS ČINNOSTÍ NEZBYTNÝCH K OPTIMALIZACI CENTRÁLNÍ HLAVY

- a) V první řadě optimalizace je důležité si nadefinovat vlastnosti materiálů jednotlivých komponentů. Poté je nutné si stanovit velikost a směry zátěžných sil v jednotlivých komponentech, jelikož nejsou zákazníkem stanoveny. Jedná se o síly v axiálním, radiálním a kombinovaném směru a také torzní a kardanické momenty. Dále musí být definovány podmínky pro tuhosti pogumovaných čepů, které jsou součástí krajových hlav.
- b) Jelikož se jedná víceméně o modifikaci designu existujícího dílu, musí být tento díl ověřen pomocí MKP analýzy.
- c) Na základě získaných poznatků bude za pomoci CAD vytvořeno několik smyček optimalizovaných návrhů těla centrální hlavy. Smyčky jednotlivých variant budou vždy vycházet z předchozích návrhů a budou ověřovány metodou konečných prvků. Výstupem MKP analýz budou barevné mapy, které nám zobrazí redukovaná napětí a plastické deformace ověřovaného dílu a tím také místa vhodná pro váhovou a pevnostní optimalizaci. Oblasti modelu, které budou zobrazovat nižší napětí a deformace, bude možno optimalizovat redukcí hmoty. Naopak části modelu, které budou vykazovat větší napětí a deformaci, budou muset být zpevněny a vyztuženy. Výsledky každé nové analýzy budou porovnávány s analýzou stávajícího těla centrální hlavy.
- d) Optimalizace bude považována za ukončenou tehdy, jakmile dojde do fáze, kdy už nebude možno snižovat hmotnost hlavy a měnit design na úkor její pevnosti. Poté dojde k tzv. zmražení designu.
- e) Následně bude vytvořena výkresová dokumentace, zpráva s výpočty a docílenými úsporami



4.2 POUŽITÝ SOFTWARE

Pro tvorbu 3D modelů bude v této práci použit CAD software Catia V5 R19. V tomto programu budou vytvářeny modely pro následující pevnostní výpočty v „solveru“ Abaqus. Aby začal tento „solver“ počítat, musí být pro něj připraven model s odpovídající topologií, hustotou sítě prvků, nakonfigurovaným materiálem a okrajovými podmínkami. Pro přípravu modelu bude použit software Hypermesh, který také umí zároveň vyhodnocovat rozložení napětí a plastické deformace. Z tohoto softwaru bude poté generováno mnoho obrázků neboli barevných map s výslednými napětími a plastickými deformacemi. Následná výkresová dokumentace bude s ohledem na dodržení ISO norem a interních norem zpracovávána stejně jako 3D modely v Catii V5 R19.



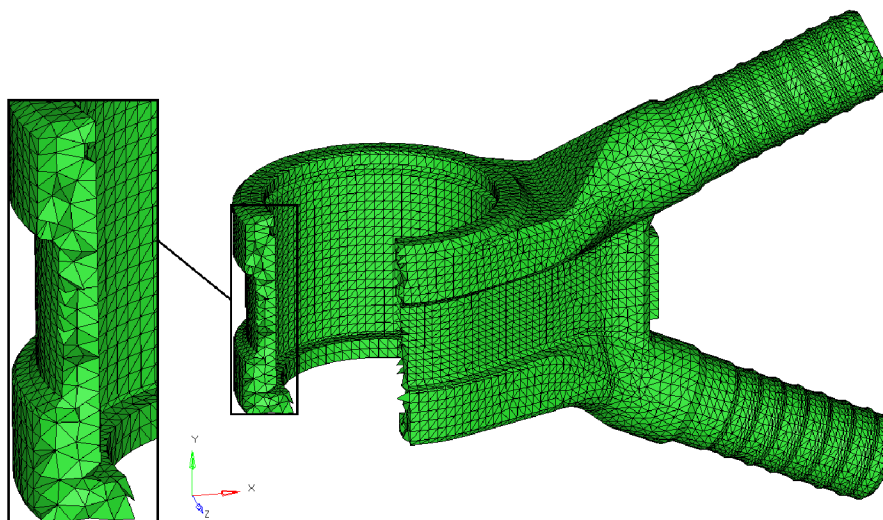
5 DEFINICE PARAMETRŮ PRO VÝPOČTY

Geometrie centrální hlavy je upravena pro potřeby výpočtu, což znamená, že jsou odstraněny všechny přebytečné prvky, které nemají vliv na výsledek analýzy. V tomto případě se jedná o různé popisky a značení centrální hlavy. Pokud by byly tyto prvky v modelech ponechány, znamenalo by to výrazné prodloužení výpočetních časů.

Jelikož je optimalizace soustředěna na tělo centrální hlavy, mohou být ostatní části V-táhla odstraněny a nahrazeny pouze vazbami. Geometrie centrální hlavy je díky kompatibilitě programů Catia V5 a HyperMesh přímo importována jako živý model. Následně po importování je nutné připravit model pro výpočet. To znamená vytvořit síť konečných prvků, vazby mezi prvky, definovat parametry materiálu a zátěžných stavů.

5.1 VYTVOŘENÍ SÍTĚ KONEČNÝCH PRVKŮ

Tvorba sítě tvoří velmi důležitý prvek analýzy návrhu. Automatické síťování v softwaru vytváří síť podle globální velikosti prvku, tolerance a zadání lokálního zjemnění sítě. Zjemnění sítě umožňuje zadat různé velikosti prvků pro součásti, plochy, hrany a vrcholy. Software odhadne globální velikost prvku pro model pomocí objemu, povrchu a jiných geometrických detailů. V tomto případě velikost vytvořené sítě, tzn. počet uzlů a prvků, závisí na geometrii modelu, velikosti prvků, lokálních zjemnění sítě a její toleranci. V počátku analýzy návrhu, kdy často postačují pouze přibližné výsledky, je možné zadat větší velikost prvku a dosáhnout tak rychlejšího řešení. V případě, že je potřeba dosáhnout přesnějších výsledků, je zapotřebí hustější sítě. V našem případě jsou použity prvky „tetrahedron“ druhého řádu neboli C3D10 s velikostí prvků 3,8 mm (Obr. 23).



Obr. 23 Síťovaná centrální hlava prvky C3D10 druhého řádu



5.2 VAZBY MEZI PRVKY

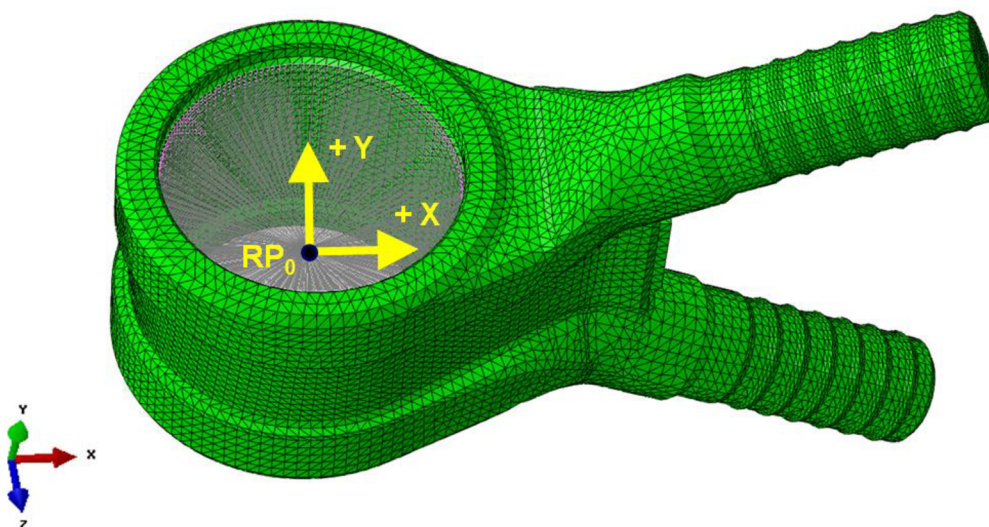
Vazby vytváří geometrické vztahy mezi součástmi sestavy. Při vkládání vazeb definujeme povolené směry lineárního nebo rotačního pohybu součástí. Součástí je také možno pohybovat v rozsahu jejich stupňů volnosti a vizualizovat chování sestavy. Vazby jsou řešeny dohromady jako jeden systém. Nezáleží na pořadí vložení, v němž jsou přidávány do systému. Všechny vazby se řeší současně. Pro výpočet centrální hlavy jsou zvoleny dvě vazby a to distribuční a kinematická. Oba typy vazeb mají společný účel a to spojení pohybu sbírkou uzlů na povrchu do jednoho referenčního. Toto spojení je nazýváno „ježek“.

5.2.1 DISTRIBUČNÍ VAZBA

Pro uchycení těla centrální hlavy za vnitřní válcovou dutinu je třeba použít distribuční vazby. Simuluje tak reálné vlastnosti pogumovaného čepu. Tato vazba je zejména aplikována při translačním zatížení (síla nebo posunutí) a simuluje tak gumové (pružné) spojení mezi centrální hlavou a rozvodovkou. Distribuční vazba povoluje malé deformace. Spojovací uzle neobsahují stupně volnosti. Omezení je vynuceno distribucí zatížení, aby výslednice sil a momentů spojovacích uzlů byly rovnocenné k referenčnímu uzlu RP_0 .

Dle způsobu zatížení jsou použity následující vazby:

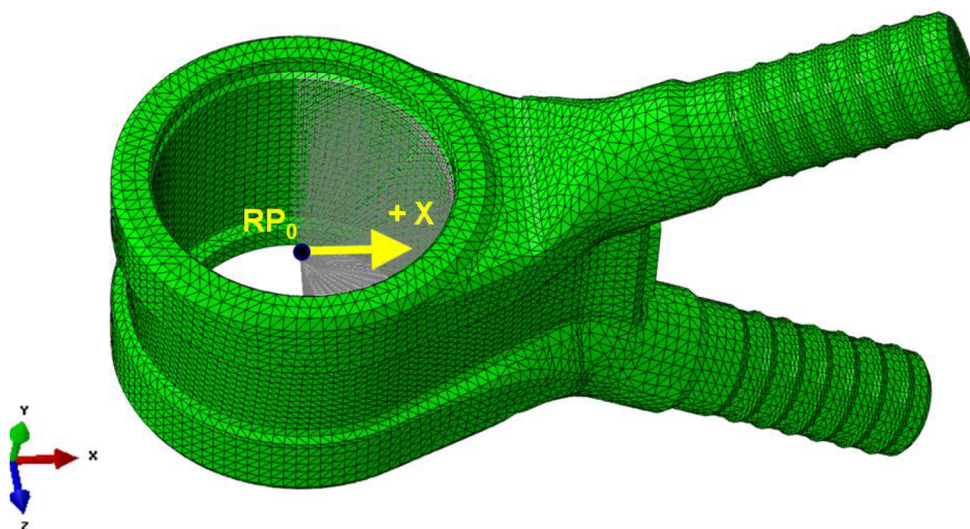
- a) **Distribuční vazba 360 °:** Je vhodná pro axiální a víceosé zatížení. Víceosé zatížení znamená současnou reakci dvou sil v axiálním a radiálním směru. Takto jsou zohledněny dva směry zátěže v jednom okamžiku.



Obr. 24 Distribuční vazba 360 ° pro axiální a víceosé zatížení

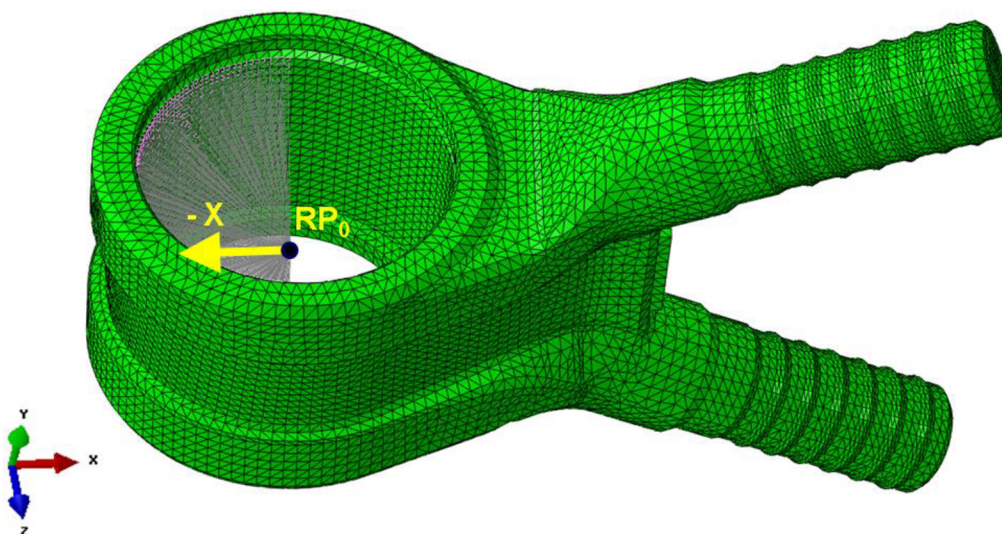


- b) **Distribuční vazba 180 ° pro směr +X:** Je vhodná pro tlakové zatížení v kladné ose X. Takto nastavená vazba simuluje pogumovaný čep při tlakovém zatížení. Tělo centrální hlavy bude namáhané pouze v kladné části dutiny. V tomto případě opačná strana dutiny nebude tlakově zatížena a ježek s rozsahem 360 ° by neodpovídal reálnému stavu.



Obr. 25 Distribuční vazba 180 ° pro tlakové zatížení

- c) **Distribuční vazba 180 ° pro směr -X:** Je vhodná pro tahové zatížení v záporné ose X. Takto nastavená vazba simuluje pogumovaný čep při tahovém zatížení. Zde se předpokládá deformace hlavně v záporné části dutiny těla centrální hlavy. Oko těla centrální hlavy bude natahováno a kladná část odlehčována. Z tohoto důvodu není použit 360 ° ježek v celé dutině.

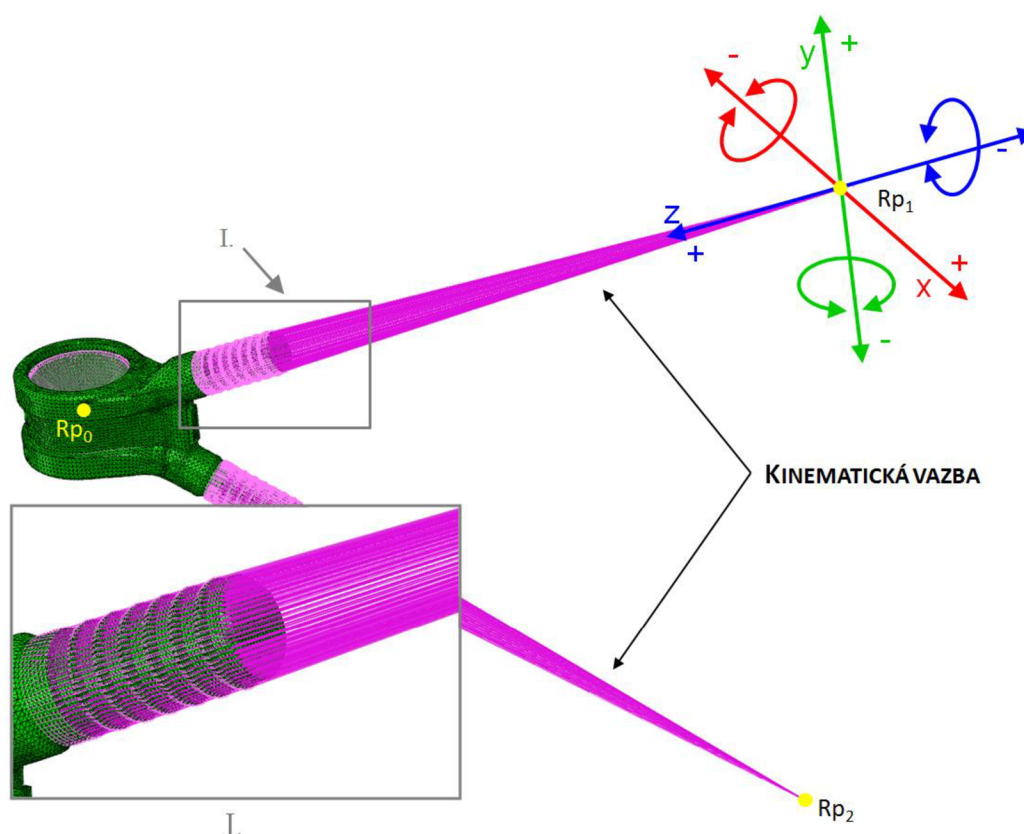


Obr. 26 Distribuční vazba 180 ° pro tahové zatížení



5.2.2 KINEMATICKÁ VAZBA

Kinematická vazba na obr. 27 plní funkci ideálně pevného spoje a nahrazuje trubkové spojení mezi centrální hlavou a hlavami krajovými. Vytváří skupinu uzlů, které jsou vztaženy k jednomu referenčnímu uzlu Rp s translačními a rotačními stupni volnosti. V našem případě jsou vztaženy k referenčnímu uzlu Rp_1 a Rp_2 . Poloha referenčních uzlů je dána velikostí a rozměry V-táhla.



Obr. 27 Kinematická vazba 360 °

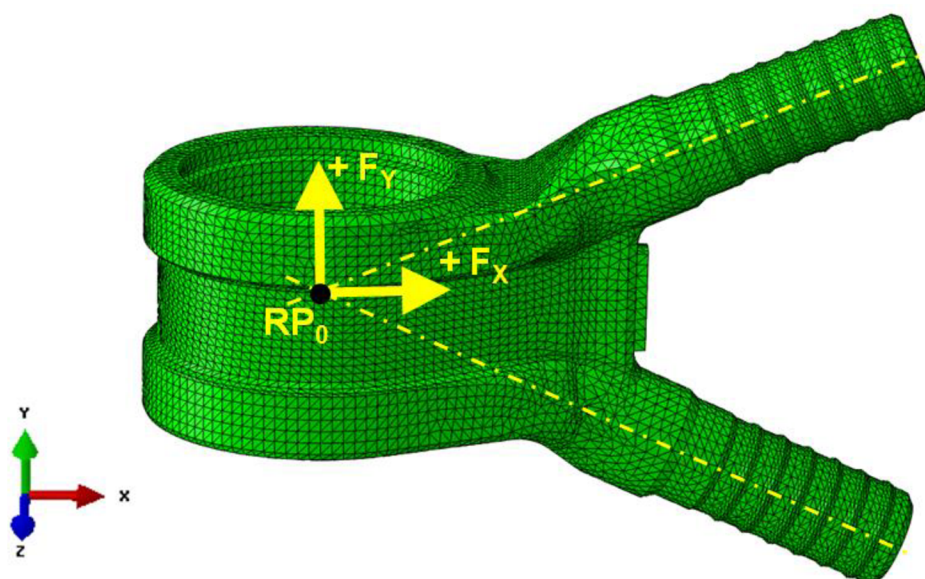
5.3 DEFINICE ZÁTĚŽNÝCH SIL A SMĚRŮ

I když je V-táhlo zjednodušeno a analýza je zaměřena pouze na tělo centrální hlavy, zátěžné síly musí být nastaveny pro centrální hlavu a také pro hlavy krajové. Krajové hlavy jsou nahrazeny distribučními vazbami. Pro centrální hlavu je stanoveno několik zátěžných sil, kdežto v krajových hlavách jsou nastaveny torzní, kardanické momenty a tuhosti odpovídající pogumovanému čepu.



5.3.1 CENTRÁLNÍ HLAVA

Pro tělo centrální hlavy bylo stanoveno šest zátěžných stavů (Tab. 1), ve kterých bude provedena pevnostní analýza. Tyto zátěžné stavy byly neznámé, a proto byly zjišťovány experimentálně v několika výpočetních smyčkách. Pro každý směr budou použity dvě síly. První síla bude menší a bude sloužit k vyhodnocení rozložení napětí v těle centrální hlavy. Druhá vyšší síla bude ukazovat velikost plastické deformace.



Obr. 28 Souřadný systém centrální hlavy

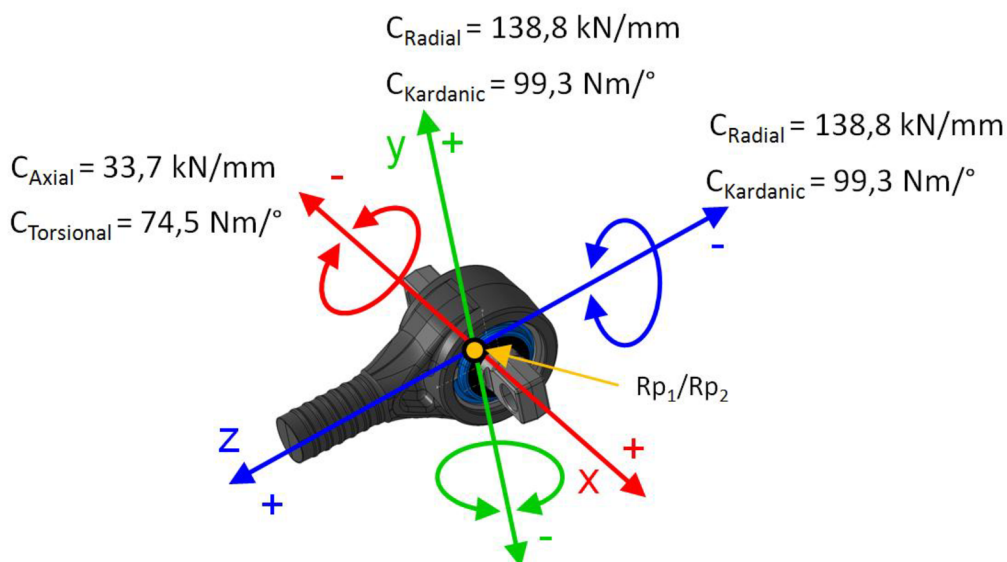
Tab. 1 Zátěžné síly centrální hlavy

Způsob zatížení	Směr a velikost zatížení	
	Kladný směr (+)	Záporný směr (-)
Radiální zatížení – tah	x	$F_x = 120/240\text{kN}$
Radiální zatížení – tlak	$F_x = 200/500\text{kN}$	x
Více-osé zatížení – tlak + axiální zatížení kladné	$F_x = 150/300\text{kN}$ $F_y = 75/150\text{kN}$	x x
Více-osé zatížení – tah + axiální zatížení kladné	x $F_y = 75/150\text{kN}$	$F_x = 150/300\text{kN}$ x
Axiální zatížení – kladné	$F_y = 180/288\text{kN}$	x
Axiální zatížení – záporné	x	$F_y = 180/288\text{kN}$



5.3.2 KRAJOVÁ HLAVA

Krajová hlava není předmětem optimalizace, a proto je nahrazena distribuční vazbou. Tato vazba umožňuje nastavit torzní, kardanické momenty a tuhosti pogumovaného čepu v krajové hlavě. Distribuční vazba je umístěna do referenčních bodů kinematické vazby Rp_1 a Rp_2 . Referenční body splňují délkové rozměry táhla a dodržují polohu středů krajových hlav.



Obr. 29 Tuhosti v krajové hlavě

5.4 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Jak již bylo zmíněno, naše centrální hlavy a hlavy krajové se vyrábějí z tvárné litiny s označením GJS-500-7. Následující tabulka obsahuje všechny materiálové informace potřebné pro definování materiálu v programu Abaqus.

Tab. 2 Materiálové vlastnosti pro program Abaqus

Litina s kuličkovým grafitem GJS-500-7		
Hustota [ρ]	7.1	[g/cm ³]
Modul pružnosti [E]	180000	[MPa]
Poissonovo číslo [μ]	0,29	[-]
Plastické vlastnosti	320., 0	
	377., 0.008	
	400., 0.03	
	420., 0.06	
	445., 0.1	
	500., 0.2	



5.5 INTERPRETACE VYHODNOCOVÁNÍ

Jak již bylo zmíněno výše, zátěžné síly byly stanoveny experimentálně. Z toho důvodů není možné vyhodnocovat napětí a deformace hlavy na základě jejich horního stanoveného limitu. V našem případě bude vyhodnocení založeno na porovnávání centrálních hlav před a během hmotnostní optimalizace. To znamená, že redukované napětí a plastické deformace u optimalizované hlavy musí být stejné, nebo nižší než u hlavy současné. Redukované napětí i plastické deformace budou porovnávány na základě barevných map. Horní hodnota barevné stupnice pro redukované napětí je nastavena manuálně na hodnotu 320 MPa. Horní hranicí povolené plastické deformace je R_p 0,2 % původní délky.

5.5.1 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Ve výpočtovém programu (Abaqus), který je použitý pro řešení optimalizace, jsou výsledné napěťové účinky reprezentovány napětím von-Mises. Je to ekvivalentní podmínka k podmínce HMH (Hencky, Mises, Huber). Jedná se o tzv. redukované napětí, které je důležitým údajem pro posouzení konstrukce vzhledem k meznímu stavu pružnosti. [27]

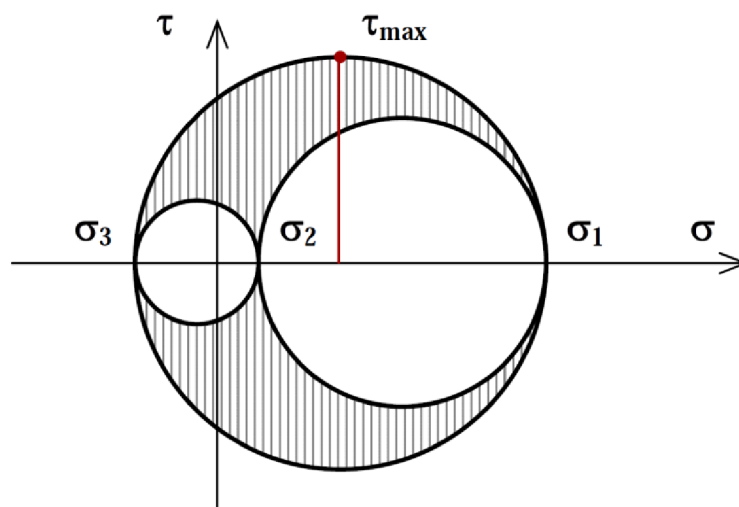
Podmínka plasticity HMH pro obecnou napjatost (určeno hl. napětí $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$):

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \quad [27]$$

Kde:

- σ_K [MPa] - mez kluzu
- σ_1 [MPa] - hlavní napětí (maximální hodnota)
- σ_2 [MPa] - hlavní napětí (střední hodnota)
- σ_3 [MPa] - hlavní napětí (minimální hodnota)

Tato jednotlivá napětí lze také zobrazit pomocí Mohrovy kružnice v tzv. Mohrově rovině, jak je zobrazeno na obr. 30. V této rovině se vynášejí tahová a tlaková napětí do horizontální osy a napětí smyková do osy vertikální. [27]



Obr. 30 Zakreslení hlavních napětí v Mohrově kružnici (obecný případ)[27]

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \quad [27]$$

kde:

σ_{red} [MPa] - redukované napětí

Na základě těchto dvou rovnic se podmínka plasticity omezí na výraz:

$$\sigma_{red} = \sigma_K$$

Výhodou podmínky plasticity HMM je vztah pro redukované napětí, které lze odvodit přímo pro složky napětí v obecném souřadnicovém systému ve tvaru, který znázorňuje následující vzorec. [27]

Obecný vztah pro určení redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]} \quad [27]$$

kde:

σ_x [MPa] - normálové napětí ve směru osy x

σ_y [MPa] - normálové napětí ve směru osy y

σ_z [MPa] - normálové napětí ve směru osy z



τ_{xy} [MPa] - tečné napětí v rovině xy

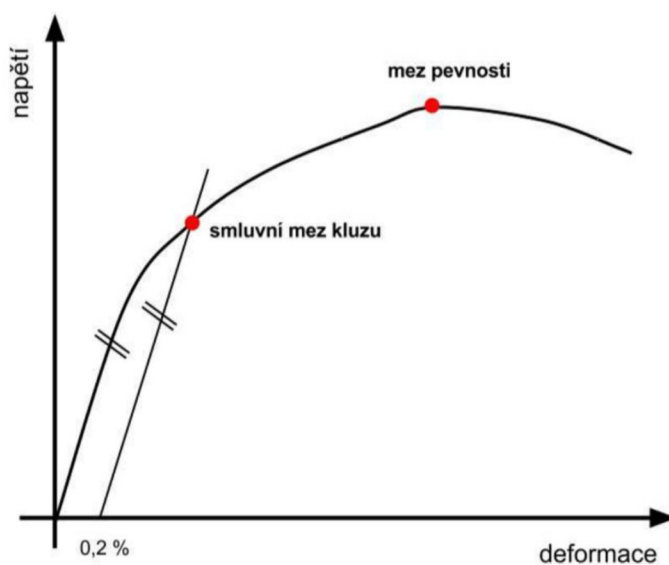
τ_{yz} [MPa] - tečné napětí v rovině yz

τ_{xz} [MPa] - tečné napětí v rovině xz

Z výše uvedených vztahů lze stanovit tzv. součinitel bezpečnosti, který je základním ukazatelem, v jakém stavu zatížení se konstrukce nachází. V našem případě není nutné tento koeficient stanovovat a to z toho důvodu, že barevné mapy redukovaného napětí nového a současného designu budou porovnávány mezi sebou.

5.5.2 PLASTICKÉ DEFORMACE

Při zkoušení některých materiálů nedochází při dosažení horní meze kluzu ke krátkodobému poklesu napětí (na dolní mez kluzu), ale napětí se dále zvyšuje nebo zůstává konstantní. V takovémto případě je mez kluzu stanovena smluvně. Smluvní mez kluzu R_p je stanovena z tahového diagramu pomocí přímky rovnoběžné s lineární částí diagramu ve vzdálenosti, která odpovídá předepsané hodnotě plastické deformace (např. 0,2 % původní délky). Zatížení odpovídající smluvní mezi kluzu je dáno průsečíkem přímky a křivky diagramu. [26]



Obr. 31 Tahový diagram s nevyraznou mezí kluzu R_p 0,2 % [26]



6 VÝPOČET A HMOTNOSTNÍ OPTIMALIZACE DESIGNU

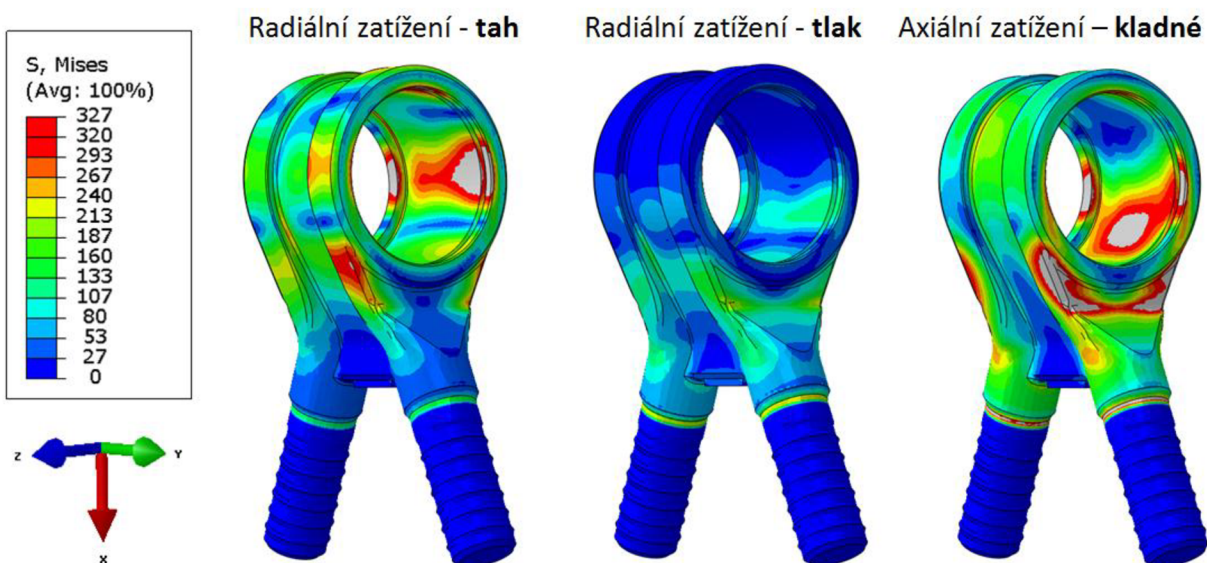
Tato kapitola je zaměřena na analýzu těla centrální hlavy a navržení nového designu vycházejícího ze současného stavu. Tělo centrální hlavy je průběžně upravováno v CAD programu. Každá nová smyčka vychází z předchozí MKP analýzy počínaje ověřením současného stavu hlavy. Hmotnostní optimalizace probíhá do stavu, kdy už není možné redukovat hmotnost na úkor pevnosti.

6.1 SOUČASNÝ STAV

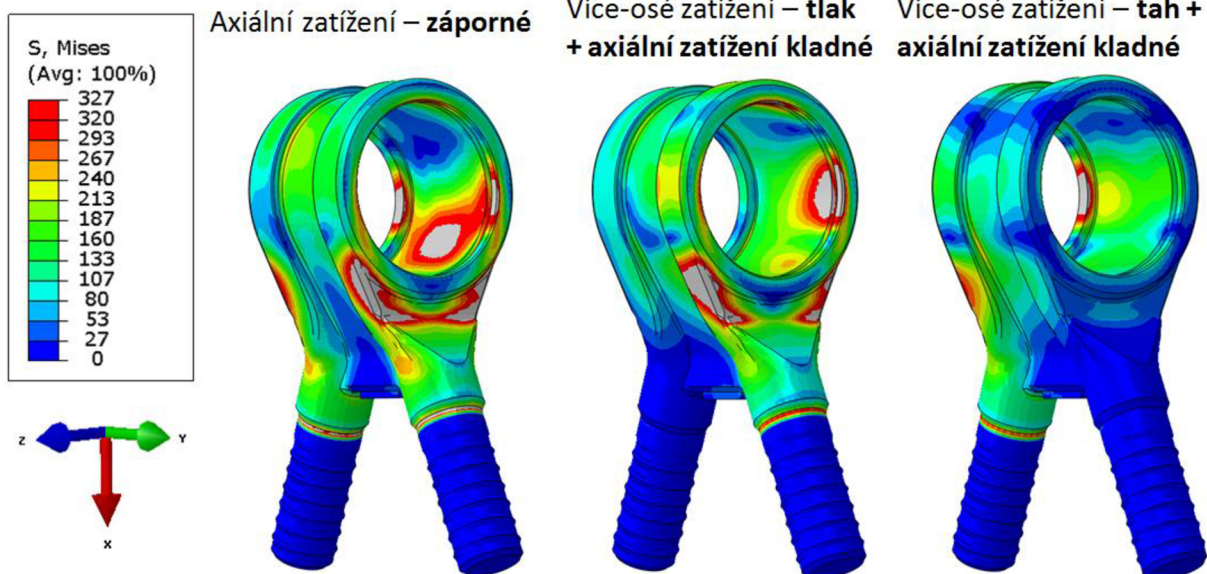
Pro první kroky hmotnostní optimalizace je nutné znát stav redukováného napětí a plastických deformací současného designu. Proto první analýza je zaměřena na stávající verzi hlavy. Na základě této analýzy dojde k zhodnocení současného designu a následnému návrhu oblastí k optimalizaci.

6.1.1 ZHODNOCENÍ SOUČASNÉHO DESIGNU

Pomocí metody konečných prvků byla provedena analýza současného designu těla centrální hlavy. Na základě barevných map (Obr. 32, 33, 34, 35) byly analyzovány problémové oblasti, kde dochází k vyššímu materiálovému napětí a plastickým deformacím při mnou experimentálně stanovených zatíženích. Horní hodnota pro barevnou stupnici je nastavena manuálně na σ_{max} 320MPa. Z obrázků je zřejmé, že nejvíce namáhaná a tím i kritická oblast se nachází v přechodu mezi dutinou a dříky. Další namáhanou oblastí je dutina. Zde je ale důležité podotknout, že vazba může mít vliv na výsledné napětí v hlavě. Naopak oblast mezi dříky je namáhána minimálně a její vliv na celkovou pevnost hlavy je zanedbatelný.



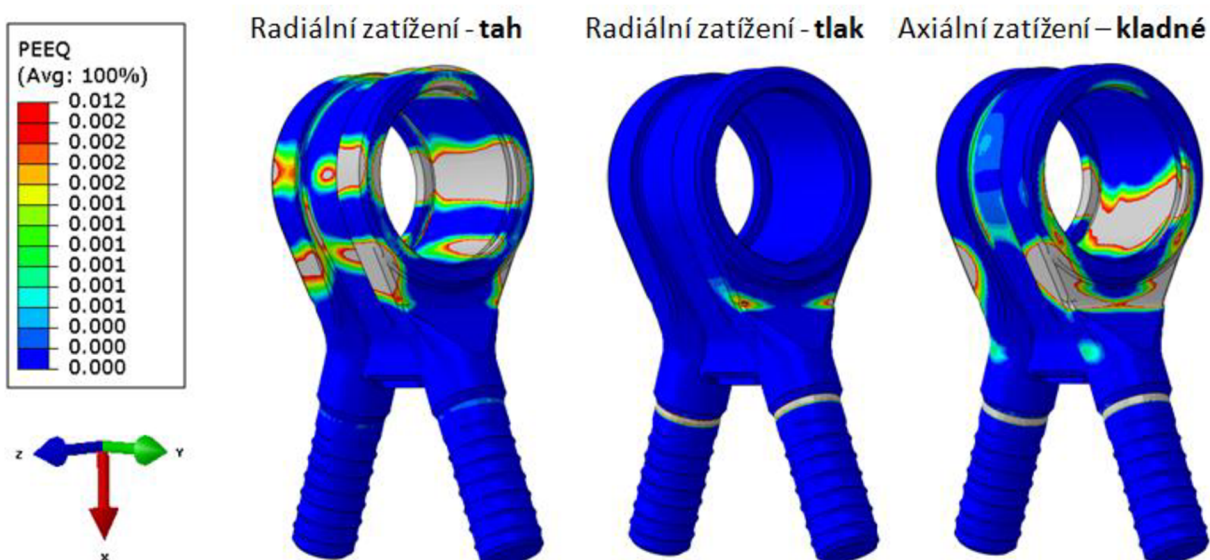
Obr. 32 Redukované napětí současné centrální hlavy



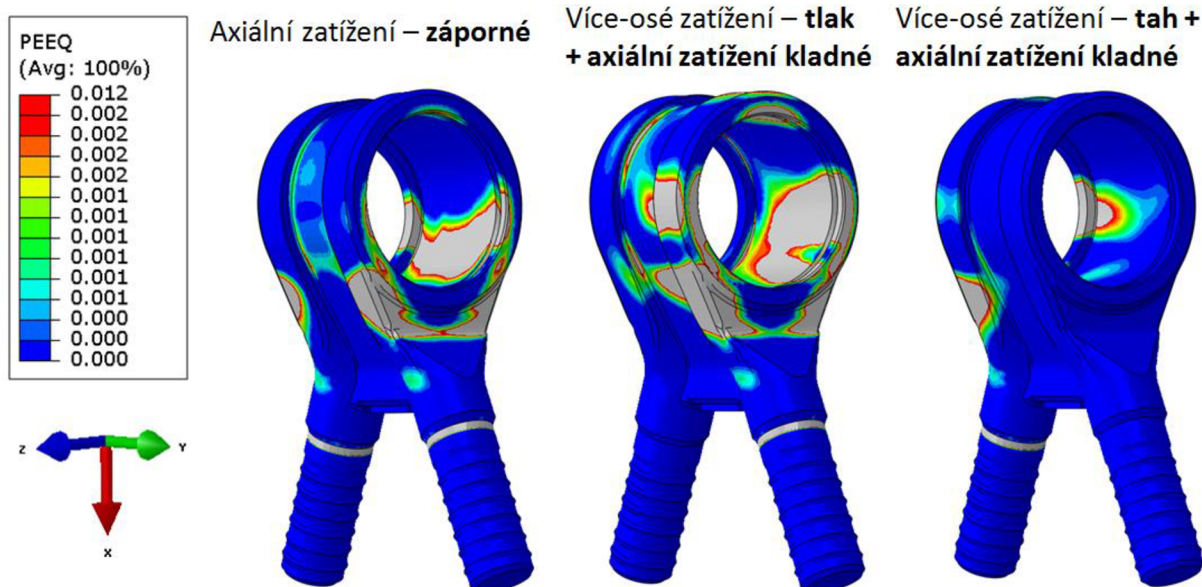
Obr. 33 Redukované napětí současné centrální hlavy

Plastické deformace těla centrální hlavy

Oblasti plastických deformací jsou téměř stejné v porovnání s materiálovým napětím. Za nekritičtější oblast lze považovat přechodovou část z dutiny do dřívku a samotnou dutinu. Prostor mezi dřívky je bez jakých kolik plastických deformací. Horní hranicí povolené plastické deformace je $R_p 0,2 \%$ původní délky.



Obr. 34 Plastické deformace současné centrální hlavy



Obr. 35 Plastické deformace současné centrální hlavy

6.1.2 DEFINICE OBLASTÍ K OPTIMALIZACI

Vhodnými oblastmi k hmotnostní redukci jsou ty, kde vznikají minimální, nebo žádné redukované napětí a plastické deformace. V těchto místech je možné redukovat objem materiálu. Naopak oblasti s vyšším materiálovým napětím a plastickou deformací musí být navyšovány materiálem ke zvýšení pevnosti. Z barevných map je zřejmé, že výrazná oblast k redukci materiálu se nachází mezi dříky. V této oblasti totiž nevznikají téměř žádná napětí ani deformace. Kdežto v přechodu z dutiny do dříku jsou napětí a deformace vyšší a tato oblast by měla být zesilována. Další výrazněji namáhanou oblastí jsou části dutiny pro pogumovaný čep. Velikost dutiny musí být zachována, a proto by měla být modifikace designu soustředěna pouze na vnějšek hlavy.

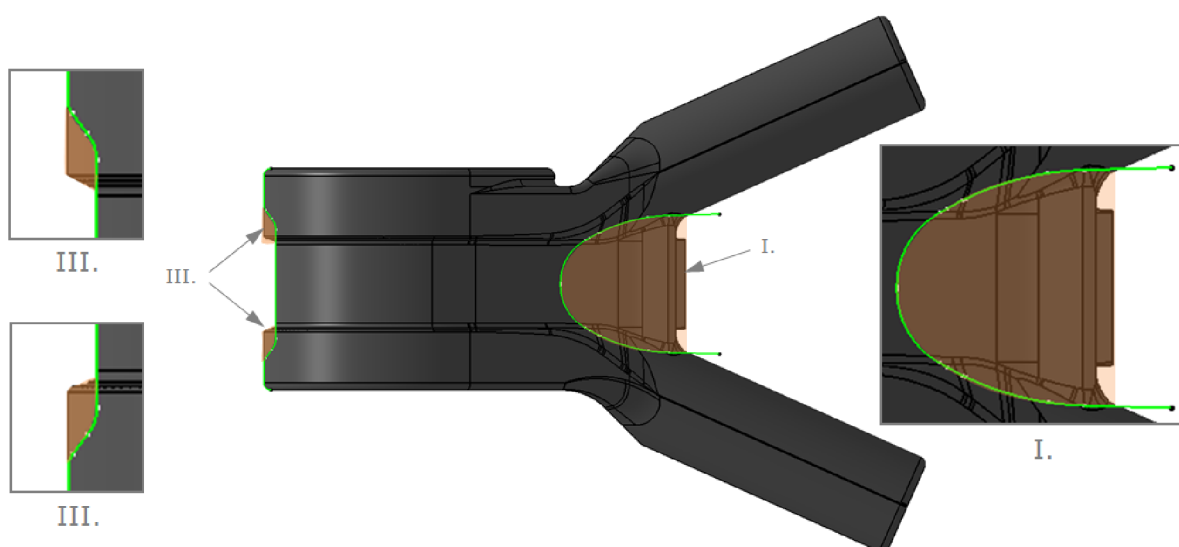
6.2 POSTUP PŘI OPTIMALIZACI

Na základě analýzy současného těla centrální hlavy byly definovány tři základní oblasti k optimalizaci designu. První definovanou oblastí byl přechod z dutiny do dříku. Druhá oblast byla zaměřena na redukci materiálu mezi dříky a třetí oblast byla soustředěna na vnějšek dutiny. Toto jsou tři oblasti těla centrální hlavy, na které bude optimalizace zaměřena. První smyčka analýzy bude tedy hrubý návrh vycházející z analýzy současné hlavy. V dalších optimalizačních smyčkách budou upravovány různá zaoblení a úkopy k dosažení co nejlepšího výsledku.



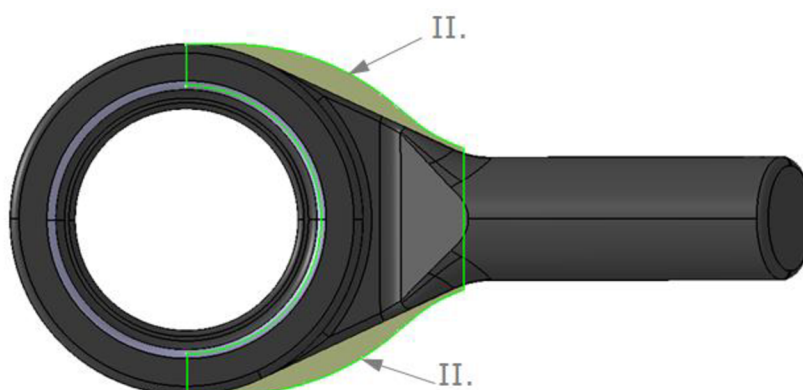
6.2.1 OPTIMALIZACE DESIGNU

Z analýzy současného designu byly vybrány výše zmíněné oblasti k optimalizaci těla centrální hlavy. První oblast pro redukci hmotnosti je zobrazena na obr. 36/I. V této oblasti mezi dříčky jsou zjištěny nejnižší napětí a deformace, a tudíž toto místo je vhodné k redukci materiálu. Oblast s označením (Obr. 36/III) je také vhodná k drobné redukci hmotnosti a zaoblení ostrých hran. V obou zmíněných místech nevznikají žádná namáhání materiálu ani plastické deformace, které by přesahovaly stanovené limity.



Obr. 36 Návrh oblastí k redukci materiálu

U oblastí označené na obr. 37/II nebude docházet k redukci materiálu, naopak zde bude materiál přidáván ke zvýšení pevnosti těla centrální hlavy. Zesílení této oblasti vychází z analýzy současného stavu centrální hlavy, kde je oblast mezi dutinou a dříčky nejkritičtější, a tudíž je nutné toto místo vyztužit.

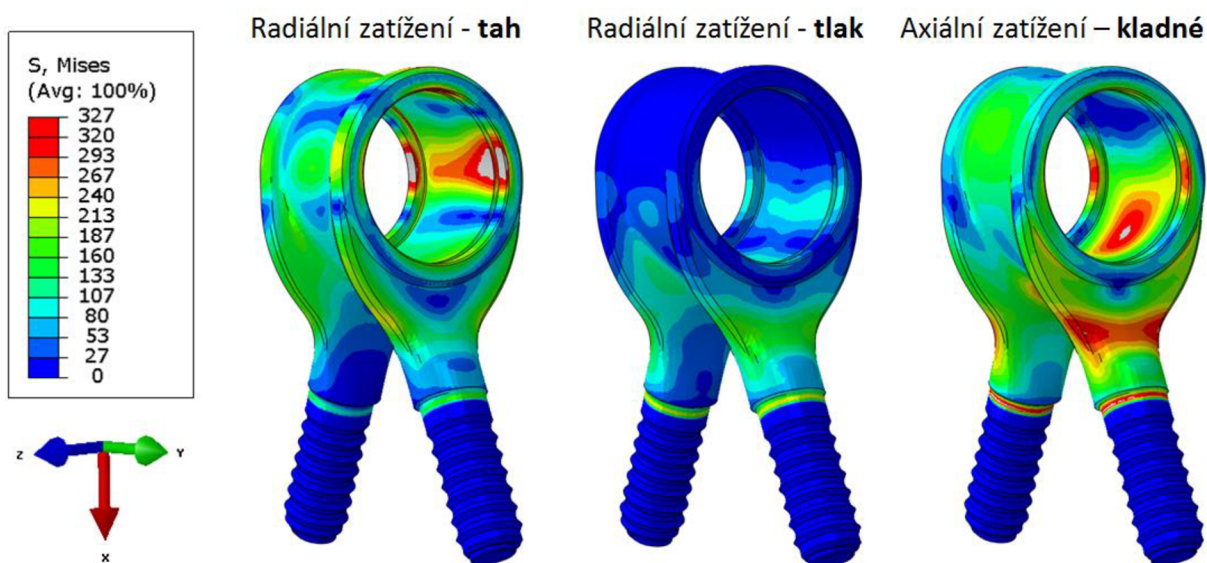


Obr. 37 Návrh oblastí k optimalizaci

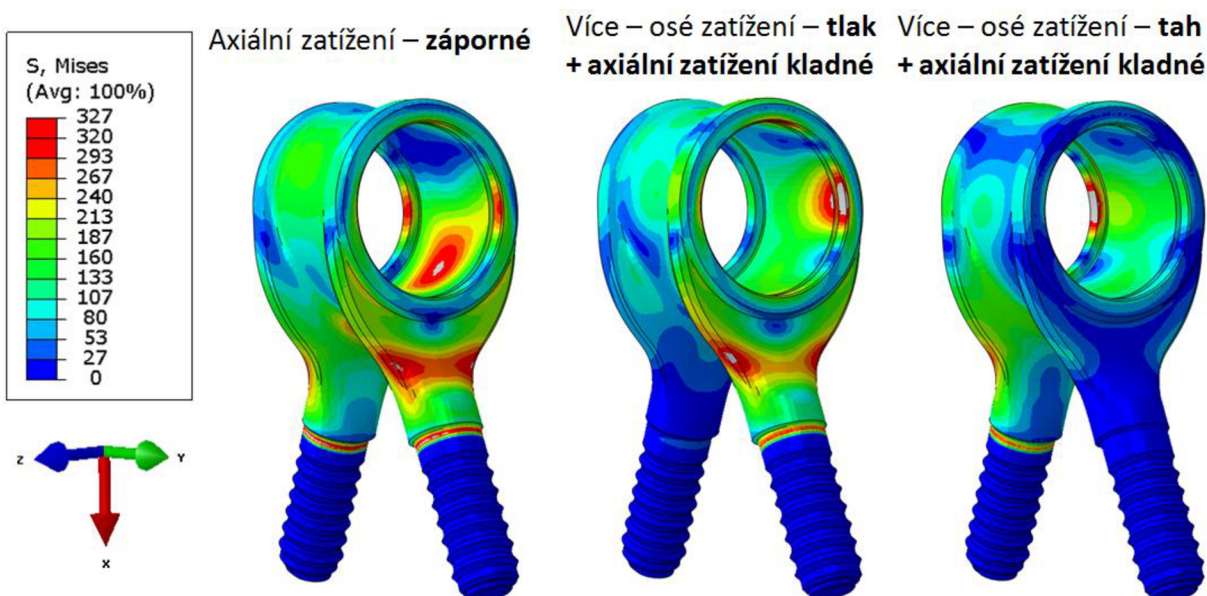


6.2.2 MKP ANALÝZA OPTIMALIZOVANÉHO DESIGNU

Pomocí MKP byla provedena analýza optimalizovaného designu těla centrální hlavy. Bylo provedeno několik optimalizačních smyček k dosažení co nejlepšího výsledku redukce hmotnosti. Na obr. 38, 39, 40 41 jsou zobrazeny výsledky analýzy vycházející z optimalizačních smyček. Horní hodnota pro barevnou stupnici maximálního napětí byla nastavena stejně jako u současného designu na hodnotu σ_{max} 320 MPa. Je také důležité podotknout, že cílem bylo snížit hmotnost při dosažení stejného nebo nižšího materiálového napětí a plastických deformací v porovnání se současnou centrální hlavou.



Obr. 38 Redukované napětí optimalizované centrální hlavy

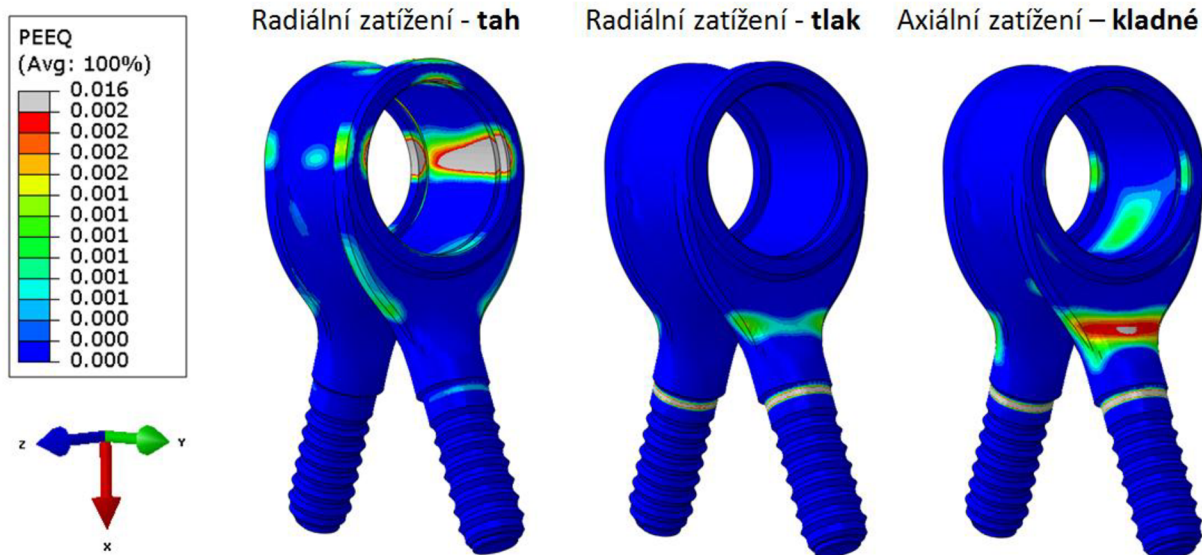


Obr. 39 Redukované napětí optimalizované centrální hlavy

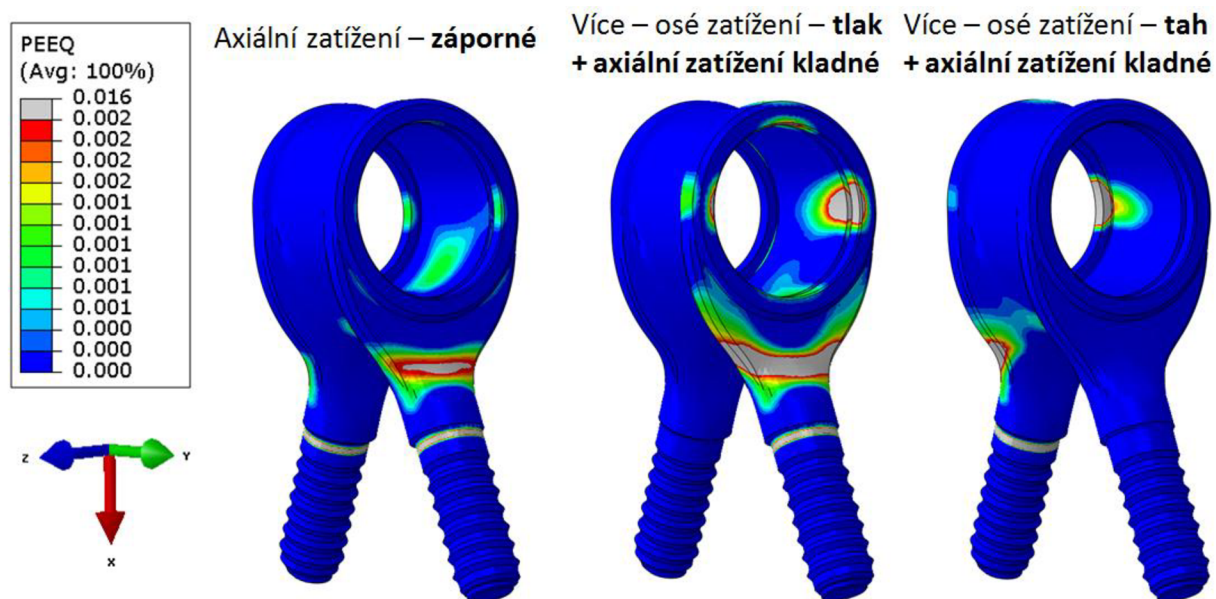


Plastické deformace těla centrální hlavy

Oblasti plastických deformací jsou téměř stejné v porovnání s materiálovým napětím. Horní hranici povolené plastické deformace je R_p 0,2 % původní délky.



Obr. 40 Plastické deformace optimalizované centrální hlavy



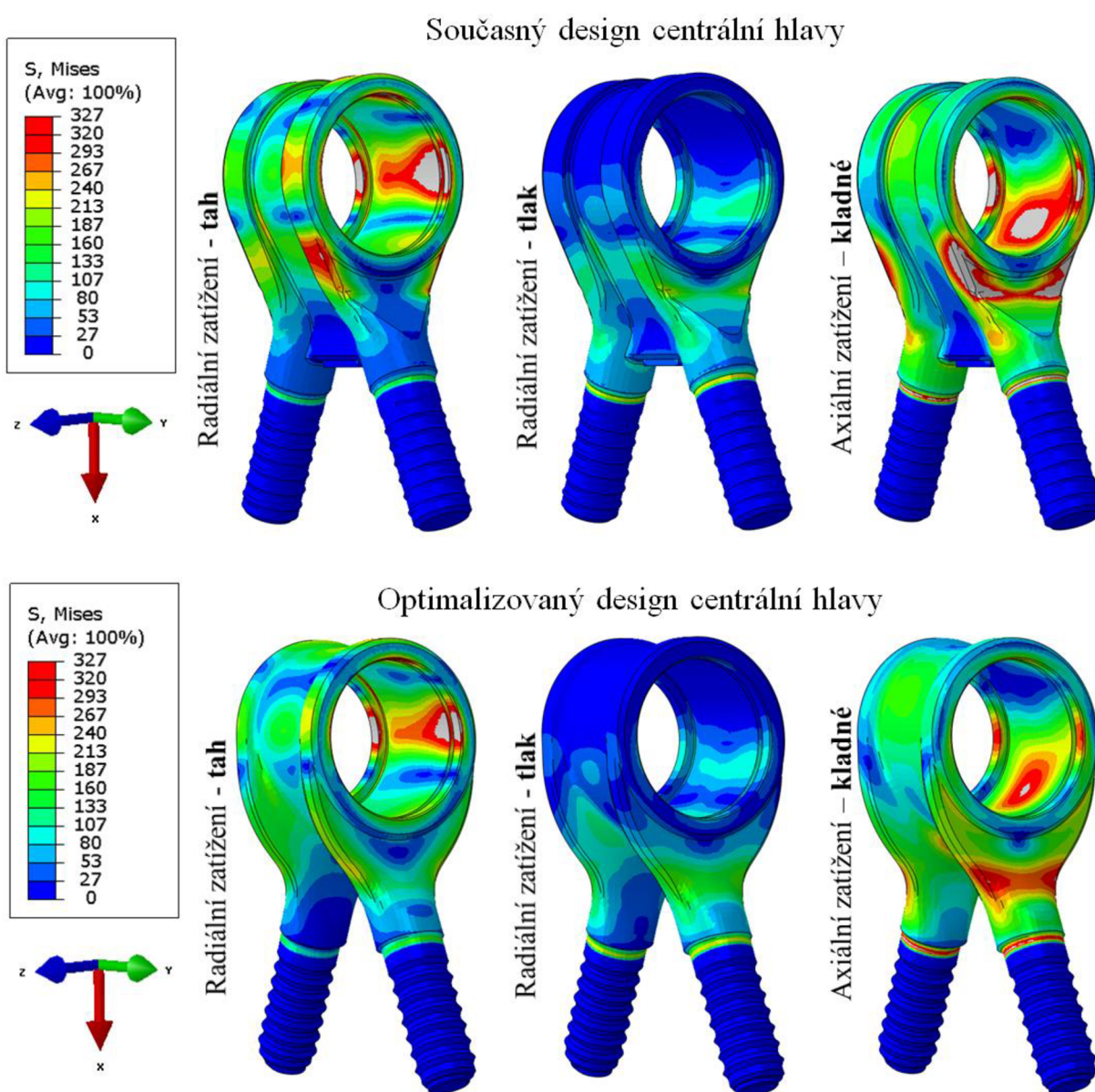
Obr. 41 Plastické deformace optimalizované centrální hlavy



6.2.4 POROVNÁNÍ SOUČASNÉHO A OPTIMALIZOVANÉHO DESIGNU

Porovnání je rozděleno na vyhodnocení redukovaného napětí a plastických deformací před a po hmotnostní optimalizaci. Na následujících obrázcích 42, 43, 44, 45 je porovnán současný design hlavy s optimalizovaným designem. Jak bylo zmíněno výše, horní hodnota pro barevnou stupnici materiálového napětí byla nastavena manuálně na hodnotu σ_{max} 320 MPa. Z porovnání hlav je zřejmé, že nový design má nižší materiálová napětí při snížené hmotnosti. U nového designu byly téměř odstraněny oblasti přesahující horní limit redukovaného napětí. Z toho vyplývá, že nový design hlavy je lepší než design současný.

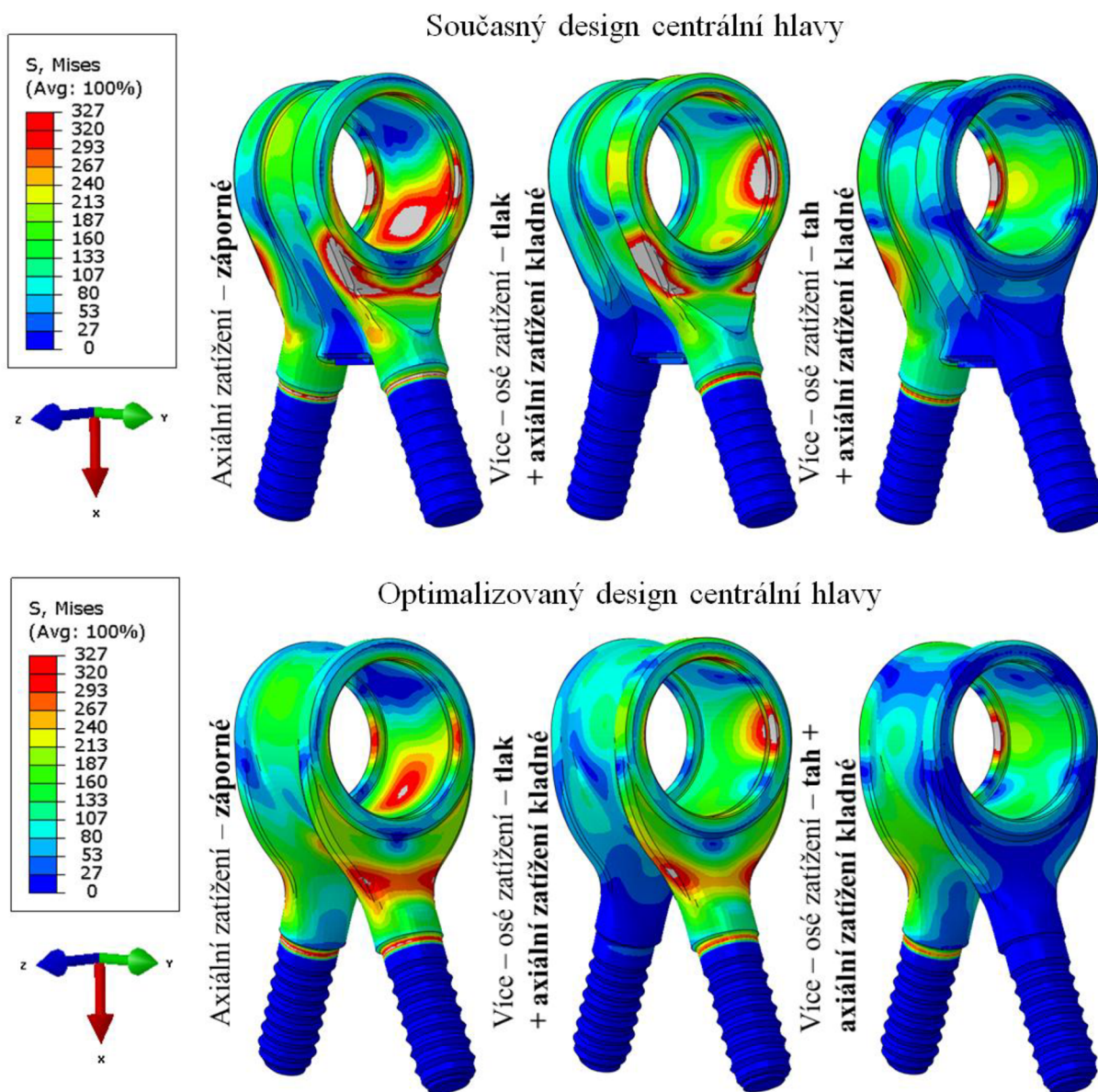
Porovnání redukovaného napětí centrálních hlav



Obr. 42 Porovnání redukovaného napětí současné a optimalizované centrální hlavy



Porovnání redukovaného napětí centrálních hlav

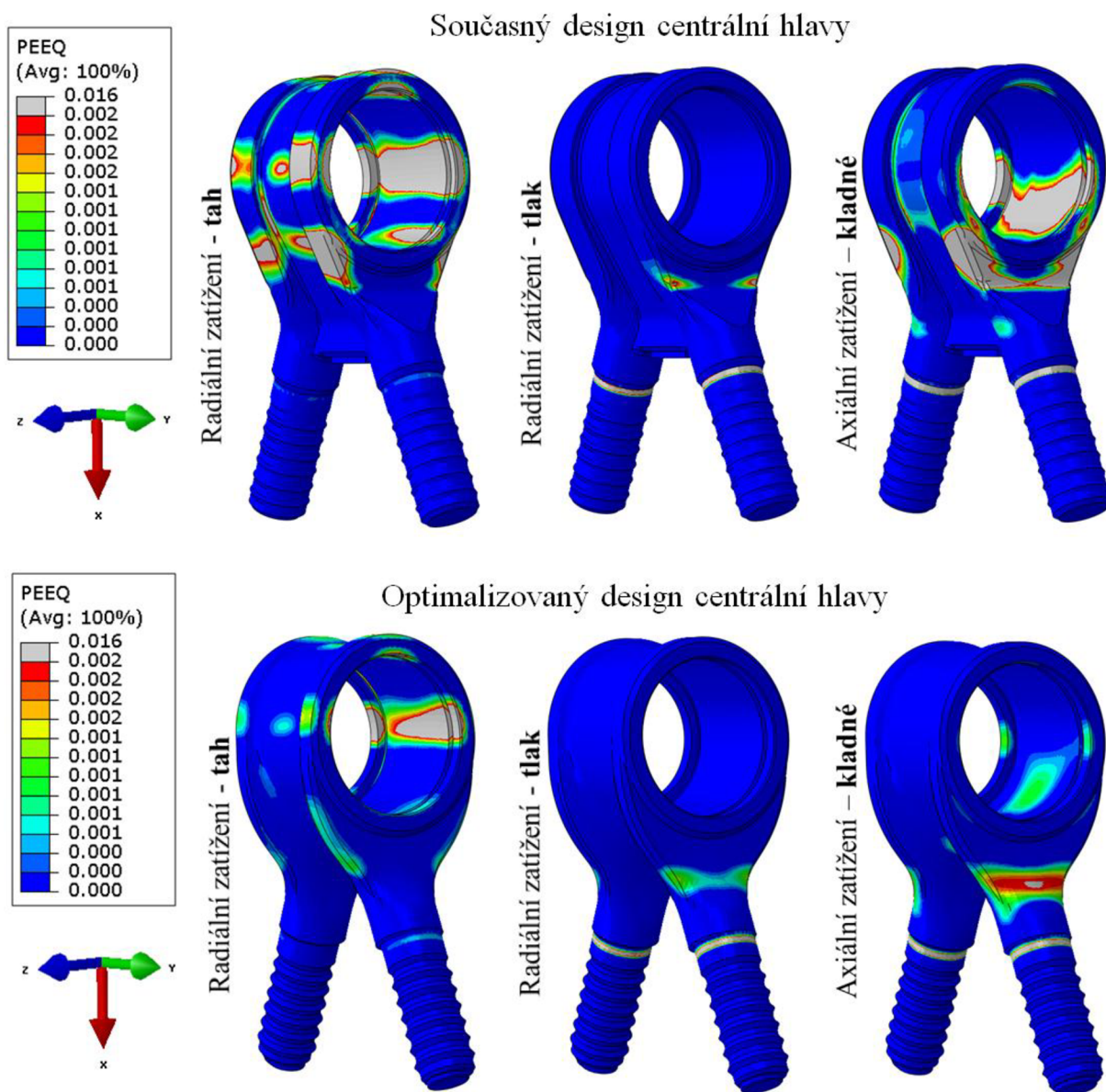


Obr. 43 Porovnání redukovaného napětí současné a optimalizované centrální hlavy

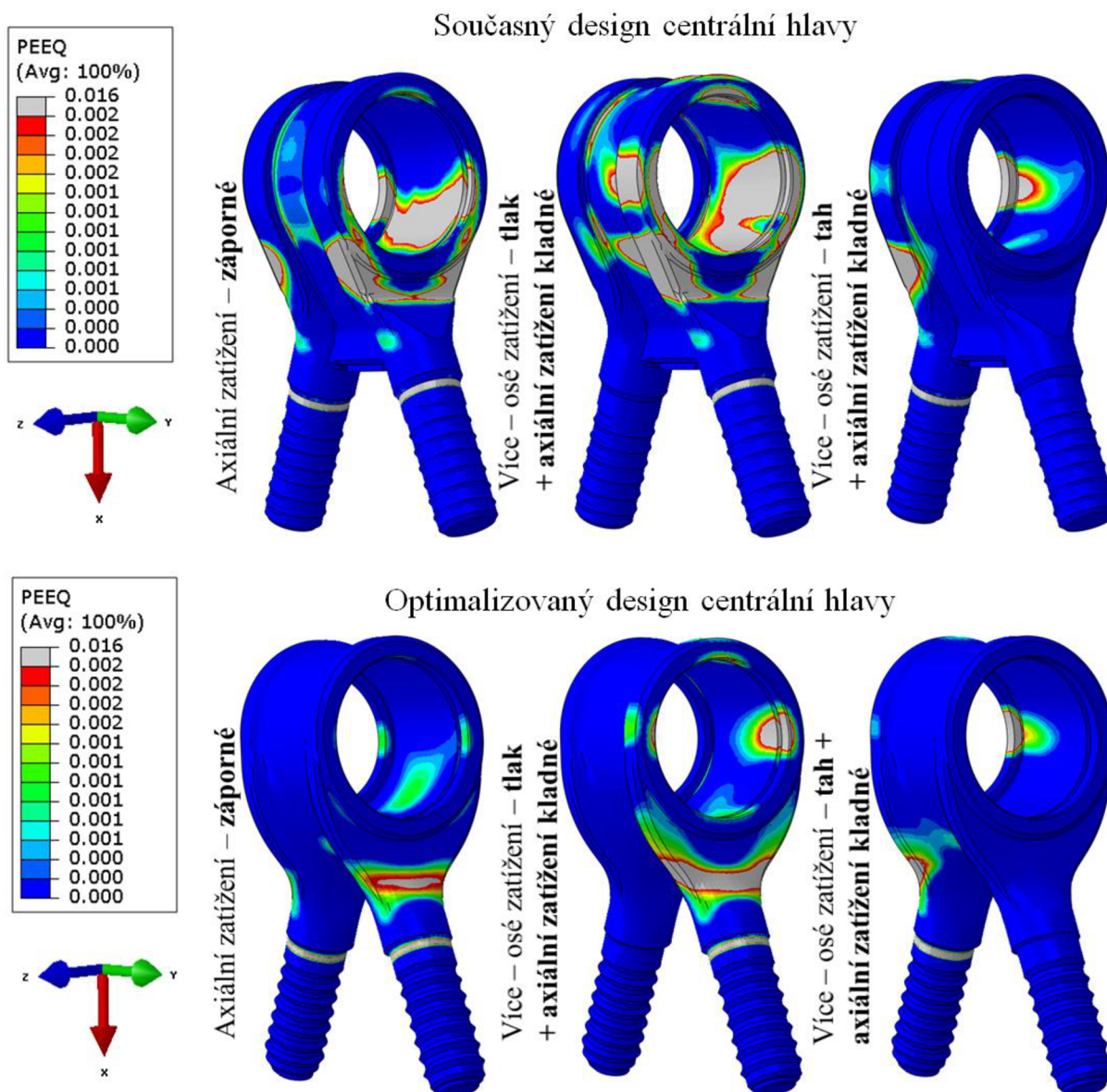


Porovnání plastických deformací centrálních hlav

Horní hranicí povolené plastické deformace je R_p 0,2 % původní délky. Stejně jako při vyhodnocení materiálového napětí je velikost plastických deformací snížena, nebo úplně odstraněna. Z toho vyplývá dle plastických deformací, že nový design hlavy je při snížené hmotnosti lepší než design současný.



Obr. 44 Porovnání plastické deformace současné a optimalizované centrální hlavy



Obr. 45 Porovnání plastické deformace současné a optimalizované centrální hlavy

6.3 KONEČNÝ STAV

V našem případě se konečným stavem rozumí fáze, kdy už nebylo možné redukovat hmotnost na úkor pevnosti. Během několika optimalizačních smyček byla provedena maximální možnost redukce hmotnosti. Napětí a deformace optimalizovaného designu jsou nižší při redukci hmotnosti o 1,02 kg než napětí a deformace současného designu hlavy. Optimalizací bylo docíleno zredukování hmoty mezi dříky, rozšíření přechodové oblasti z dutiny do dříků a úpravy vnější části dutiny.

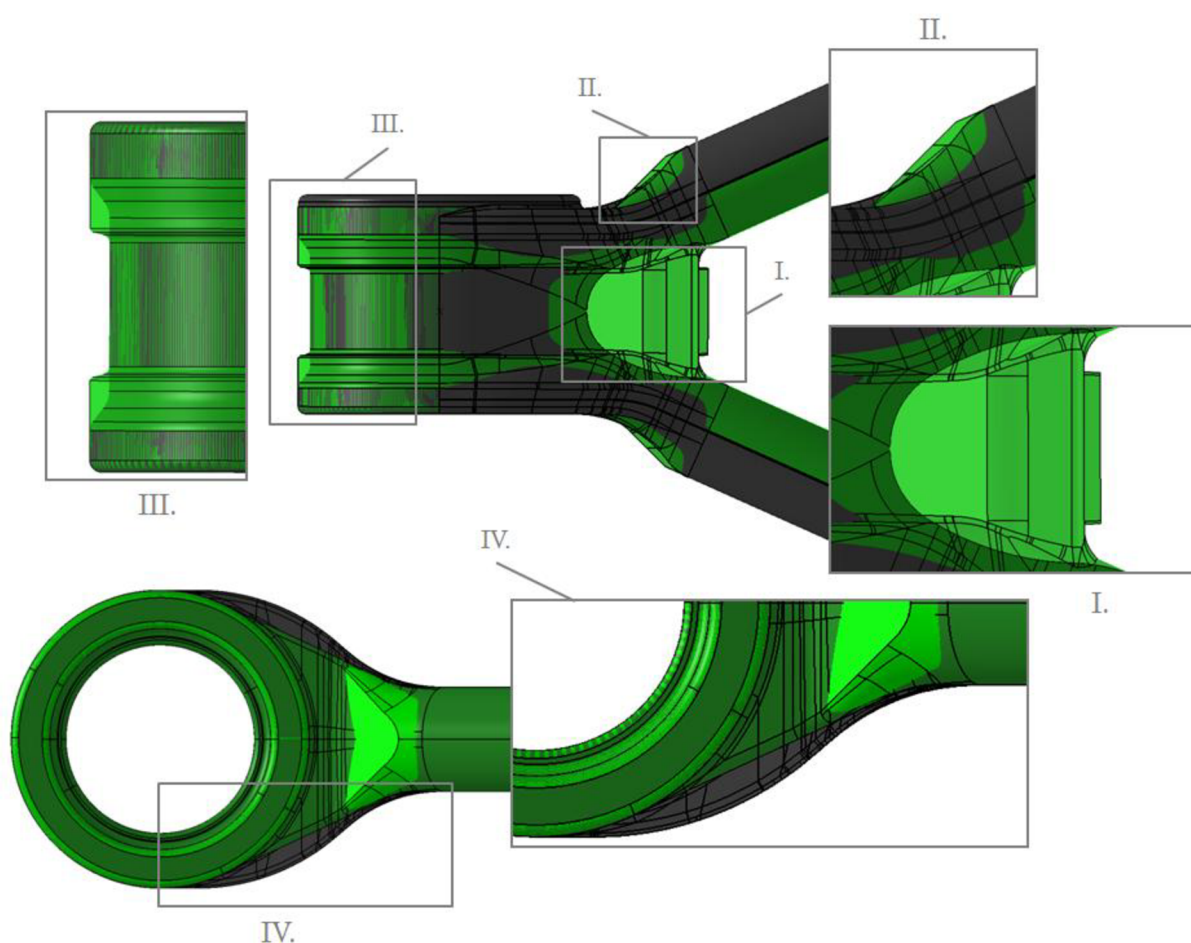


7 KONSTRUKČNÍ, TECHNOLOGICKÉ A EKONOMICKÉ SHRNUÍ

V této kapitole je zhodnocena úspěšnost optimalizace a její přínosy. Je nutné podotknout, že nebyl kladen důraz pouze na snížení hmotnosti těla centrální hlavy, ale také na konstrukční provedení, vyrobiteľnost, technologii lití a obrábění.

7.1 KONSTRUKČNÍ SHRNUÍ

Tělo centrální hlavy bylo navrženo a analyzováno metodou konečných prvků několika optimalizačními smyčkami. Nový optimalizovaný design ve srovnání s designem původním na obr. 46 má lepší rozložení napětí a plastických deformací při snížené hmotnosti. Nejvýznamnější oblastí pro redukci hmoty byla oblast mezi dříky, která měla minimální vliv na pevnost celého dílu. Pro lepší rozložení napětí a tím i zvýšení celkové pevnosti, byl rozšířen přechod mezi dutinou a dříky. Změna designu nemá vliv na tzv. připojovací body, a tudíž nově optimalizované tělo centrální hlavy je plně nahraditelné za hlavu současného designu.

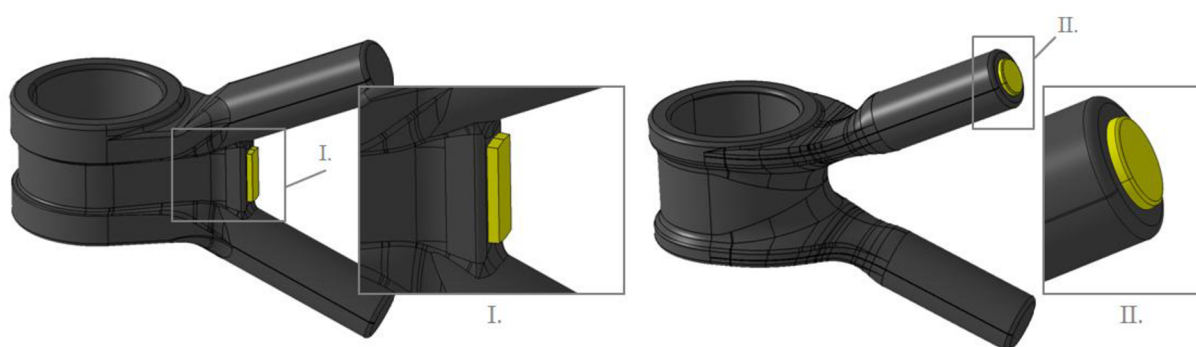


Obr. 46 Porovnání současného a optimalizovaného designu



7.2 TECHNOLOGICKÉ SHRNUÍ

Redukcí materiálu v oblasti mezi dříky muselo dojít ke změně místa vtoku materiálu při lití. Nový vtok byl umístěn do osy jednoho z dříků (Obr. 47/II.), jelikož původní umístění bylo zvoleno mezi dříky (Obr. 47/I.) a navyšovalo hmotnost. Změna vtokové oblasti byla konzultována oddělením technologie a odsouhlasena dodavatelem. Nová oblast vtoku nemá vliv na upínání těla centrální hlavy a ani na její obrábění. Vtok bude ukryt v trubce spojující centrální hlavu s hlavou krajovou. Velikost obráběné dutiny a tvar tzv. vlnoců na dřících zůstává beze změn. Dělicí rovina centrální hlavy je rovněž ponechána bez jakýchkoliv tvarových úprav.



Obr. 47 Oblasti vtoku pro lití materiálu



7.3 EKONOMICKÉ SHRNUÍ

Tato část kapitoly je zaměřena na vyhodnocení úspor hmotnostní optimalizace. Jedná se zejména o vyhodnocení finančních úspor surového neobrobeného těla centrální hlavy. Úspora byla kalkulována při současné ceně jednoho kilogramu litiny GJS-500-7 v hodnotě 9,80 Kč. Následující tabulka ukazuje náklady na hlavu před a po hmotnostní optimalizaci a výslednou úsporu za jeden kus.

Tab. 3 Hmotnostní a cenová úspora za jeden kus

Tělo centrální hlavy	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
Před hmotnostní optimalizací	7,10	69,59
Po hmotnostní optimalizaci	6,08	59,58
Úspora za jeden kus	1,02	10,01

Při vývoji nového produktu je také nutné kalkulovat pořizovací náklady na výrobu nové formy. Pořizovací náklady na novou čtyř-otiskovou formu činí 1 092 000 Kč. Předpokládaný roční objem centrálních hlav se pohybuje okolo 200 000 kusů. To znamená, že měsíční produkce centrálních hlav se pohybuje okolo 17 000 kusů a čtvrtletně až 65 000 kusů hlav. V následující tabulce jsou kalkulovány předpokládané hmotnostní a finanční úpory při již zmíněných objemech. V posledním sloupci jsou vyčísleny úpory se započítanými náklady na čtyř-otiskovou formu v hodnotě 1 092 000 Kč.

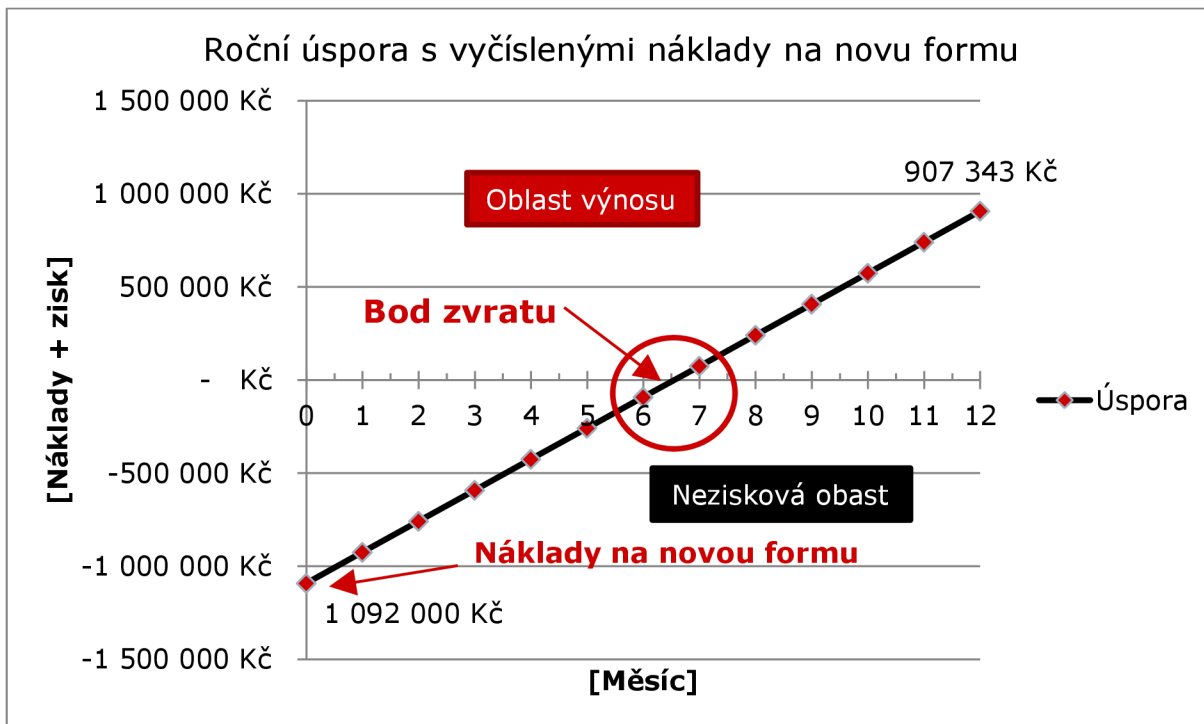
Tab. 4 Přehled úspor v průběhu jednoho roku

Doba [měsíc]	Objem kusů [ks]	Úspora hmotnosti [kg]	Finanční úspora [Kč]	Návratnost za formu [Kč]
1	16 660	17 000	166 612	- 925 388
2	33 330	34 000	333 224	- 758 776
3	50 000	51 000	499 836	- 592 164
4	66 660	68 000	666 448	- 425 552
5	83 330	85 000	833 060	- 258 941
6	100 000	102 000	999 671	- 92 329
7	116 660	119 000	1 166 283	74 283
8	133 330	136 000	1 332 895	240 895
9	150 000	153 000	1 499 507	407 507
10	166 660	170 000	1 666 119	574 119
11	183 330	187 000	1 832 731	740 731
12	200 000	204 000	1 999 343	907 343



V grafu jsou kalkulovány finanční úspory za uspořené materiál v závislosti na nákladech na čtyř-otiskovou formu pro nový design centrální hlavy. Rovnost nákladů a výnosů je tzv. bod zvratu a znamená to, že zisk začíná být vyšší než náklady. Z grafu i tabulky je tedy zřejmé, že návratnost za formu se pohybuje mezi 6.-7. měsícem.

Graf 1 Roční úspora s vyčíslenými náklady na novou formu





ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala redukcí hmotnosti 80-mm centrální hlavy nákladního vozidla. Za pomoci MKP programu byl analyzován současný stav těla centrální hlavy. Na základě analýzy metodou konečných prvků byly navrženy tři nevýznamnější oblasti k optimalizaci. První oblast mezi dříky, druhá oblast v přechodu z dutiny do dříků a třetí oblastí byl vnější dutiny. V oblasti mezi dříky a vnějšku dutiny byl materiál redukován a hmotnost snižována. V přechodu z dutiny do dříků byl naopak materiál z důvodu vyššího materiálového namáhání navyšován. Tyto optimalizační úpravy byly provedeny v CAD programu a následně ověřeny MKP. Tělo centrální hlavy bylo optimalizováno v několika optimalizačních smyčkách a porovnáváno se současným stavem. Optimalizace byla ukončena až tehdy, kdy už nebylo možné snižovat hmotnost na úkor pevnosti těla centrální hlavy.

Z konstrukčního hlediska optimalizovaná hlava je lepší než současný design. Nový design při snížené hmotnosti, nižších napětích a plastických deformacích přenesl stejná zatížení jako design současný. Připojovací body zůstaly nezměněny, a tudíž je hlava plně nahraditelná za hlavu současnou. Technologickou změnou musela projít oblast vtoku pro lití materiálu do formy. Původně byl vtok umístěn mezi dříky centrální hlavy. Nyní je vtok po konzultaci s dodavatelem umístěn do osy jednoho z dříků. Po ekonomické stránce je redukce hmotnosti centrální hlavy považována za zdařilou, neboť bylo uspořeno 1,02 kg materiálu na jedné hlavě. Tímto způsobem je možné optimalizovat další velikosti centrálních hlav a docílit tak vysokých úspor.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] STONE, Richard. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999.
- [2] SKOTSKY, Alexander A. *Automotive Engines*. Springer Verlag, 2009, ISBN 978-3-642-00163-5.
- [3] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 6. vyd. Brno: AVID, 2010. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9.
- [5] HUBÁČEK, J. *Rám malosériového sportovního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.
- [6] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*: 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8757-2.
- [7] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [8] Autolexicon. SAJDL, Jan. *Zavěšení kol* [online]. [cit. 2016-02-28]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>
- [9] Automobilrevue. OLŠANSKÝ, Milan. *Tatra - Tatrovácka koncepce* [online]. [cit. 2016-02-28]. Dostupné z: http://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/tatra-tatrovacka-koncepce_39505.html
- [10] MERCEDES-BENZ. *Žebřinový rám* [online]. [cit. 2016-02-28]. Dostupné z: <https://www.mercedes-benz.com>
- [11] Liaz na vždy. *Stručný úvod do konstrukce nákladního automobilu, díl 1*. [online]. 2012 [cit. 2016-02-28]. Dostupné z: <http://www.liaznavzdy.cz/nedtrans/konstrukce1.php>
- [12] Tatra. *Tatrovácká koncepce* [online]. [cit. 2016-02-28]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>
- [13] AKAR TOOLS LTD. *Leaf Spring* [online]. [cit. 2016-02-28]. Dostupné z: <http://www.akartoolsltd.com/products/leaf-springs/multi-leaf-spring.html>



- [14] Mercedes-benz. *Rear Axles* [online]. [cit. 2016-02-28].
Dostupné z: http://www2.mercedes-benz.co.uk/content/unitedkingdom/mpc/mpc_unitedkingdom_website/en/home_mpc/truck/home/new_trucks/model_range/new_actros/New_Actros/facts/Driveline/axles.html
- [15] ZF Friedrichshafen AG. *Chassis Components for Trucks* [online]. [cit. 2016-02-28].
Dostupné z:
http://www.zf.com/brands/en_de/lemfoerder/products_lf/trucks_lf/chassis_components_trucks/chassis-components.html
- [16] Siemens PLM Software. *CAD / Computer-Aided Design* [online]. [cit. 2016-02-28].
Dostupné z: http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/plm/cad.shtml
- [17] Computer aided design. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2016 [cit. 2016-02-28]. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Computer_aided_design
- [18] VRBKA, Martin a Michal VEVERKA. *Metoda konečných prvků* [online]. Ústav konstruování [cit. 2016-02-28]. Dostupné z:
http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1_mkp.pdf Přednáška. Vysoké učení v Brně.
- [19] Renault-trucks. *An heavy duty type chassis* [online]. [cit. 2016-02-28].
Dostupné z: <http://www.en.renault-trucks.com/un-chassis-type-poids-lourd/chassis-boulonne-type-poids-lourds.html>
- [20] Metoda konečných prvků. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2016 [cit. 2016-02-28]. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_konečných_prvků
- [21] US FLEET SERVICE. *Air Suspension*. [online]. [cit. 2016-02-28]. Dostupné z:
<http://www.usfleetservice.com/bus-truck-repair-services-ny-long-island/air-suspension-long-island-ny.shtml>
- [22] První nákladní automobil NW. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2016 [cit. 2016-04-12]. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Prvn%C3%AD_n%C3%A1kladn%C3%AD_automobil_NW
- [23] TERRAIN TAMER. *Anti Friction Leaf Springs* [online]. [cit. 2016-02-29].
Dostupné z: <http://www.terrantamer.com/da/4wd-products/suspension/leaf-springs>
- [24] SlideShare. *Automobile suspension system* [online]. [cit. 2016-02-29].
Dostupné z: <http://www.slideshare.net/dnyaneshwarphapale/automobile-suspension-system>



[25] DMG-Lastwagen von 1896. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2016 [cit. 2016-04-12].

Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:DMG-Lastwagen_von_1896.jpg

[26] Střední škola strojírenská a elektrotechnická Brno. *Mechanické zkoušky* [online].

[cit. 2016-05-09]. Dostupné z: http://www.sssebrno.cz/files/ovmt/tahova_zkouska.pdf

[27] BURŠA, Jiří; HORNÍKOVÁ, Jana; JANÍČEK, Přemysl. *Pružnost a pevnost* [online].

První. Brno: Akademické nakladatelství CERM, únor 2003 [cit. 2016-05-09].

Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/texty/p17.pdf> . ISBN: 80-7204-268-8.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

CAD	Computer Aided Design
FEM	Finite Element Method
HMH	Podmínka plasticity vzhledem k meznímu stavu pružnosti
MKP	Metoda konečných prvků

E	[MPa]	modul pružnosti
μ	[-]	Poissonovo číslo
ρ	[g/cm ³]	hustota
σ	[MPa]	obecné napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí zjištěné výpočtem (redukované napětí)
σ_K	[MPa]	mez kluzu
σ_1	[MPa]	hlavní napětí (maximální hodnota)
σ_2	[MPa]	hlavní napětí (střední hodnota)
σ_3	[MPa]	hlavní napětí (minimální hodnota)
σ_x	[MPa]	normálové napětí ve směru osy x
σ_y	[MPa]	normálové napětí ve směru osy y
σ_z	[MPa]	normálové napětí ve směru osy z
τ_{xy}	[MPa]	tečné napětí v rovině xy
τ_{yz}	[MPa]	tečné napětí v rovině yz
τ_{xz}	[MPa]	tečné napětí v rovině xz



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I. Výkres současného designu centrální hlavy	080-0038-262-101
Příloha II. Výkres optimalizovaného designu centrální hlavy	080-0038-017-101