



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

CITLIVOSTNÍ ANALÝZA MKP MODELU NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY

SENSITIVITY ANALYSIS OF FE MODEL OF A CRASH TEST

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Radek Jančář

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Radek Jančář
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D.
Akademický rok:	2023/24

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

Citlivostní analýza MKP modelu nárazové zkoušky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V případě analýzy dopravní nehody se určuje energeticky ekvivalentní rychlost v okamžiku srážky. Tato rychlost závisí mimo jiné i na poddajnosti struktury, která se v případě osobních automobilů zjišťuje nárazovými zkouškami, případně verifikovanými výpočetními modely založenými na metodě konečných prvků (MKP). Existují dostupné MKP modely malého množství osobních automobilů, nicméně tyto modely jsou velmi detailní. Tvorba takových modelů pro vozový park ČR není reálná. Proto by měla vzniknout série MKP analýz s použitím řady zjednodušení, která by dokázala identifikovat právě vliv zjednodušení na výsledky.

Cíle diplomové práce:

Popis a rozbor komplexního MKP modelu nárazové zkoušky vybraného osobního automobilu.
Zjednodušení MKP modelu pro stanovení jejich vlivu na výsledky.
Zhodnocení výsledků.

Seznam doporučené literatury:

Mass Reduction for Light-Duty Vehicles for Model Years 2017–2025: DOT HS 811 666. NHTSA, August 2012.

BOIS, Paul Du, Clifford C. CHOU, Bahig B. FILETA, Tawfik B. KHALIL, Albert I. KING, Hikmat F. MAHMOOD, Harold J. MERTZ a Jac Wismans. Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection. Michigan: American Iron and Steel Institute, 2004.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Deformace vozidla v důsledku nehody slouží jako vstupní údaj pro stanovení srážkové rychlosti vozidla pro účely znaleckého posudku. Jedna z možností výpočtu srážkové rychlosti je skrze verifikovaný konečno-prvkový model (MKP) nárazu vozidla. Vytvoření takového konečno-prvkového modelu je ovšem mimořádně časově i finančně náročné. Takový model obsahuje řadu zásadních zjednodušení, která lze bez předchozích zkušeností jen obtížně odhalit. Naštěstí existuje několik volně dostupných detailních MKP modelů, které byly ověřeny skutečnými testy. Právě na nich je možné zkoumat vliv různých způsobů modelování na pozorované parametry, jako je celková deformace nebo celková tuhost vozidla. Tato práce se zabývá vlivem podrobnosti geometrické rozlišovací úrovně, parametrů modelů materiálů a nastavení okrajových podmínek pro MKP model vozidla Chevrolet Silverado 1500, modelový rok 2014.

KLÍČOVÁ SLOVA

metoda konečných prvků, simulace nehody, deformace vozidla, odolnost proti nárazu, energeticky ekvivalentní rychlost

ABSTRACT

The deformation of the vehicle as a result of the accident serves as the input for determining the impact speed for the purposes of the expert report. One possibility of calculating the impact speed is by means of a verified finite element analysis (FEA) of the vehicle impact. However, to develop such a sufficiently accurate finite element model requires a significant financial and time investment. Such a model contains a number of key simplifications that are difficult to detect without prior experience. Fortunately, there are at least a few freely available detailed finite element (FE) vehicle models that have been experimentally verified. On these it is possible to investigate the effect of different modelling methods on observed parameters such as overall deformation or overall vehicle stiffness. Specifically, this thesis investigates the effect of geometric resolution level details, material model parameters, and boundary condition settings for the FE model of the Chevrolet Silverado 1500, model year 2014.

KEYWORDS

finite element analysis, crash simulation, vehicle deformation, crashworthiness, energy equivalent speed

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Jančář, R. *Citlivostní analýza MKP modelu nárazové zkoušky*. Brno, 2024. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Jozef Dlugoš. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/154044>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jozefa Dlugoše, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2024

.....

Bc. Radek Jančář

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Jozefu Dlugošovi, Ph.D. za cenné rady a trpělivou pomoc při vedení této diplomové práce. Rád bych poděkoval také své manželce za neustálou podporu a motivaci. Děkuji také své rodině a přátelům za pomoc po celou dobu mého studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Přehled současných metod analýzy deformace vozidel.....	12
1.1 Odhad znalcem	12
1.2 Komparační metoda.....	12
1.3 energetický rastr	12
1.4 CRASH3.....	13
2 Popis diskretizovaného modelu	15
2.1 Popis výchozího vozidla.....	15
2.2 Popis tvorby diskretizovaného modelu vozidla.....	15
2.2.1 Měření hmotnosti.....	16
2.2.2 Určení tuhosti	17
2.2.3 Určování materiálu a výroby	20
2.3 Obecný popis diskretizovaného modelu vozidla	21
2.4 Typy prvků	22
2.4.1 Skořepinové a objemové prvky	22
2.4.2 Prutové prvky	24
2.4.3 Airbag	25
2.4.4 Prvky typu pružina–tlumič	26
2.4.5 Akcelerometr	27
2.4.6 Hmotný bod	28
2.5 Kvalita sítě.....	29
2.6 Typy okrajových podmínek.....	32
2.6.1 Omezení uzlů.....	32
2.6.2 Válcová vazba.....	33
2.6.3 Rotační vazba	33
2.6.4 Kulová vazba	34
2.6.5 Křížový kloub.....	35
2.6.6 Svary.....	35
2.7 Modely materiálů.....	36
2.7.1 MAT 1	37
2.7.2 MAT 6	37
2.7.3 MAT 9	38
2.7.4 MAT 20	39
2.7.5 MAT 24	40
2.7.6 MAT 100	43
2.7.7 MAT 123	43
2.7.8 MAT S02	45
2.7.9 MAT S04	46
2.7.10 MAT S05	47
2.7.11 MAT S06.....	47
2.8 Nastavení kontaktů	48
2.9 Ostatní.....	50
2.9.1 Rychlost a zrychlení	50
2.9.2 Překážka.....	50
2.9.3 Řidič a spolujezdec	50

2.9.4	Kontrola Hourglassingu (HG).....	51
2.9.5	Příčné průřezy	51
3	Citlivostní analýza.....	52
3.1	Počáteční úvaha.....	52
3.2	Porovnávané výstupy	52
3.3	Rozdělení výpočtů.....	54
3.4	Výchozí výpočet	54
3.4.1	Popis výpočtu.....	54
3.4.2	Dekompozice modelu	55
3.4.3	Výsledky výchozího výpočtu.....	59
3.5	Citlivostní analýza vlivu geometrie	60
3.5.1	Způsoby úpravy geometrie.....	61
3.5.2	Úprava všech skupin současně.....	64
3.5.3	Úprava karoserie	66
3.5.4	Úprava příslušenství rámu	68
3.5.5	Úprava Interiéru	69
3.5.6	Úprava podvozku	73
3.5.7	Úprava motorového prostoru	74
3.6	Citlivostní analýza vlivu materiálů	77
3.6.1	MAT 24 + MAT 123.....	77
3.6.2	MAT 24.....	78
3.6.3	MAT 123.....	81
3.6.4	MatNull	83
3.7	Citlivostní analýza vlivu okrajových podmínek	83
3.7.1	Formulace skořepinových prvků.....	84
3.7.2	Nastavení kontaktů.....	86
3.7.3	Ostatní	87
3.8	Shrnutí výsledků citlivostní analýzy	89
3.8.1	Geometrie.....	89
3.8.2	Modely materiálů	90
3.8.3	Okrajové podmínky.....	91
	Závěr	93
	Použité informační zdroje	94
	Seznam použitých zkratk a symbolů	97

ÚVOD

Každý rok se v České republice stanou desítky tisíc dopravních nehod, přičemž automobily představují největší část z nich. Pro mnoho z nehod je potřeba vypracovat znalecký posudek, který určí rychlost vozidla v momentě nehody. Pro určení rychlosti je stěžejní tzv. energeticky ekvivalentní rychlost (EES). Ta představuje kvantifikátor množství deformační energie, která způsobila příslušnou deformaci. Stanovit lze na základě různých přístupů.

Tato práce se zabývá možností využití MKP přístupu k určení EES, která zatím není v této problematice běžně používána. Výhody jsou mimo jiné v rychlosti a opakovatelnosti v porovnání s fyzickým testováním nebo v možnosti úpravy viditelnosti různých dílů, což přináší výhodu při měření a zkoumání hůře přístupných dílů. Nevýhody jsou v nynější nízké dostupnosti verifikovaných modelů a náročnosti vzniku nových. Proto se práce zaměřuje pomocí citlivostní analýzy na případné způsoby zjednodušení modelů a vlivu těchto zjednodušení na výsledky.

Práce je rozdělena do 3 částí. První z nich popisuje současný stav analýzy dopravní nehody. Druhá část se věnuje popisu vybraného MKP modelu. Popis zahrnuje vznik samotného modelu, konečno-prvkový i materiálový popis. Model je koncipován na čelní srážku do nedeformovatelné překážky. Poslední část se zabývá samotnou citlivostní analýzou, která rozlišuje 3 aspekty. Těmi jsou geometrie vozidla, využití materiálové modely s ohledem na podrobnost popisu materiálových vlastností a okrajové podmínky modelu.

1 PŘEHLED SOUČASNÝH METOD ANALÝZY DEFORMACE VOZIDEL

Pro analýzu deformace vozidla po dopravní nehodě lze využít nejrůznější simulační programy a výpočetní modely. Tyto metody se liší přesností, časovou a finanční náročností nebo také odlišnými limitujícími faktory. Čím se ale navzájem neliší, je jejich závislost na zadaných vstupních parametrech.

EES je kvantifikátor množství potřebné energie ke vzniku příslušné deformace. Obecně se nejedná o nárazovou rychlost, protože pokud například narazí jedoucí vozidlo do stojícího vozidla, stojící vozidlo se deformuje, přestože mělo nulovou počáteční rychlost. Určení EES je stěžejní pro správnou analýzu srážky. Níže je uveden přehled nejpoužívanějších metod. [1] [2]

1.1 ODHAD ZNALCEM

Odhad znalcem či jiným odborníkem je nejjednodušší způsob, ovšem ve většině případů je zpochybňován, protože není známo, jak přesně došel odborník ke svému závěru. [3]

1.2 KOMPARAČNÍ METODA

Pro svou jednoduchost je komparační metoda často využívána. Je založena na vizuálním porovnání poškození vozidla s poškozením vozidel, u kterých je EES známá. Tyto údaje lze získat z nárazových zkoušek nebo tzv. EES katalogů. [2]

Pro přesnost metody je nezbytné najít v katalogu co nejpodobnější vozidlo, a to zejména hmotnostně a tuhostně. V případě, že je nalezeno podobné vozidlo, je zapotřebí přepočítat hodnoty EES. Přepočet je založen na rovnosti deformační práce, která způsobila poškození. Limitujícím faktorem metody je podobnost vozidel, proto se doporučuje srovnávat větší počet vozidel a do přepočtu zahrnout i faktor tuhosti a hloubky deformace. [4]

1.3 ENERGETICKÝ RASTR

Primárně se zaměřuje na přední části vozidel, které jsou rozděleny na symetrické zóny. Každá zóna má přidělené množství energie potřebné k její deformaci. Tím se zohlední různé tuhosti částí vozidla. Detailnost vytvořeného rastru a typ příčného a podélného rozdělení má značný vliv na přesnost výsledků, stejně jako volba vhodného vozidla. Metoda je založena na značně zjednodušujícím předpokladu lineární závislosti mezi nárazovou rychlostí a hloubkou deformace.

Při vyhodnocení deformace skrze energetický rastr je nezbytné najít ekvivalentní vozidlo, získat závislost (směrnici přímkou) mezi nárazovou rychlostí a trvalou deformací. Dále se vytvoří energetický rastr (Obr. 1) a zjistí celková deformační energie a stanoví se EES. [3] [5] [6] [7] [8]

Následně se stanoví rychlost b_0 . Jedná se o nejvyšší rychlost, při které ještě nevznikají plastické deformace. Tento parametr lze získat například z EES katalogů. Při znalosti deformace pro 2 rychlosti lze, při předpokladu lineární závislosti deformace na rychlosti, tento parametr snadno odečíst z grafu, resp. směrnice přímky této závislosti.

Dalším vypočítaným parametrem je b_1 , což je tzv. sklon deformační křivky [1]:

$$b_1 = \frac{v-b_0}{c}. \quad (2)$$

Po stanovení koeficientů b_0 a b_1 se určí koeficienty tuhosti [1]:

$$A = \frac{m \cdot b_0 \cdot b_1}{L}, \quad (3)$$

$$B = \frac{m}{L} \cdot b_1^2, \quad (4)$$

$$G = \frac{m}{2 \cdot L} \cdot b_0^2 = \frac{A^2}{2 \cdot B}. \quad (5)$$

Deformační energie E_d se u čelního kolmého nárazu stanoví [1]:

$$E_d = \sum_{i=1}^5 L_i \cdot \left(\frac{B}{6} \cdot \frac{C_{i+1}^3 - C_i^3}{C_{i+1} - C_i} + \frac{A}{2} \cdot (C_{i+1} + C_i) + G \right), \quad (6)$$

kde L_i je šířka i -tého řezu poškozené oblasti.

EES se následně určí ze vztahu [1]:

$$EES = \sqrt{\frac{2 \cdot E_d}{m}} \cdot (1 - e^2), \quad (7)$$

kde e je koeficient restituce, který zastupuje míru elastického poškození. Ukázka jeho volby, stejně jako celé řešené modelové příklady, jsou v [1].

Omezujícím předpokladem metody CRASH3 je zmíněná lineární závislost nárazové rychlosti na hloubce deformace. Dalším významným faktorem je uvažovaná homogenní tuhost vozidla napříč jeho šířkou.

Klíčovým prvkem výpočtu je stanovení hodnoty rychlosti srážky bez trvalých deformací a přesné určení šířky poškozené oblasti. Současně je potřeba zvážit správnost lineární závislosti mezi střetovou rychlostí a trvalou deformací, protože zejména při vyšších rychlostech a větších deformacích může docházet k výrazným odchylkám od ideální lineární závislosti.

Dále je třeba uvážit složitou strukturu vozidel, kdy mají jednotlivé komponenty a materiály různou tuhost, což může způsobit významné rozdíly v tuhosti v různých částech vozidla. Tento předpoklad homogenity může ovlivnit přesnost výsledků metody, zejména v případech, kde se deformace soustřeďuje na specifické části vozidla. [7] [12] [13]

2 POPIS DISKRETIZOVANÉHO MODELU

2.1 POPIS VÝCHOZÍHO VOZIDLA

K citlivostní analýze byl použit model, který vytvořila společnost EDAG Inc. v rámci studie [14] pro NHTSA (Americký národní úřad pro bezpečnost silničního provozu). Studie, kterou vypracovali se zabývá možnostmi odlehčení automobilů, konkrétně kategorie lehkých užitkových vozidel pro roky výroby 2020-2030 s ohledem na to, aby náklady při velkovýrobě nepřesáhl 10 % původní ceny, aby odlehčení nemělo vliv na bezpečnost a hodnocení nárazu a současně aby zůstal zachován projev vozidla. Rozpočet celého projektu přesáhl 2 mil. amerických dolarů, což potvrzuje rozsáhlost studie. [14]

EDAG Inc. při výběru modelového vozidla zohledňovali řadu faktorů a rozhodli se pro vozidlo Chevrolet Silverado 1500 modelový rok 2014 (Obr. 3). Mezi dalšími uvažovanými vozy byl Ford F-150, Dodge RAM, Toyota Tundra a Nissan Titan. Silverado si zvolili v zákaznický nejoblíbenější konfiguraci. To znamená 6místnou kabinu typu crew cab s kratší korbou (1,67 m), zážehový motor 5,3L-V8 Ecotec3 s 6 stupňovou automatickou převodovkou a pohonem všech 4 kol. Pneumatiky jsou celoroční od společnosti Bridgestone s označením P255/70R17. Pohotovostní hmotnost je 2 367 kg, korba umožňuje naložit náklad o hmotnosti 959 kg a maximální hmotnost vozidla s brzděným tažným přívěsem je 5 171 kg.

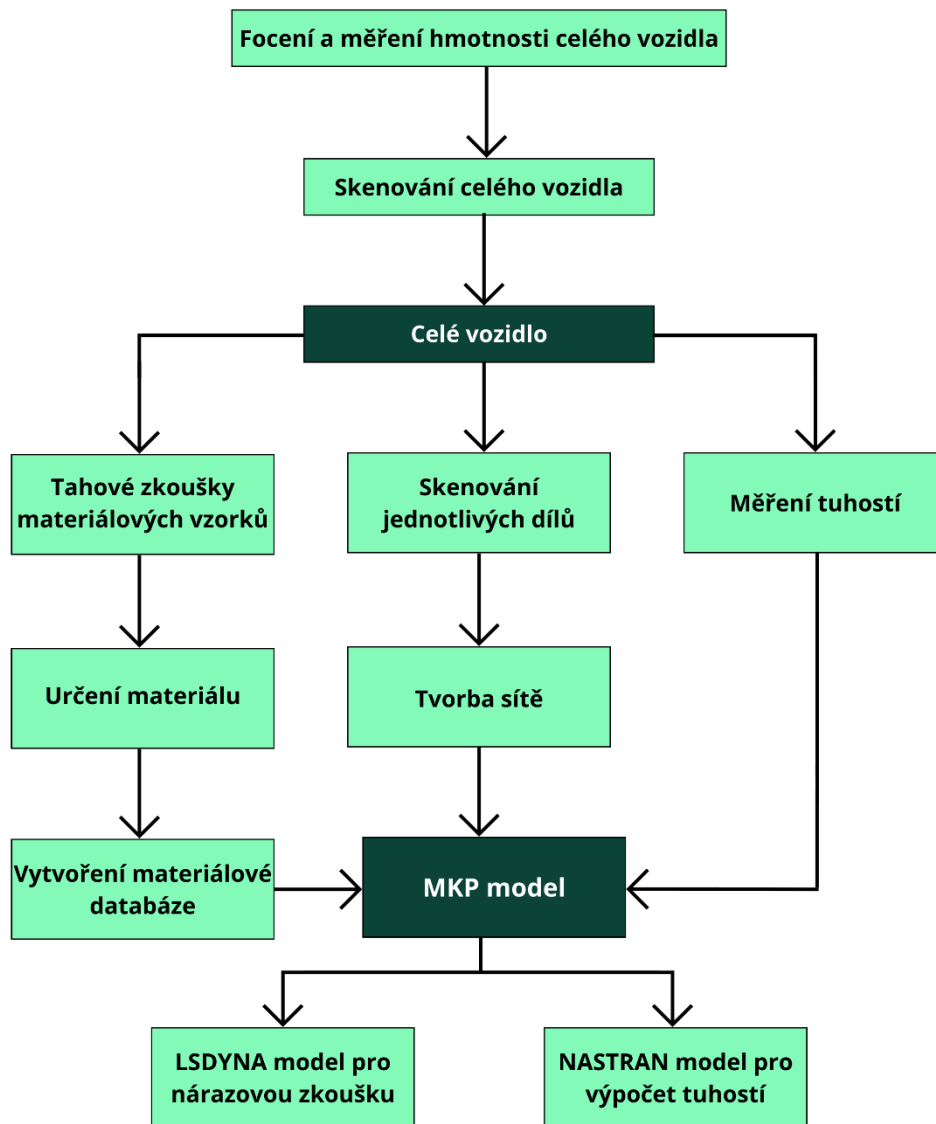
V testu bezpečnosti vozidel NHTSA NCAP obdržel Chevrolet Silverado 2014 5 hvězdiček [15]. Průměrnou kombinovanou spotřebu paliva je 18 mpg, což odpovídá 13 l/100 km. Ve své době se uvedená konfigurace vozidla prodávala za cenu přibližně 850 000 Kč. V současné době je cena nového vozidla obdobné konfigurace více než 1 000 000 Kč. [14] [16] [17]



Obr. 3: Chevrolet Silverado 1500 modelový rok 2014 [18]

2.2 POPIS TVORBY DISKRETIZOVANÉHO MODELU VOZIDLA

MKP model byl vytvořen v roce 2017 na základě nástrojů reverzního inženýrství skutečného vozidla. Postup tvorby je popsán na Obr. 4. Skládá se z několika částí. Tou první je focení a skenování celého vozidla. Naskenovaná data byla z formátu .STL převedena do CAD formátu, ve kterém se vytvořil 3D model. Následovalo vážení celého vozidla a jednotlivých dílů, určování materiálů a výrobních technologií, tuhostní zkoušky, MBS ověření ovladatelnosti, analýzy nákladů na výrobu a sestavení finálního konečno-prvkového modelu. [14]



Obr. 4: Postup tvorby MKP modelu, upraveno a přeloženo z [14]

2.2.1 MĚŘENÍ HMOTNOSTI

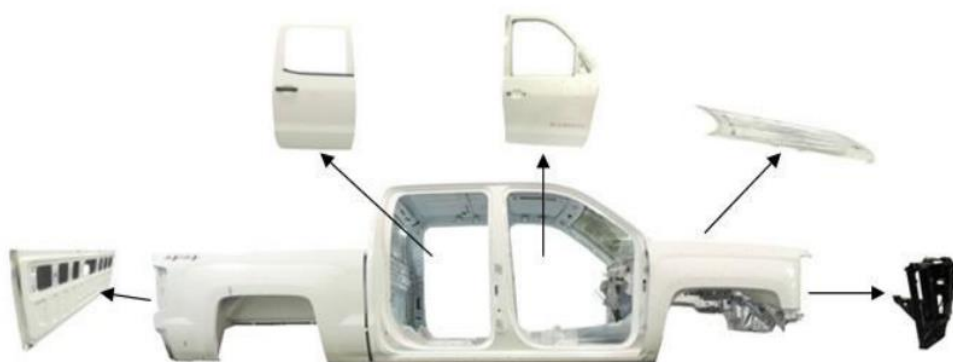
Nejprve se provedlo 4 bodové vážení celého vozidla. Celková hmotnost je rozložena z 58 % na přední nápravě a 42 % na zadní nápravě. To je u tohoto typu vozidel běžné. Blíž přední nápravě se nachází motor a většina hnacího ústrojí. Poté následovala demontáž vozidla na funkční celky a následně na jednotlivé díly (Tab. 2). Nejvíce z nich obsahuje kabina, která se skládá ze 120 dílů. Největší podíl hmotnosti – až 30 % – představuje karoserie, po které následuje převodové ústrojí (12,3 %) a přední a zadní sestava zavěšení (11,9 %). [14]

Tab. 2: Rozložení hmotnosti funkčních celků vozidla, přeloženo z [14]

Funkční celek	Hmotnost [kg]	Hmotnost [%]
Karoserie	716.4	29.5
Převodové ústrojí	299.4	12.3
Přední a zadní odpružení	288.3	11.9
Rám podvozku	253.6	10.4
Motor	222.7	9.2
Kapaliny	104.1	4.3
Interiér	89.8	3.7
Přední a zadní brzdy	84.4	3.5
Sedačky	83.4	3.4
Elektronické zařízení	66.1	2.7
Výfukový systém	51.9	2.1
Řízení	34.7	1.4
Příslušenství	23.4	1
Palivový systém	22.8	0.9
Tepelný systém	19.3	0.8
Ostatní předměty	18.5	0.8
Bezpečnostní systémy	18.5	0.8
Chlazení	18.1	0.7
Klimatizace	6.5	0.3
Pedály	5.4	0.2
Vzduchotechnika	4.8	0.2
Celkově	2432	100

2.2.2 URČENÍ TUHOSTI

Torzní a ohybová tuhost, stejně jako modální vlastnosti, jsou důležité konstrukční vlastnosti vozidla, které mají vliv na pohodlnost jízdy, ať už se jedná o jízdní vlastnosti nebo šíření hluku a vibrací. Jejich měření se provedlo za účelem verifikace MKP modelu. Výpočet tuhosti se následně provedl v programu NASTRAN [14]. Pro měření tuhosti se využívá konceptu BIW (Obr. 5). Ten v automobilovém průmyslu představuje stav vozidla, konkrétně karoserie, po svaření dílů k sobě a jejich nalakování. Konkrétně se jedná o kabinu, dveře, korbu, kapotu, blatníky a kostru předního chladiče.



Obr. 5: Komponenty BIW [14]

Vibrační test byl proveden pomocí budiče vibrací na BIW v rozsahu 0 – 100 Hz. V tomto rozsahu se dá očekávat buzení od nevyvážených částí motoru nebo kol. Je potřeba se ujistit, že síly vzniklé těmito vibracemi nemají vliv na životnost BIW. Kabina byla při testu umístěná na 4 gumové vzduchové vaky, které představovaly volné okrajové podmínky (Obr. 6). Vibrace byly buzeny pomocí 2 budičů, přičemž na kabinu byly namontovány 3osé akcelerometry (Obr. 7), které měřily zrychlení. První vlastní frekvence, kdy byl vlastním tvarem ohyb, byla 22,5 Hz a v případě torzního tvaru se jednalo o 46,5 Hz. [14]

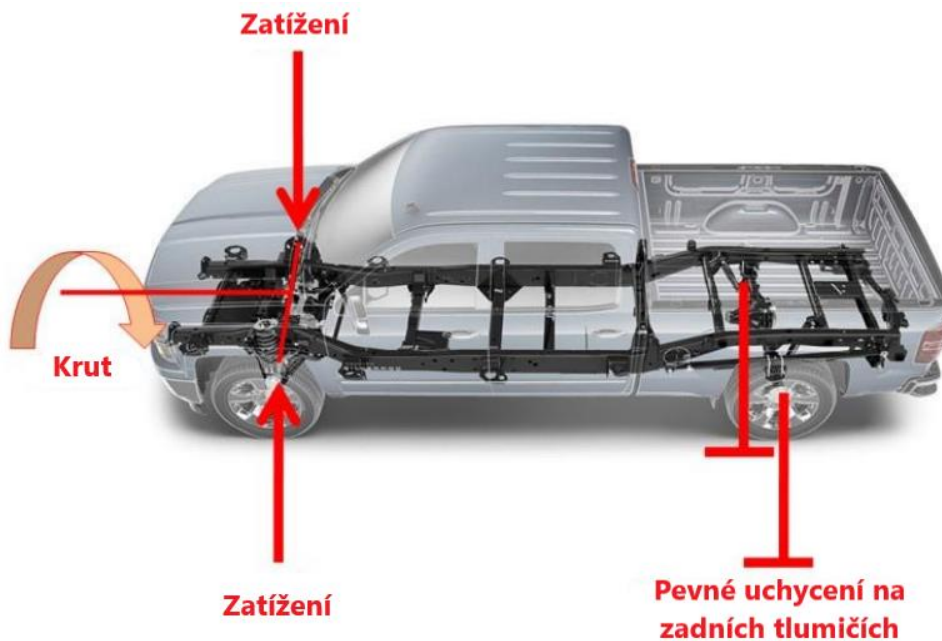


Obr. 6: Experimentální modální analýza. Uprostřed je budič vibrací a napravo vzduchový vak [14]



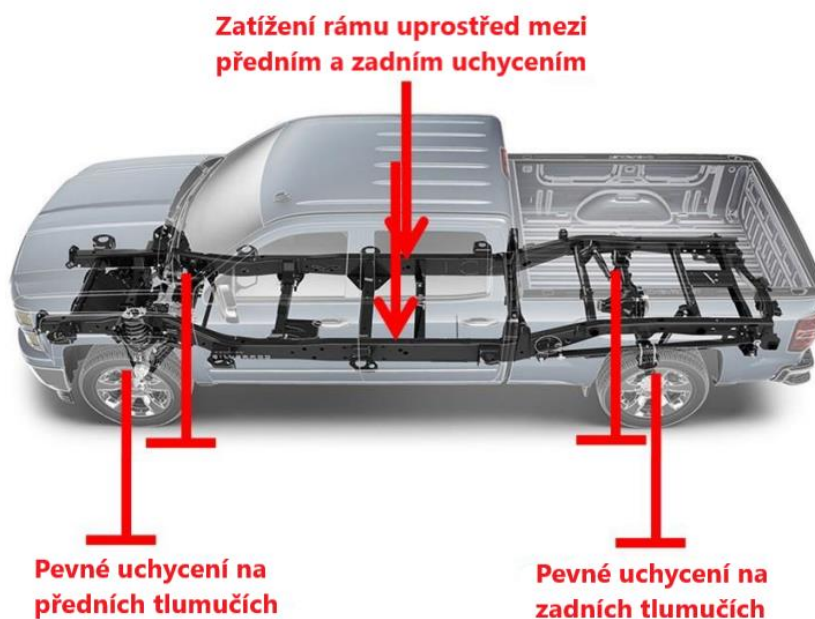
Obr. 7: Experimentální modální analýza – akcelerometr [14]

Torzní tuhost je podstatná z pohledu jízdních vlastností, kdy vyšší hodnoty znamenají lepší jízdní vlastnosti. Torzní tuhost byla měřena na 4 konfiguracích. Jedná se rám samotný, rám s kabinou, rám s kabinou a korbou a rám pouze s korbou. Měření probíhá tím způsobem, že se rám vozidla vždy v oblasti zadních kol pevně uchytil, aby mu byl znemožněn pohyb (Obr. 8). Na rám v oblasti přední nápravy působila síla. Vždy na levou a pravou stranu vertikálně v opačném smyslu, čímž byl vytvořen krut. Torzní tuhost je určena na základě poměru mezi působícím statickým momentem a úhlem natočení rámu. Nejvyšší tuhost 5,51 Nm/deg vykazuje rám s kabinou a korbou. [14]



Obr. 8: Torzní tuhost: uchycení zadní nápravy, přeloženo z [14]

Ohybová tuhost se měří na stejném zkušebním zařízení a ve stejné konfiguraci vozidla. Rám je pevně uchycen v oblasti předních i zadních kol. Zatížení je aplikováno dvěma způsoby. Zaprvé se zatíží vlevo i vpravo kabina silou o celkové velikosti 4 448 N (Obr. 9). Zadruhé se síla aplikuje ze spodní části na rám vozidla. Je zapotřebí na rám přivařit podpěry, do kterých je umístěna podpěrná tyč, která je omotána ocelovým lanem. Lano skrze naviják vyvíjí sílu 8 896 N (Obr. 10). Výsledkem je poměr mezi působícím zatížením a maximálním posunutím struktury vozidla. [14]



Obr. 9: Ohybový test: aplikace zatížení na kabinu, přeloženo z [14]

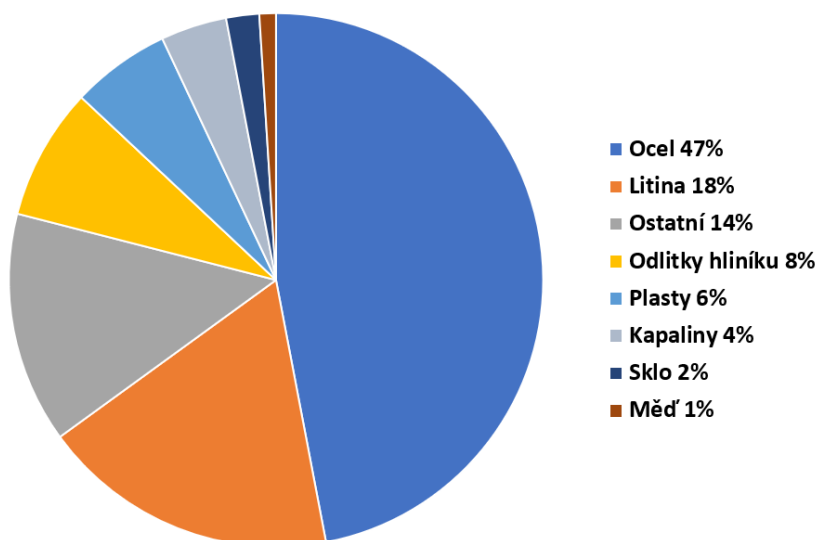


Obr. 10: Ohybový test: aplikace zatížení na zespodu rám [14]

2.2.3 URČOVÁNÍ MATERIÁLU A VÝROBY

V rámci zkoumání materiálů byl vytvořen jejich seznam a spočítalo se množství svarů. Materiáloví specialisté určili vlastnosti materiálů a popsali jejich výrobu. K tomu sloužily tahové zkoušky na vzorcích materiálu. Z nich se stanovily meze kluzu, pevnosti a únosnosti a prodloužení. Zmíněné údaje se porovnávaly se známými materiály podobné kategorie z vlastní databáze EDAG Inc. a dalších dostupných databází pro zpřesnění údajů [14]. Části, které nejsou součástí MKP modelu, jako např. koberece na nohy, byly začleněny jako hmotné body. Zevrubná analýza výchozího modelu vozidla byla nezbytným krokem pro následné odlehčení vozidla, kdy se musel definovat stav, se kterým se budou výsledky srovnávat. Konkrétní materiálové charakteristiky, které byly použity v MKP modelu, jsou podrobněji popsány v kapitole 2.7.

Graf 1 znázorňuje hmotnostní rozložení materiálů podle jejich druhu. Dominantně používaným materiálem je ocel (46 %). Jedná se zejména o ocelové plechy v karoserii, náraznících, podvozku a tažného zařízení. Motor je tvořen z 46 % z oceli a z 43 % ze slitin hliníku. [14]

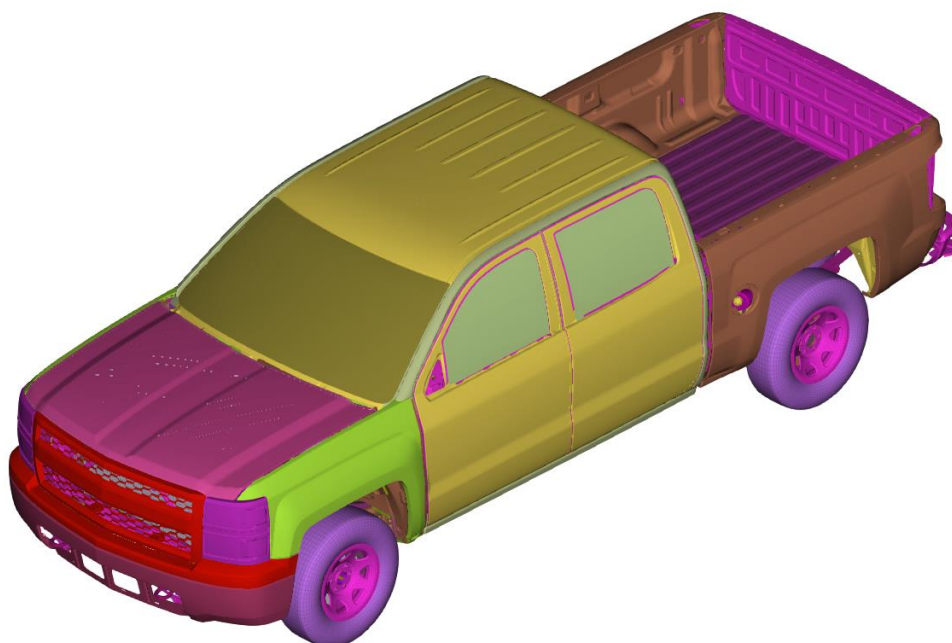


Graf 1: Rozložení materiálu podle druhu, upraveno a přeloženo z [14]

2.3 OBECNÝ POPIS DISKRETIZOVANÉHO MODELU VOZIDLA

MKP model byl vytvořen v programu LS-DYNA a je volně přístupný. Na první pohled si lze všimnout (Obr. 11 a Obr. 12), že je model tvořen na poměry explicitní úlohy velmi podrobně. Celkově se skládá z 1 438 dílů. To v praxi znamená, že jsou jednotlivé části, jako např. rám, bočnice, dveře, nárazníky a další, tvořeny z několika menších dílů a ty jsou k sobě vzájemně spojeny. Model je velmi podrobný po celé své délce, nikoli pouze v přední deformované části vozidla.

Palivová nádrž má objem 26 galonů (98,4 litrů). Víko palivové nádrže není součástí modelu. Stejně tak v modelu zcela chybí zpětná zrcátka, kliky od dveří, palubní deska, SPZ, rádiová anténa, stěrače nebo veškeré čalounění. Tyto díly, ač jsou více či méně hmotné a tuhé, nemají vliv na bezpečnost posádky při nárazu, ani na přesnost výpočtu nárazu do bariéry, a proto je lze zanedbat.



Obr. 11: Diskretizovaný model Chevrolet Silverado – izometrický pohled



Obr. 12: Diskretizovaný model Chevrolet Silverado – pohled zespodu

2.4 TYPY PRVKŮ

2.4.1 SKOŘEPINOVÉ A OBJEMOVÉ PRVKY

Model je tvořen převážně skořepinovými prvky, kterých je přibližně deset krát víc než objemových prvků. Skořepinové prvky využívají 2 různé formy zápisu.

Tou první z nich je tzv. *Elform 2 (Belytschko-Tsay)*. Je to jednodušší forma zápisu, která je výpočetně efektivnější. Z těchto důvodů se jedná o výchozí formulaci skořepinových prvků u explicitních úloh. Prvky s touto formou zápisu nezahrnují Hourglassing (HG), ale některé z nich mají vyšší počet integračních bodů. Obr. 13 ukazuje, že dva integrační body jsou použity zejména na přední masce a sestavě řízení. Celkově se jedná o 441 dílů. Tři integrační body nejsou znázorněny, protože se jedná pouze o 19 dílů a jsou aplikovány pouze na velmi malé díly. Pět integračních bodů je zejména na bočních sklech a sedačkách, což představuje 135 dílů.

Výpočetní efektivnost prvku je založena na dvou matematických zjednodušeních vyplývajících ze dvou kinematických předpokladů. Ko-rotací část formulace nezahrnuje problematiku nelineární mechaniky díky vložení souřadnicového systému do prvku. Druhým zjednodušením je volba rychlosti deformace, což usnadňuje konstitutivní výpočet, protože konjugované napětí je Cauchyho napětí. [19] [20]



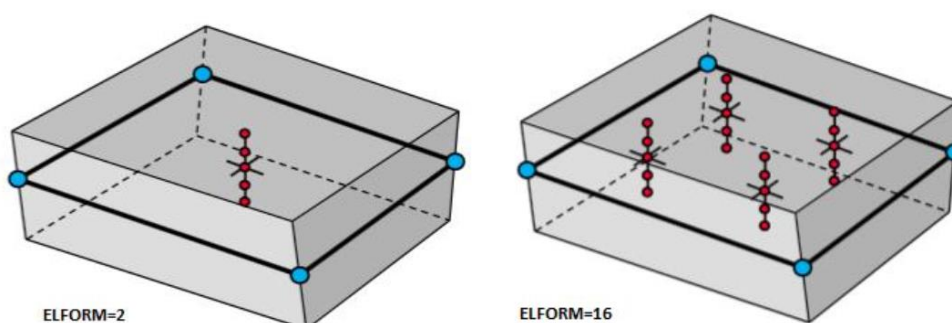
Obr. 13: Znáornění skořepinových prvků s formulací *Elform 2* s 2 (vlevo) a 5 (vpravo) integračními body

Druhou formou zápisu je tzv. *Elform 16 (Fully integrated shell element – very fast)*. Ten je v modelu vždy spojen s definicí HG. Tyto prvky vždy obsahují pět integračních bodů. Dalo by se říct, že se jedná o pokročilejší zápis *Elform 2*, kdy se výpočetní čas zvýší přibližně dva a půl krát, ale současně se zvýší přesnost vysoce deformovaných dílů použitím HG typu č. 8 [21]. Tyto prvky jsou aplikovány celkově na 851 dílů včetně celé karoserie a rámu vozidla (Obr. 14).



Obr. 14: Znárodnění skořepinových prvků s formulací Elform 16 a 5 integračními body

Na Obr. 15 je ukázáno rozmístění pěti integračních bodů po tloušťce skořepinového prvku pro zápisy Elform 2 a Elform 16.

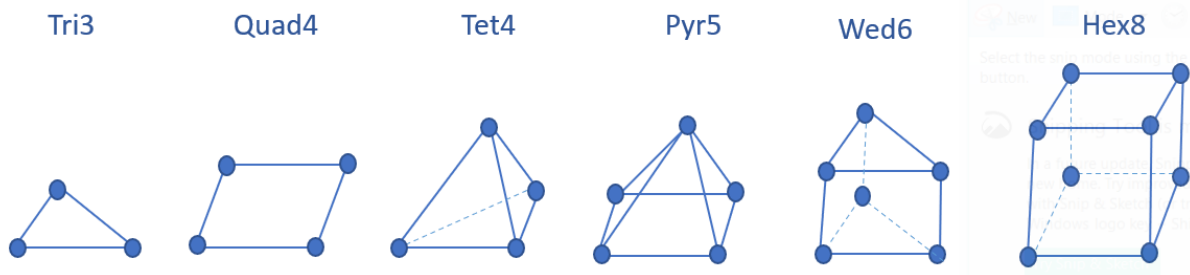


Obr. 15: Ukázka rozmístění integračních bodů pro Elform 2 a Elform 16 [22]

Níže uvedená Tab. 3, Obr. 16 a Obr. 17 ukazují početní a grafické zastoupení a rozmístění skořepinových a objemových prvků.

Tab. 3: Objemové a skořepinové prvky s jejich druhy a zastoupením

Skořepinový prvek	Quad4	Tri3			Celkem
	2 521 877	132 260			2 644 137
Objemový prvek	Hex8	Pyr5	Tet4	Wed6	Celkem
	46 131	8328	226 320	3 563	284 342



Obr. 16: Typy použitých prvků

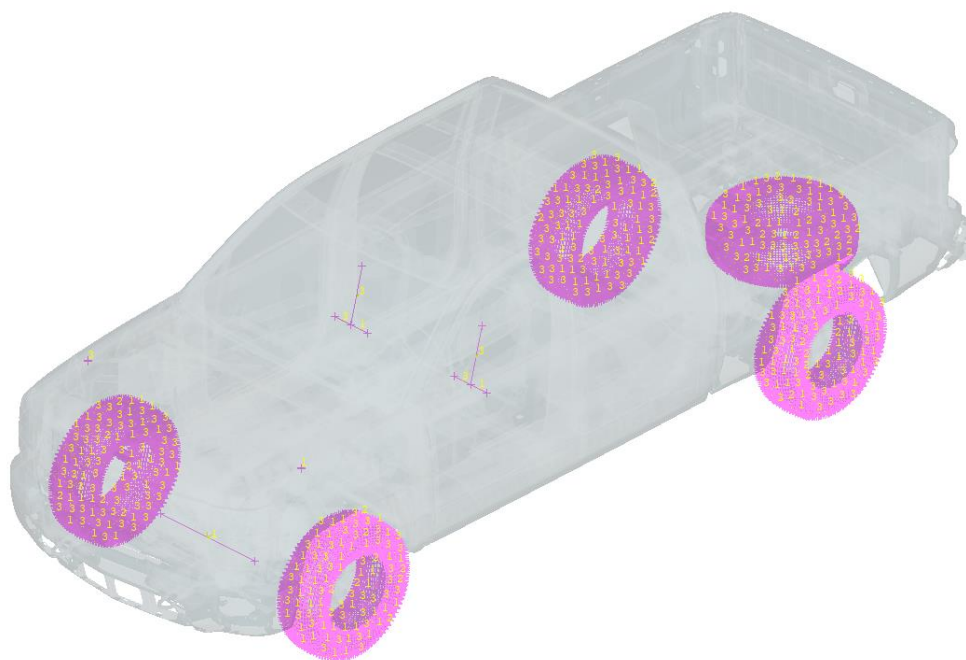


Obr. 17: Skořepinové prvky (vlevo), objemové prvky (vpravo)

2.4.2 PRUTOVÉ PRVKY

Prutových prvků je v modelu 22 403 (Obr. 18). Všechny využívají formulace *Element_Beam_Elform 1 – Hughes-Liu* s definicí příčného průřezu. V každém místě konce prutu nebo spojení jednotlivých prutů se uvažují 4 integrační body, ve kterých je určováno napětí [23].

V modelu se nachází zejména v pneumatikách, včetně rezervní, kde reprezentují ocelové kordy kostry pneumatiky. Tyto prvky mají kruhový příčný průřez o průměru 1 mm. Tři prutové prvky jsou na obou předních sedačkách o průměru 32 mm, které slouží k uchycení bezpečnostních pásů a popisu řidiče (viz 2.9).



Obr. 18: Znáznornění prutových prvků

2.4.3 AIRBAG

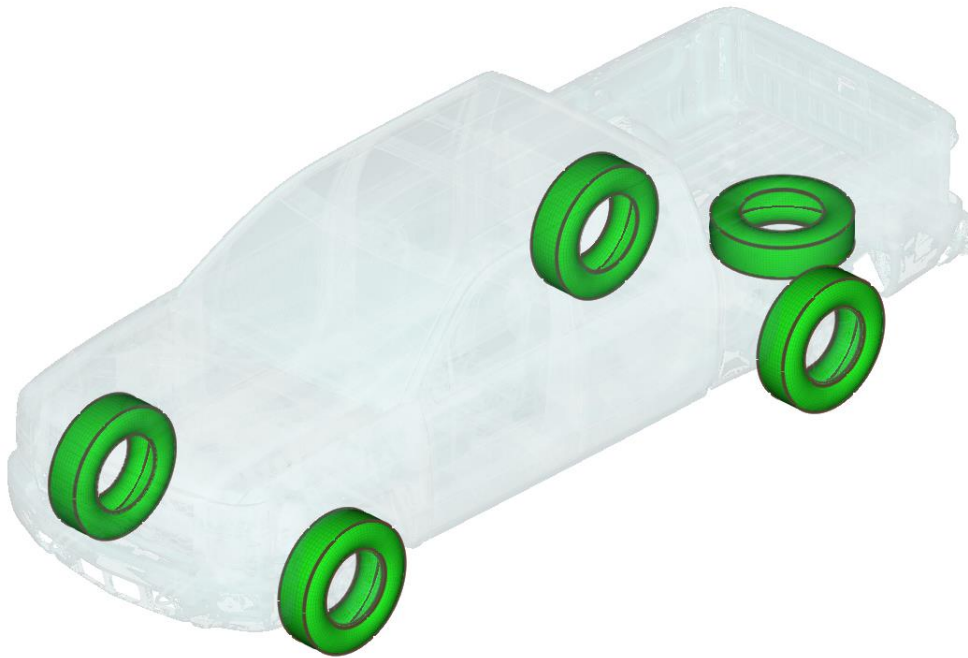
LS-DYNA umožňuje popsat i termomechanické vlastnosti pneumatik, které jsou popsány funkcí *Airbag_Simple_Pressure_Volume* (Obr. 19). Tento typ zápisu je typický pro modelování plynu v pneumatice automobilu. Využívá předpokladu, že je známý počáteční tlak, nedochází k roztržení pneumatiky ani k úniku plynu z pneumatiky a nedochází ke změně teploty. [23]

Není zadána žádná zatěžovací křivka, kterou by se vlastnosti plynu řídily. Tlak je určen z poměru aktuálního objemu vůči počátečnímu objemu [23]. K tomu slouží konstanty β a CN , což jsou přepočtení koeficienty.

$$Tlak = \frac{\beta CN}{Relativní\ objem} \quad (8)$$

$$Relativní\ objem = \frac{Aktuální\ objem}{Počáteční\ objem} \quad (9)$$

Je určen faktor tlumení přenosu hmoty (*MassWeightedDamping*). Při nárazu se pneumatika chová jako tlumič, který dokáže absorbovat část energie nárazu. Při tom v pneumatice dochází k přenosu hmoty. Faktor tlumení přenosu hmoty představuje vliv tlumení zmíněného přenosu hmoty. [23]



Obr. 19: Znáznornění prvku Airbag

2.4.4 PRVKY TYPU PRUŽINA–TLUMIČ

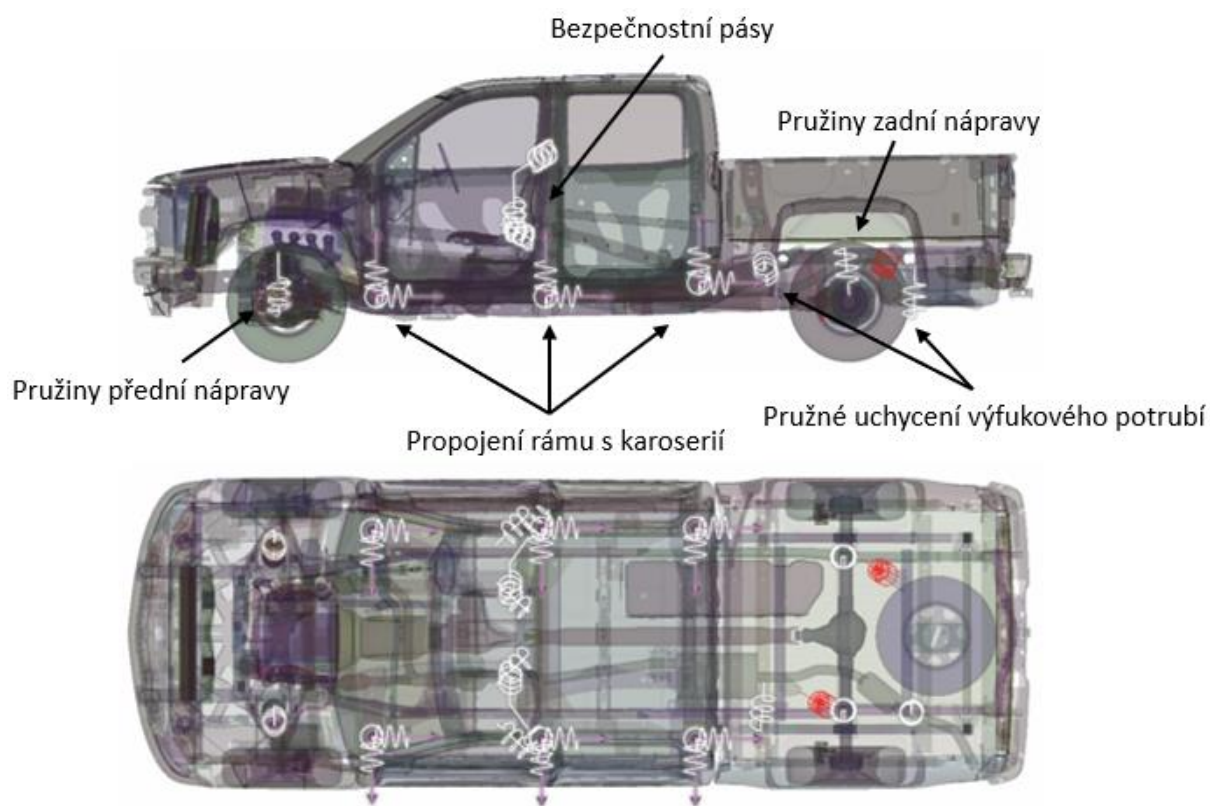
Diskrétní prvky definují tlumení nebo naopak odpružení mezi dvěma uzly. Model obsahuje čtyři tlumící prvky. Vždy se jedná o vazbu tlumení v translačním směru mezi dvěma uzly. Tlumící prvky jsou umístěny v blízkosti kol. Na přední nápravě jsou modelovány přímo v pístnici tlumiče skrze nelineární charakteristiku tlumení, zatímco na zadní nápravě jsou prvky umístěny nesymetricky z důvodu polohy palivové nádrže, kdy prvky propojují rám vozidla se zadní poloosou (Obr. 20). Pro tlumiče na zadní nápravě byl použit prvek s konstantní hodnotou tlumení. Ve skutečném vozidle jsou na přední nápravě vinuté pružiny a na zadní nápravě listové pružiny.



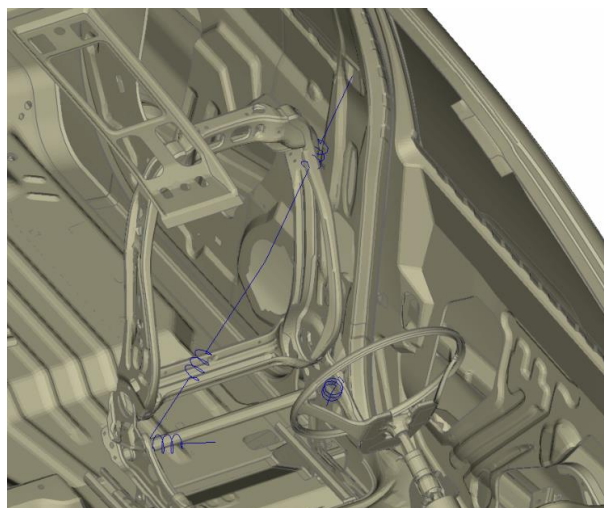
Obr. 20: Znáznornění prvku typu tlumič

Pružinových prvků je v modelu celkem 32 (Obr. 21). Všechny jsou translační. Na přední nápravě jsou využity dva prvky. Charakterizovány jsou nelineárním elastickým materiálem. Rám s karoserií je propojen na každé straně po své délce pomocí tří pružných uchycení, kdy jsou v každém z nich definované tři pružiny ve třech na sobě kolmých osách. Opět se jedná o nelineární elastický materiál. V prostoru předních sedaček jsou na každé z nich umístěny čtyři pružiny představující bezpečnostní pásy (Obr. 22). Jejich charakteristika

je opět nelineární a zadána křivkou. Poslední dva pružinové prvky uchycují koncovou část výfukového potrubí k rámu. Všechny materiály jsou podrobněji popsány v 2.7.



Obr. 21: Znáornění prvku typu pružina



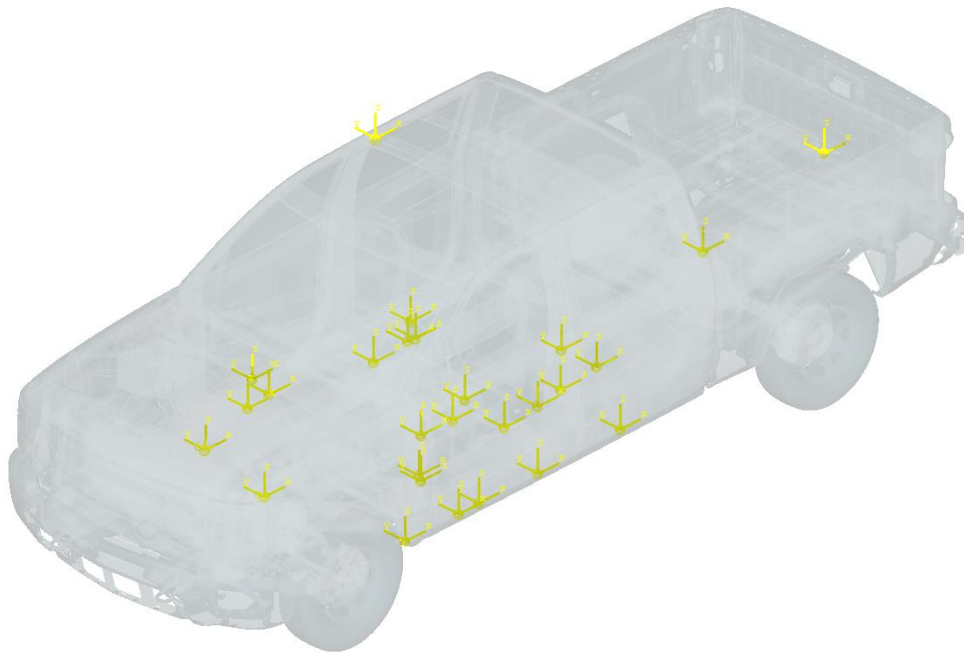
Obr. 22: Použití prvku typu pružina jako bezpečnostní pás (modře)

2.4.5 AKCELEROMETR

Element_Seatbelt_Accelerometer (Obr. 23) je prvek, ke kterému se vztahuje měření zrychlení a na to navazujících veličin. Prvek se nemusí vztahovat k bezpečnostnímu pásu, jak název napovídá a taky se k němu v tomto případě ani nevztahuje. Akcelerometr je doporučeno

definovat na zcela tuhém tělese. Tím se docílí menšího numerického šumu naměřených veličin a získání smysluplnějších hodnot. [23]

Akcelerometrů je použito celkem dvacet sedm. Nejsou v tomto případě definovány na tuhých tělesech. Každý akcelerometr je přiřazen trojici uzlů. Nejvíce se jich nachází v kabině, zvláště pak v blízkosti řidiče. Další se nachází na korbě a v prostoru pod kapotou. Akcelerometry jsou využívány hlavně ke kalibraci MKP modelu s reálným vozidlem. Na citlivost výpočtu nemají vliv.



Obr. 23: Znárodnění prvku akcelerometr

2.4.6 HMOTNÝ BOD

Příkaz *Element_Mass* představuje hmotný bod. Model využívá přidání hmotných bodů téměř na celý model díky funkci přidání hmoty na všechny uzly v dané sadě dílů. Tímto způsobem lze škálovat hmotnost těles. To má vliv jak na časový krok a výpočet samotný, tak lze tímto způsobem kompenzovat hmotnost chybějících součástí, jako jsou například šrouby, silentbloky a jiné. Jedná se o hmotnosti až do desítek kilogramů, což představuje např. zatížení korby nebo palivo v nádrži, která je plně naplněna na 26 galonů (98.4 litrů). Z hlavních dílů není hmotný bod přiřazen např. uzlům v oblasti motoru a převodovky, bočnicím, brzdící sestavě a všem sklům.

Níže uvedená Tab. 4 uvádí celkový počet prvků modelu.

Tab. 4: Celkový počet prvků modelu

Typ prvku	Počet prvků
Objemový	284 342
Skořepinový	2 654 137
Prutový	22 403
Airbag	5
Pružina-tlumič	36
Hmotný bod	51
Akcelerometr	27
Celkem	2 960 996

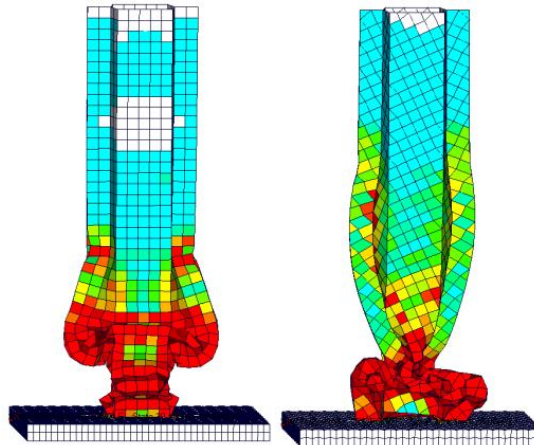
2.5 KVALITA SÍŤ

Pro přesnost výpočtu je kvalita sítě a velikost jednotlivých prvků naprosto zásadním parametrem s dopadem nejen na zmíněnou přesnost, ale také rychlost výpočtu. Obecně platí, že větší prvky vedou k rychlejšímu výpočtu a současně i k nižší přesnosti. V případě dynamické explicitní analýzy je situace specifická. S ohledem na z podstaty dlouhou dobu výpočtu se používají nejčastěji lineární prvky, u kterých se z pohledu celkové deformace modelu neukazuje výrazná odchylka oproti kvadratickým prvkům, které se využívají ve většině strukturálních úloh.

Síť vytvořená společností EDAG Inc. je na explicitní úlohu velmi podrobná. To zaručuje na jedné straně vyšší přesnost výpočtu, ale na straně druhé se zásadním způsobem prodlužuje výpočetní čas. Síť tvoří 2 960 882 prvků a 2 832 175 uzlů. Jemností sítě se docílilo její vysoké kvality.

Pro hodnocení kvality sítě u explicitních úloh nárazů těles jsou podstatné zejména dva ukazatele:

- Velikost nejmenšího prvku – Určuje délku časového kroku, což znamená, že má přímý vliv na dobu výpočtu. Menší časový krok vede na větší počet kroků a větší výpočetní čas. Explicitní výpočet je podmíněně stabilní, což znamená, že musí být integrační krok dostatečně malý. Ať už se jedná o plošné nebo objemové prvky je velikost nejmenších prvků 2 mm. Délka vozidla je téměř 6 metrů, což znamená, že se jedná o velmi malé elementy.
- Natočení prvků – Doporučuje se mít ortogonální uspořádání prvků vůči směru deformace. Ten závisí na pozici dílů vozidla vůči překážce. Různou orientací sítě vůči překážce se dosáhne různých výsledků, jak je vidět na Obr. 24. Čím je síť hrubší, tím je tento vliv výraznější [24]. Vliv natočení prvků vůči překážce se projevuje při hrubší síti, což není tento případ. Z těchto důvodů tento parametr nenabývá důležitosti.

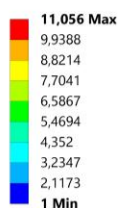


Obr. 24: Zobrazení deformace ortogonální sítě. Vlevo bez natočení vůči překážce sítě, vpravo se sklonem 25° [24]

Vlivem kvality sítě na výpočet se zabýval ve své publikaci evropský JRC (Joint Research Centre [25]), který stanovil tři významná kritéria (spolu se zmíněnou velikostí nejmenšího prvku) a jejich limitní hodnoty. Zároveň uvádí, že je přijatelné, pokud limitní hodnoty přesáhne méně než 10 % prvků. Jedná se Aspect ratio, Skewness a Jacobian. Současně zmiňuje ještě kritérium Tapering zaměřující se na zužování prvků. V případě našeho modelu, který je téměř celý tvořen skořepinovými prvky (ty představují 94,9 % všech prvků), toto kritérium nemá vypovídající hodnotu. Pro hodnocení těchto kritérií byl model převeden do programu ANSYS Workbench.

- Aspect Ratio (Explicit) – Jedná se o poměr nejdelší a nejkratší hrany prvku. Nabývá hodnot od 1 a víc, přičemž 1 je ideální prvek (např. čtverec nebo rovnostranný trojúhelník). Sít' modelu je z tohoto hlediska velmi kvalitní (Obr. 25). Průměrná hodnota je 1,22. Prvky s kvalitou větší než 3 se nachází v motoru v kolech jako součást systému brzd.

Mesh
Aspect Ratio (Explicit)



Obr. 25: Aspect Ratio (Explicit) – znázornění

- **Skewness** – Hodnotí odchylky úhlů mezi hranami prvku vůči ideálnímu úhlu. Čtverec a obdélník má ideální úhel 90° , trojúhelník 60° . Skewness nabývá hodnot od 0 (nejlepší) do 1 (nejhorší). Síť vykazuje vysokou kvalitu i z pohledu kritéria Skewness (Obr. 26). Průměrná hodnota je 0,08. Prvky s nižší kvalitou jsou především prvky typu Tet4, které jsou náchylné na velké odchylky od ideálního úhlu, a tedy vysokého Skewness. Tyto prvky tvoří např. motor s převodovkou, disky kol a zadní diferenciál.



Obr. 26: Skewness – znázornění

- **Jacobian Ratio** – Hodnotí se odchylka prvku od ideálního tvaru. Ideálním tvarem je např. čtverec při uvažování rovinného prvku se čtyřmi hranami. Jacobian ratio nabývá hodnot od 0 do 1, což představuje nejlepší prvek. Jacobian Ratio vychází ze všech 3 zmíněných kritérií kvality nejhůř, ale stále velmi dobře (Obr. 27). Průměrná hodnota je 0,96. Prvky mimo přijatelný interval jsou rozprostřeny po celém modelu. Nekvalitní prvky jsou především typu Hex8 a Quad4.



Obr. 27: Jacobian Ratio (Gauss Point) – znázornění

Níže uvedená tabulka (Tab. 5) shrnuje zmíněná kritéria kvality. Všechny průměrné hodnoty jsou blízko ideální hodnoty a současně procentuální zastoupení nekvalitních prvků je menší než 10 %, což potvrzuje, že lze síť považovat za velmi kvalitní.

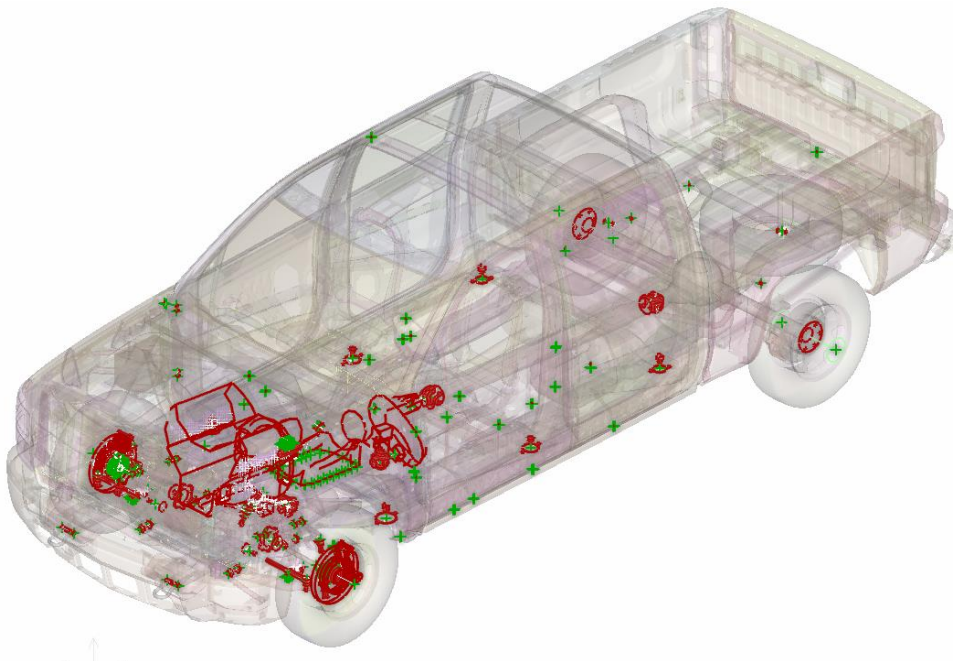
Tab. 5: Kvalita sítě

Kritérium kvality	Přijatelný interval [-]	Průměrná hodnota [-]	Počet prvků mimo přijatelný interval [-]	Zastoupení nekvalitních prvků [%]
Aspect ratio	1 ÷ 3	1,22	13 932	0,47
Skewness	0 ÷ 0.45	0,08	42 314	1,43
Jacobian ratio (Gauss Points)	0.7 ÷ 1	0,96	63 029	2,13

2.6 TYPY OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

2.6.1 OMEZENÍ UZLŮ

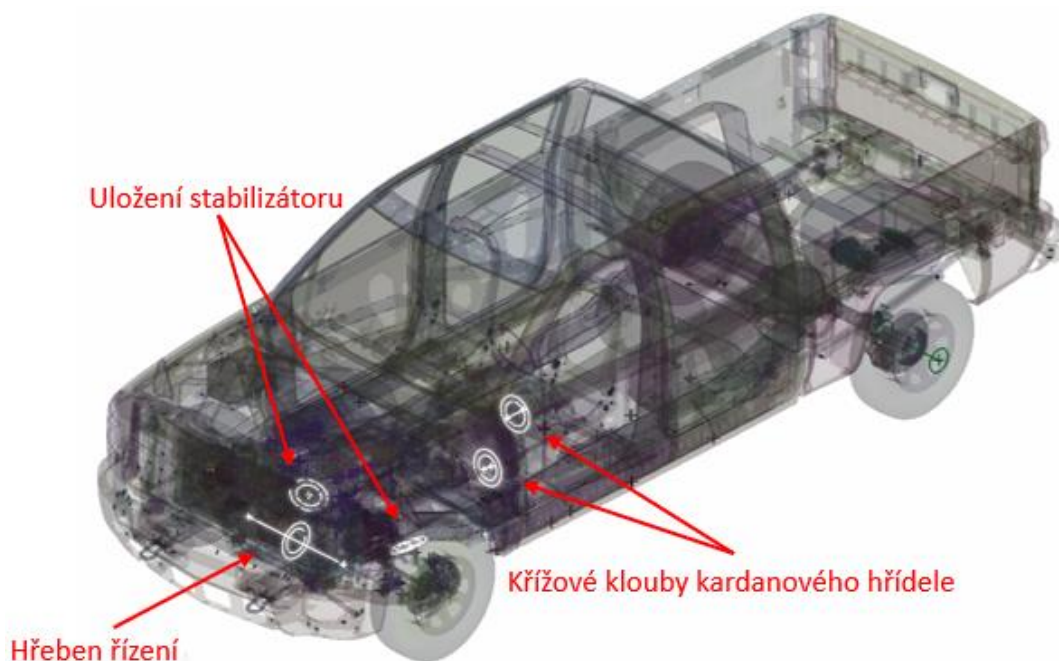
Omezení uzlů je dvojího typu. Je využito příkazu *Constrained_Extra_Nodes_Set*, což se vztahuje na předdefinovanou sadu uzlů. Slouží k přidání uzlů na tuhé tělesa, kde bude použitý některý z typů spojení s okolním tělesem (např. rotační vazba). Tyto uzly se stanou součástí tuhého tělesa. Navíc je v modelu aplikovaný i příkaz *Constrained_Extra_Nodes_Node* (Obr. 28), který se vztahuje pouze na jeden zvolený uzel na vybraném dílu. Uzly jsou přidány na mnoha částech modelu, kdy je skrze ně modelována spousta drobných spojovacích dílů. Z větších dílů se jedná o motor a převodovku, kde se uzly používají ke spojení s olejovou vanou nebo např. brzdy a zavěšení kol, kde se nachází řada kinematických vazeb.



Obr. 28: Znárodnění částí s omezením uzlů

2.6.2 VÁLCOVÁ VAZBA

Funkce *Constrained_Joint_Cylindrical* představuje válcovou vazbu (Obr. 29). Jde o obdobu rotační vazby. Od ní se odlišuje tím, že je umožněna i translace podél osy rotace [23]. Vazby je využito na uložení stabilizátoru (2x), ozubený hřeben řízení (1x) a u křížových kloubů kardanového hřídele (2x).

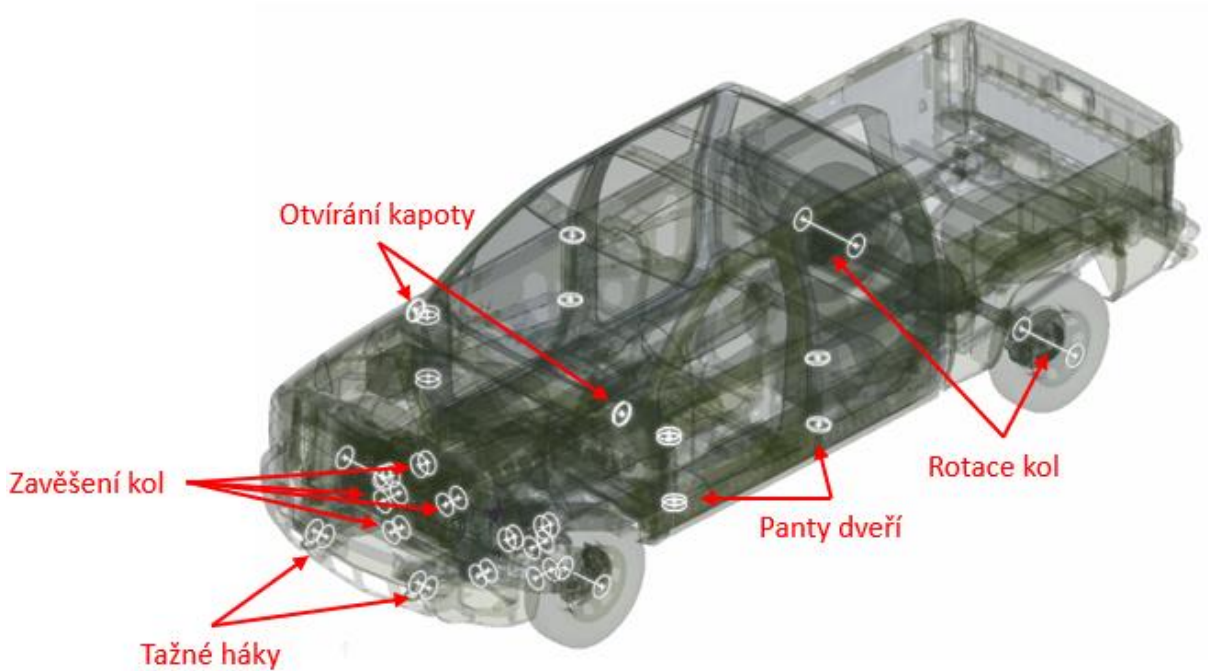


Obr. 29: Znárodnění použití válcové vazby

2.6.3 ROTAČNÍ VAZBA

Rotačních vazeb (Obr. 30) je dohromady dvacet osm. Mají za úkol umožnit rotaci kol a mechanismu jejich zavěšení. Dále je rotační vazby využito k umožnění zvednutí kapoty. Model obsahuje dvě tažná oka, které slouží k tažení nebo vyprošťování za pomoci lana nebo řetězu. Tato oka jsou také rotačně uložena pro přesnější popis.

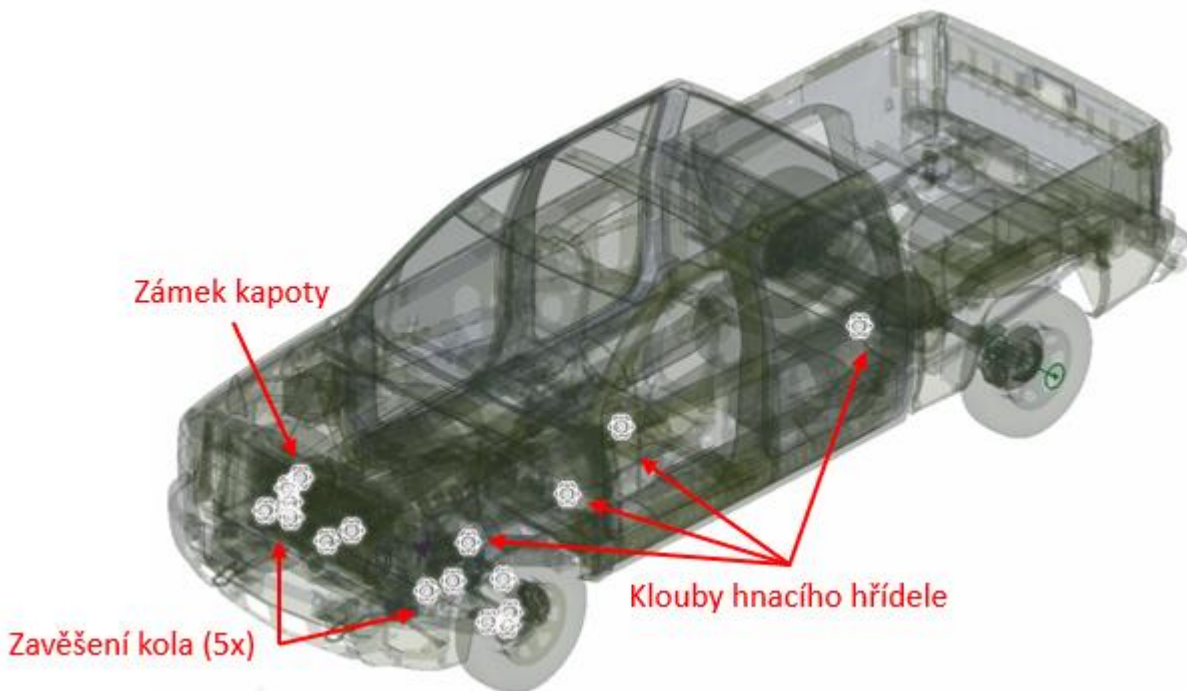
Za zmínku stojí rovněž použití dvou rotačních vazeb sloužících k otevírání dveří do kabiny. U korby vazby není využito, zřejmě z důvodu smyslu analýzy, což je čelní srážka a není podstatný význam otevírání dveří korby. Dvoře jsou v místech rotační vazby uchyceny pomocí sady přírub a svarů, které brání jejich odtržení od vozidla.



Obr. 30: Znáznornění použití rotační vazby

2.6.4 KULOVÁ VAZBA

Všechny kulové neboli sférické vazby jsou součástí podvozku (Obr. 31). Využity jsou u zavěšení kol přední nápravy a kloubů hnacího hřídele. Poslední z celkových sedmnácti vazeb je pod kapotou v přední části vozidla, kde slouží jako zámek kapoty.



Obr. 31: Znáznornění použití kulové vazby

2.6.5 KŘÍŽOVÝ KLOUB

Constrained_Joint_Universal představuje křížový kloub. Je tvořen ze čtyř uzlů, kdy jsou dva z nich od počátku shodné. Další dva uzly ve spojení s první dvojicí uzlů musí tvořit navzájem kolmice. Tyto kolmice tvoří současně osu otáčení pro relativní pohyb tělesa ke kloubu připojeného. Všechny ostatní stupně volnosti jsou odebrány a osy jsou vždy navzájem kolmé [23]. V modelu je tento kloub použit 4krát (Obr. 32), a to v mechanismu řízení, kdy jsou vzájemně propojeny sloupky řízení od samotné nápravy až po volant.



Obr. 32: Znázornění použití křížových kloubů

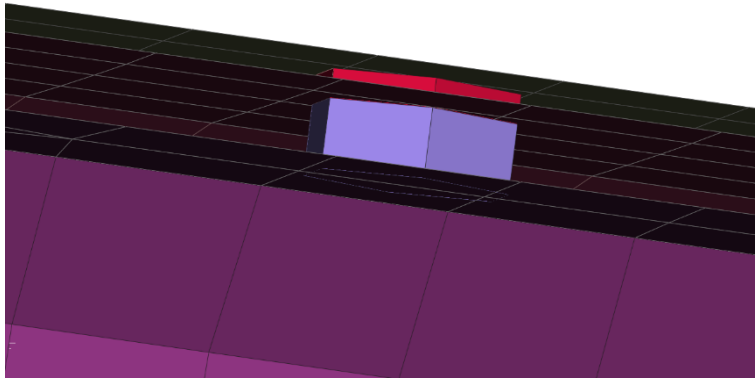
2.6.6 SVARY

Bodových svarů ve formě *Constrained_Spotweld* je v modelu 2 193 a představují tuhé spojení dvou uzlů, kterým se sjednotí posuvy a rotace. Je to přímé spojení dvou uzlů. Nachází se zejména na třech místech. Jednak je to přední část vozidla a prostor masky, dále rám palubní desky a nakonec konzole tažného zařízení. Výhoda detailnosti modelu je v možnosti přesného umístění svarů na jednotlivé díly. Vlivem jemné sítě je navíc k dispozici mnoho uzlů, na které lze svary vztáhnout.

Druhou reprezentací svarů je vytvoření tuhých těles ze sady bodových svarů. Jedná se o zápis *Constrained_Nodal_Rigid_Body*. Takových těles je v modelu 9 886. Rozmístěny jsou po celém vozidle. Za pozornost určitě stojí, že je tímto způsobem navzájem spojen celý rám vozidla. Rám je tvořen mnoha skořepinovými částmi, které jsou spojeny po celé společné délce. Každé z tuhých těles v případě rámu vozidla tvoří pouze jeden svar, pro který je definována sada dvou uzlů (jde o obdobu *Constrained_Spotweld*). Takto je definováno 9390 dvojic uzlů. Ostatní tuhá tělesa jsou tvořena standardně, tzn. pomocí několika uzlů, kdy nejvyšší počet uzlů v sadě je 90.

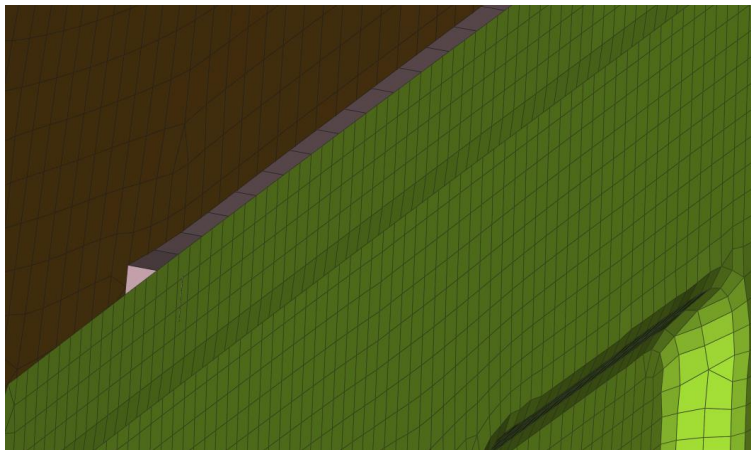
Třetím způsobem modelování svarů je *Connection [SpotweldPoint_Type]* (Obr. 33). Tato metoda by se dala popsat jako generátor svarů, který navíc umožňuje vypočítat zatížení spoje. Ke vzniku takového svaru je nejprve potřeba určit počet těles, která se spojí, a definovat je pomocí ID a následně určit konečno-prvkový typ spojení. Na výběr jich je několika desítek. V tomto případě se jedná o *DYNA SPOT WELD*. Dále se určí, zda se má vytvořit svar jako 3D těleso (na rozdíl od dokonale tuhého spojení spojující dva body jako v předešlých případech), prut nebo skořepina. V návaznosti na typu prvku se určuje několik dalších parametrů. Těleso svaru je tvořeno z 8 heptaedrů a není navázáno na okolní síť.

To mu umožňuje nezávislý pohyb (*Constrained_Spotweld* je vždy navázán na daný uzel). Kontakty takto vytvořených těles se počítají jako všechny ostatní pomocí obecného kontaktu čili nikterak zvlášť. Oproti předešlým typům svaru s nedeformovatelným materiálem je v tomto případě využitý MAT 100 (*MAT_SPOT_WELD_DEMAGE-FAILURE*). Mechanické vlastnosti svarů závisí na více faktorech, jak je podrobněji popsáno v kapitole 2.7. [14] [26]



Obr. 33: Ukázka svaru typu *Connection*

Poslední kategorií jsou lepené spoje (Obr. 34). Ty jsou tvořeny pásem 6 hraných prvků, jejich tloušťka reprezentuje tloušťku vrstvy lepidla. Použit je kohezivní materiál MAT 240.



Obr. 34: Ukázka lepeného spoje

2.7 MODEL Y MATERIÁLŮ

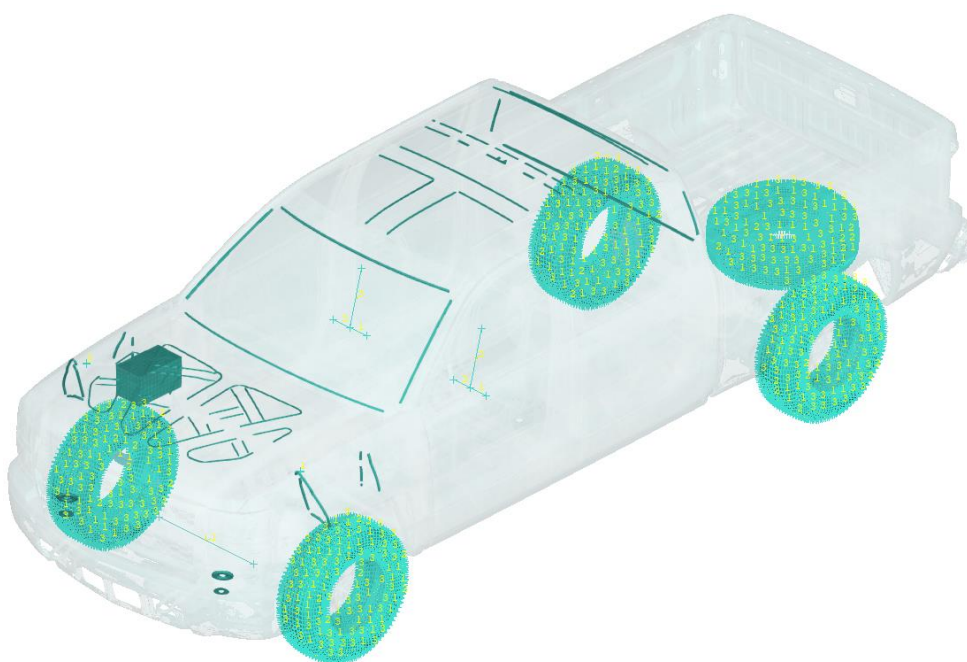
Otázka vlastností materiálů je jednou z klíčových otázek pro správnost výpočtu jakékoliv dynamické analýzy. U nárazu vozidla do překážky tomu není jinak. V přední části vozidla dochází k velikým nelineárním plastickým deformacím a z toho důvodu je potřeba mít přesné materiálové vlastnosti popisující celý rozsah napětí a deformací. Vlastnosti obecně závisí také na teplotě, což u nárazové zkoušky není potřeba podrobněji uvažovat z důvodu nízkého rozsahu teplot. Co se ovšem musí brát v potaz, je závislost deformace na rychlosti deformace. Rychlost deformace je obecně různá a nelze ji dopředu určit pro celý model.

Materiálová data byla získána na základě provedení tahových zkoušek na odpovídajících vzorcích materiálů. LS-DYNA obsahuje širokou škálu materiálových modelů, ze kterých bylo vybráno jedenáct, které dohromady tvoří 139 různých typů materiálů.

Vlastnosti různých druhů oceli byly získány ze společnosti WorldAutoSteel. Následně skupina World Steel Association poskytla komplexní údaje včetně závislosti napětí na rychlosti přetvoření, díky čemuž je popis ocelí mnohem přesnější. Materiálové data slitin hliníku poskytla společnost Aluminium Transportation Group a interní databáze EDAG Inc. [14]

2.7.1 MAT 1

MAT_ELASTIC je elastický model materiálu. Definuje se u něj hustota, Youngův modul pružnosti a Poissonova konstanta. Zde je použit na částech, které se vzájemně liší mechanickými vlastnostmi a jejich hodnotami. Přiřazen je baterii, pneumatikám, připevnění blatníku, silentbloku přední nápravy a slepení dílů předního skla a zadního skla, kapoty a střechy ke karoserii (Obr. 35).



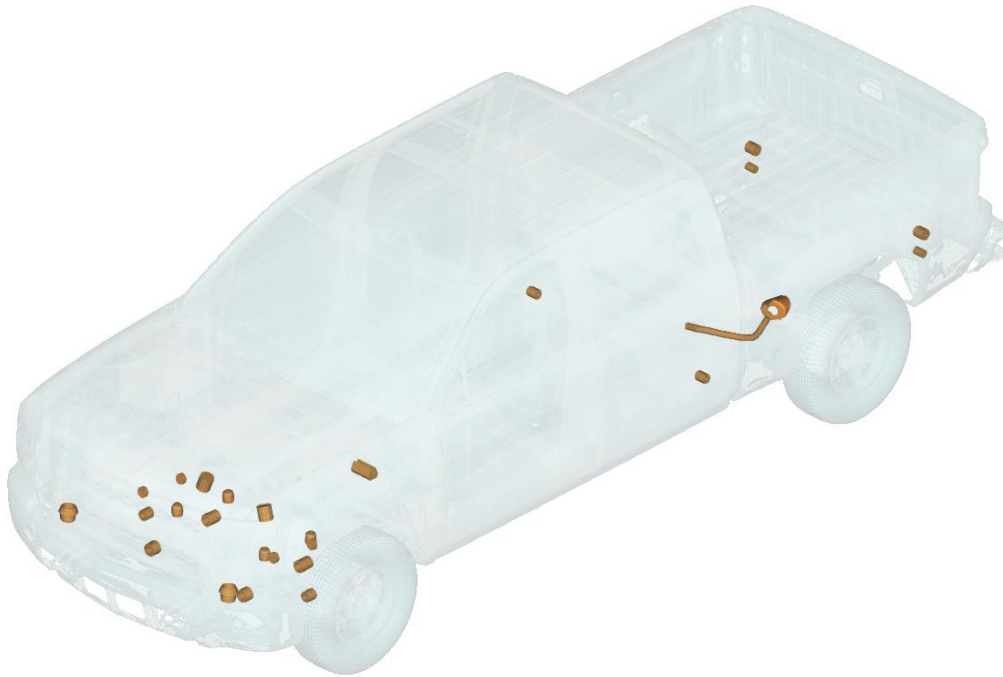
Obr. 35: Použití MAT 1 – Elastický materiál

2.7.2 MAT 6

MAT_VISCOUSELASTIC je obecný viskoelastický Maxwellův model, který je vhodný pro modelování pryže. Definuje se hustota a objemový modul pružnosti. Dále se definuje krátkodobý (G_0) a dlouhodobý (G_∞ – trvalý) modul pružnosti ve smyku spolu s koeficientem zpoždění (β), což slouží k výpočtu modulu smykové relaxace (G). Ta je dána dle Hermanna a Petersona vztahem [14]:

$$G(t) = G_\infty + (G_0 - G_\infty) \cdot e^{-\beta t}. \quad (10)$$

Následně se stanoví napětí a k ní příslušná deformace. Viskoelastický model je použit třikrát, a to k uchycení ramen přední nápravy, karoserii k rámu a vtoku paliva do nádrže (Obr. 36).



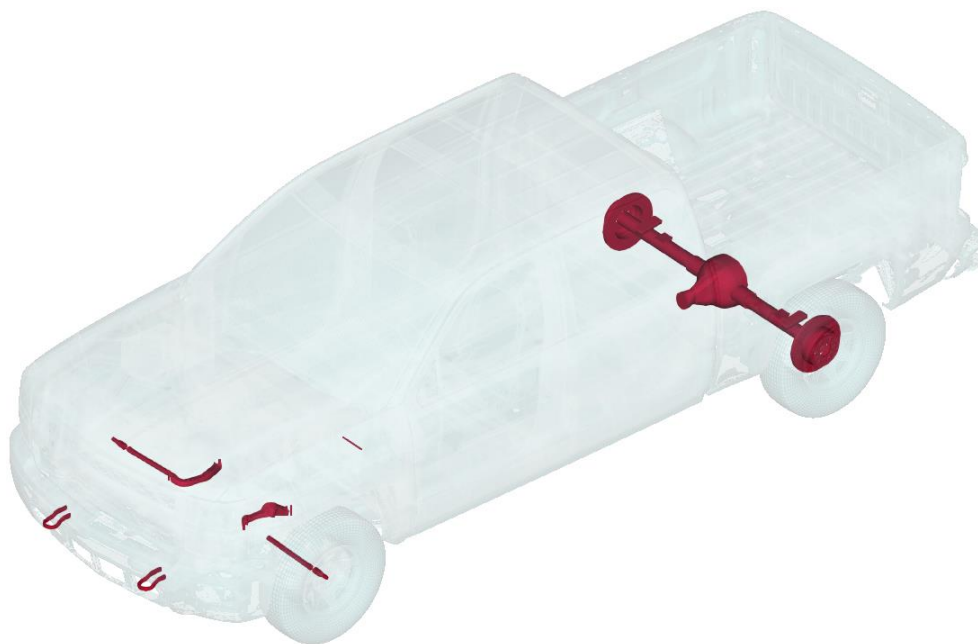
Obr. 36: Použití MAT 6 – Viskoelastický materiál

2.7.3 MAT 9

MAT_NULL, tzv. nulový materiál, je speciální kategorie materiálu používaná v LS-DYNA. Prvky, které mají přiřazen tento materiál, se nepodílí na tuhosti, ale jsou vhodné při řešení kontaktů. V případě prutů a skořepin se vypočte příslušná hmotnost, která se přiřadí daným uzlům, které definují těleso. Definován je Youngův model pružnosti a Poissonova konstanta.

Tyto veličiny slouží k výpočtu kontaktní tuhosti, a proto je vhodné tyto údaje zadat pečlivě. Z obecného hlediska je tento materiál výhodný pro modelování kontaktní plochy, a to v případě, že je těleso tvořeno objemovými prvky. Potom se vnější povrch tělesa překryje skořepinovými prvky, které jsou výhodnější z pohledu výpočtu kontaktu a vymezí se tak styková plocha. Současně se tím zamezí robustnímu řešení kontaktu mezi dvěma tělesy z objemových prvků. Nulové materiály nemají žádnou mez kluzu a chovají se jako kapaliny. Není doporučeno používat Hourglassing, který u tohoto materiálu způsobuje velké chyby. Navíc nulový materiál sám o sobě funguje jako přidání hmoty. [19] [27]

Materiál je využíván pro tažná oka, přední poloosy, část uchycení předního zavěšení a zadní nápravu včetně diferenciálu a náboje kol (Obr. 37).



Obr. 37: Použití MAT 9 – Nulový materiál

2.7.4 MAT 20

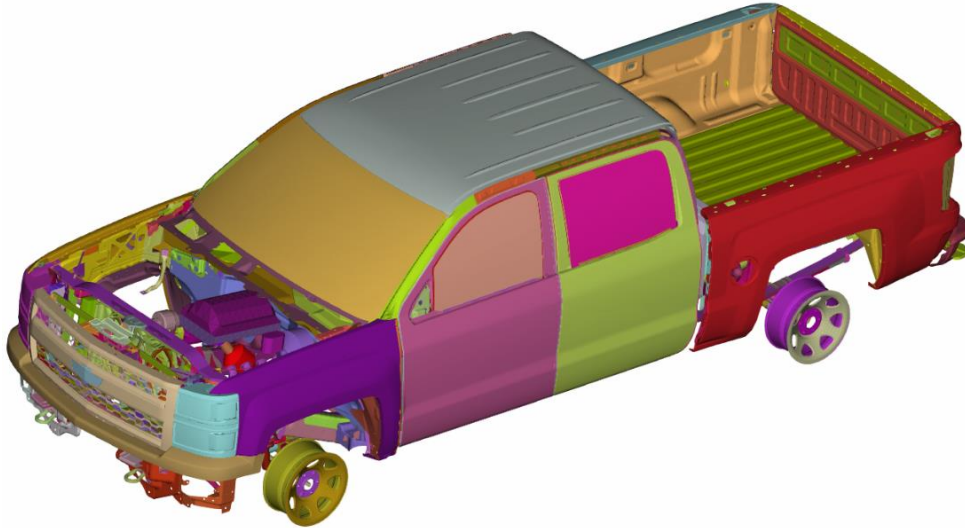
MAT_RIGID je představuje tuhý nedeformovatelný materiál. Definují se shodné veličiny jako v případě *MAT_ELASTIC*, a to z důvodu hodnocení kontaktů. Výpočetně jsou tyto prvky velmi výhodné [27]. Přiřazují se k *Rigid Body*. Tento materiál je přiřazen mnoha dílům. Mezi hlavní patří motor, převodovka, brzdové kotouče, zadní diferenciál a pedály (Obr. 38). Celkově model obsahuje osmnáct typů tohoto materiálu, které se liší hustotou, Youngovým modulem a Poissonovou konstantou.



Obr. 38: Použití MAT 20 – Tuhý materiál

2.7.5 MAT 24

MAT_PIECEWISE_LINEARPLASTICITY představuje izotropní multi-lineárně-plastický materiál, který je typickým materiálem používaným v LS-DYNA. V modelu je vytvořeno dvacet čtyři kategorií tohoto materiálu a tvoří převážnou část automobilu (Obr. 39).



Obr. 39: Použití MAT 24 – Multi-lineárně-plastický materiál

Níže jsou podrobněji popsány vybrané typy materiálů, které jsou význačné z pohledu deformace při čelní srážce, četností použití nebo z pohledu způsobu definice:

- Fascia Plastic MAT 24 – Tento materiál je přiřazen přednímu nárazníku, masce, ventilátoru, světlům a výztuhám bočnic (Obr. 40). Hustota je 2800 kg/m^3 a mez kluzu 60 MPa . Definována je visko-plastická formulace. Mez kluzu závisí na rychlosti přetvoření, proto se určuje tzv. dynamická mez kluzu. Rychlost přetvoření ($\dot{\epsilon}$) se zohledňuje skrze Cowper-Symondsův model, který škáluje statickou mez kluzu (R_e) pomocí zadaných koeficientů C a P . β se určí vztahem [19]:

$$\beta = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C}\right)^{\frac{1}{P}}. \quad (11)$$

Počáteční dynamická mez kluzu σ_y se následně vypočítá jako součet statického napětí ze vztahu [19]:

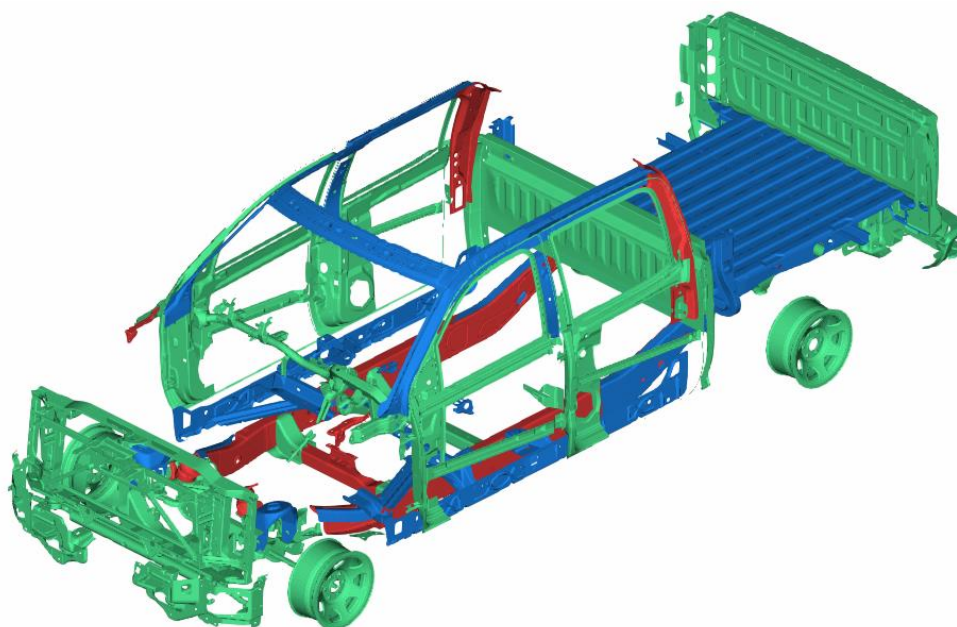
$$\sigma_y(\epsilon_{eff}^p, \dot{\epsilon}_{eff}^p) = \sigma_y^s(\epsilon_{eff}^p) + R_e \left(\frac{\dot{\epsilon}_{eff}^p}{C}\right)^{\frac{1}{P}}, \quad (12)$$

kde ϵ_{eff}^p představuje efektivní plastické přetvoření.



Obr. 40: Použití materiálu Fascia Plastic

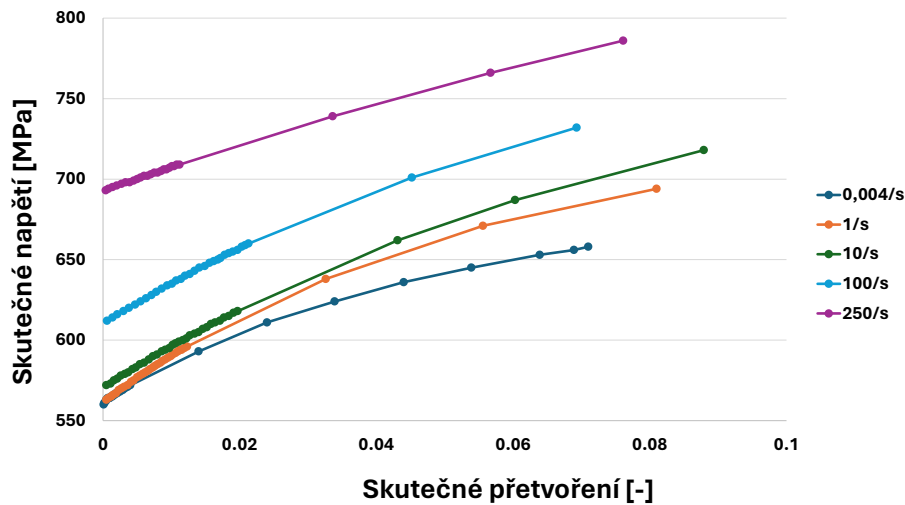
- HSLA (High Strength Low Alloy) – Vysokopevnostní nízkolegovaná ocel má lepší mechanické vlastnosti než standartní konstrukční ocel při zachování hustoty. Materiál je rozdělen do 3 pevnostních tříd dle velikosti meze kluzu. Díly, na kterých je HSLA použita, se dají nazvat jako kostra vozidla (Obr. 41). Při čelním, bočním nebo zadním nárazu jsou tyto díly velmi namáhané. Nejpevnější třída (červená) s mezí kluzu až 650 MPa je přiřazena rámu podvozku a zadnímu sloupku kabiny. Níže je ukázka popisu určení napětí a deformace této nejpevnější třídy HSLA s mezí kluzu 550 – 650 MPa. Tento způsob definice materiálu je nejčastěji používaným způsobem u multi-lineárně-plastického materiálu.



Obr. 41: Použití tříd materiálu HSLA (nejpevnější červená, prostřední modrá a nejméně pevná zelená).

Skutečné (efektivní) napětí, které v materiálu působí, je závislé na rychlosti deformace, tedy na rychlosti, jakou probíhá skutečné přetvoření v materiálu. Toto znázorňuje Obr. 42. Pro každou rychlost přetvoření je pomocí dvojic bodů

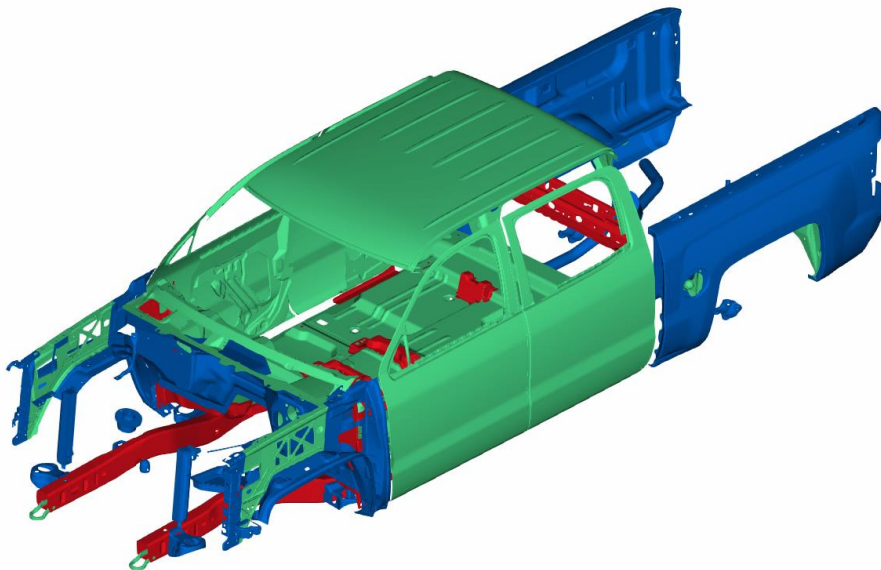
určena křivka. Hodnoty, které nejsou zadány, se určí interpolací mezi křivkami. Pokud jsou hodnoty deformace mimo zadaný rozsah, nepoužije se extrapolace. Namísto toho se hodnoty přiřadí nejbližší křivce. [27]



Obr. 42: Závislost napětí na přetvoření pro ocel HSLA 550-650 MPa

- BH (Bake Hardenable) – Jedná se o ocel s dodatečným vytvrzením po tepelném zpracování. Tyto oceli jsou odolnější proti plastickému přetvoření (např. promáčknutí kapoty). [28]

Využívají se pro karoserii automobilu, dveře, střechu, podlahu a další díly (Obr. 43). Podobně jako HSLA je v modelu BH rozdělena do 3 tříd podle meze kluzu a pevnosti. Nejpevnější třída má mez kluzu 344 MPa a mez pevnosti 474 MPa. Výpočet skutečného napětí probíhá obdobně jako v případě HSLA, tedy je závislý na rychlosti přetvoření, a podle toho je určena pevnost. [14]



Obr. 43: Použití materiálu BH (nejpevnější červená, prostřední modrá a nejméně pevná zelená)

Některé materiály mají nastavenou hranici plastického přetvoření. Při jejím překročení se s prvky ve výpočtu dále nepočítá. Toho je využito např. u čelního a bočních oken nebo u hlavy motoru.

2.7.6 MAT 100

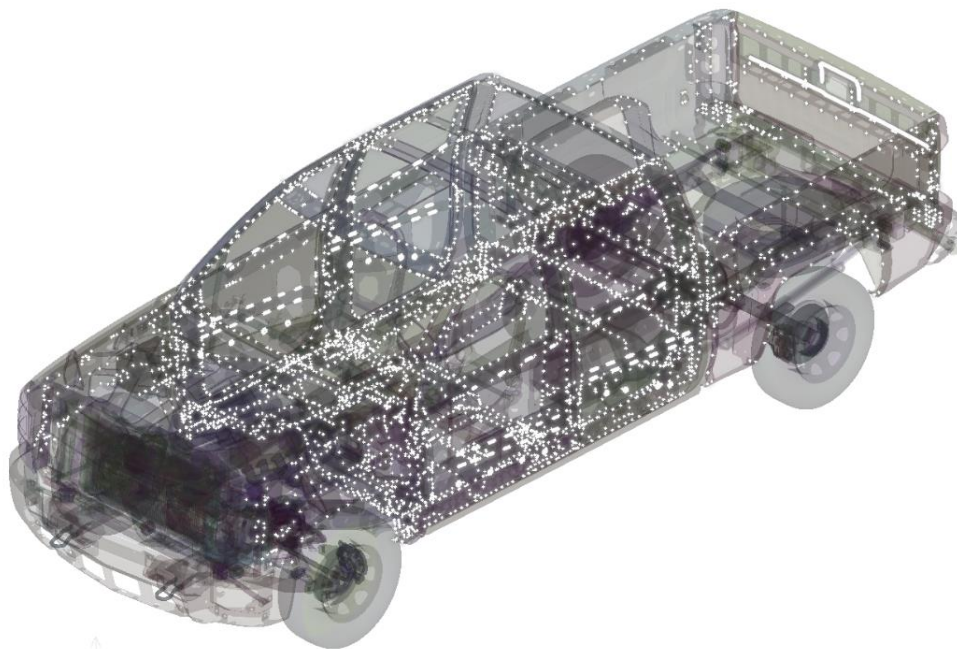
MAT_SPOTWELD může být aplikovaný jak na objemová tělesa, tak na pruty. Výhodou je možnost definice kritérií porušení a možnost zapisovat průběžné silové působení na svar jako SWFORC ASCII soubor. Model obsahuje velké množství svarů, které jsou podrobně popsány díky 69 typům tohoto materiálu (Obr. 44). Ty se navzájem liší jak základními charakteristikami, jako jsou hustota, Youngův modul pružnosti a Poissonova konstanta, tak mezi kluzu (až 1250 MPa) a minimální tloušťkou svaru (0,4 mm až 4 mm).

Ve většině typů svarů je zahrnuto i hledisko porušení svarů. K tomu je zadána veličina modul plastického zpevnění E_p (Plastic Hardening Modulus), která popisuje vlastnosti materiálu při plastické deformaci. [19] [27]

$$E_p = \frac{E_T E}{E - E_T}, \quad (13)$$

kde E_T představuje Youngův modul v plastické oblasti.

Dále jsou zadány hodnoty výsledných sil ve 3 kolmých osách, které mohou ve svaru maximálně působit, než dojde k jeho porušení. Lepené spoje, které jsou v modelu použity v oblasti bočních oken, dveří a otvírání korby, jsou definovány bez kritéria porušení.



Obr. 44: Znárodnění použití materiálu MAT 100

2.7.7 MAT 123

MAT_MODIFIED_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY je obdoba MAT 24. Opět je možné vyhodnocovat napětí v závislosti nejen na deformaci, ale i rychlosti, jakou deformace probíhá. Výhoda tohoto modifikovaného materiálu spočívá v možnosti definovat kritéria porušení.

To nastane při kritické hodnotě hlavního přetvoření, bez jakékoli závislosti na trojosém napětí. [27] [29]

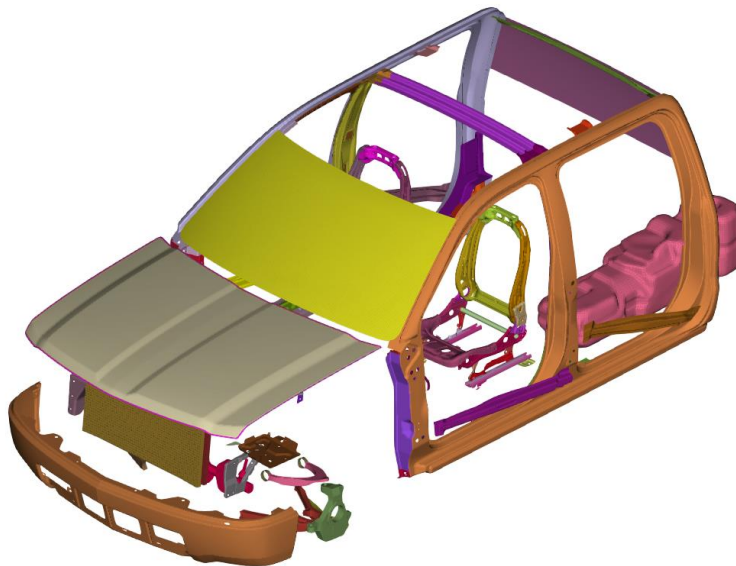
Při výpočtu se porovnává zadaná materiálová vlastnost – kritická hodnota – *EPSMAJ* (Effective Plastic Strain Major) – s vypočtenou hodnotou přetvoření. *EPSMAJ* představuje limitní hodnotu přetvoření, kdy se vždy uvažuje absolutní velikost. Vypočítané přetvoření se pro objemové prvky určuje z hodnot 1. hlavního přetvoření. Přetvoření je určeno rovnicí [19] :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot \ln(\mathbf{F}^T \mathbf{F}), \quad (14)$$

kde ε představuje tenzor deformace a \mathbf{F} představuje gradient globální deformace.

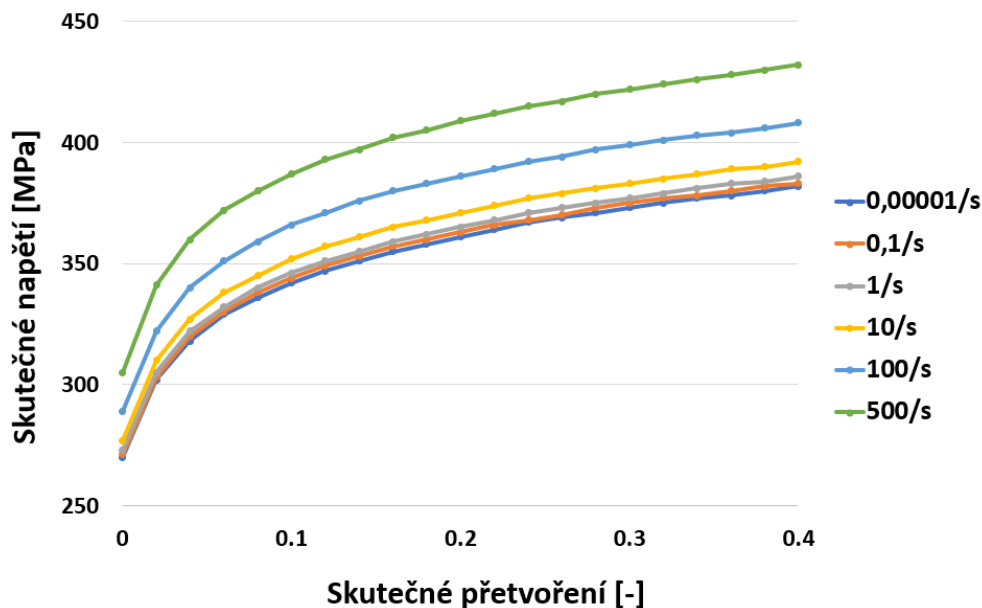
U skořepinových prvků se vyhodnocuje rovina hlavního přetvoření. Následně se posledních dvanácti hodnot přetvoření zprůměruje, čímž se docílí filtrování hodnot a tato zprůměrovaná hodnota se uvažuje při vyhodnocení porušení. [27]

V perspektivě aplikace tohoto materiálu v MKP modelu lze říct, že se jedná o důležité díly vozidla. Celkově se jedná o dvacet typů tohoto materiálu, jejichž použití je ukázáno na Obr. 45. Jde o skořepinové prvky velkých dílů jako jsou kapota, přední nárazník, palivová nádrž, rám kabiny, ale i objemové prvky u ramen zavěšení kol nebo těhlice.



Obr. 45: Znárodnění použití materiálu MAT 123

Obr. 46 zobrazuje průběh skutečného napětí na přetvoření pro různé rychlosti přetvoření. Princip výpočtu je stejný jako u MAT 24. Čím je rychlost přetvoření větší, tím je pevnost materiálu vyšší. To je v souladu s nárazem automobilu do překážky, protože tyto srážky se dějí z pravidla také rychle.



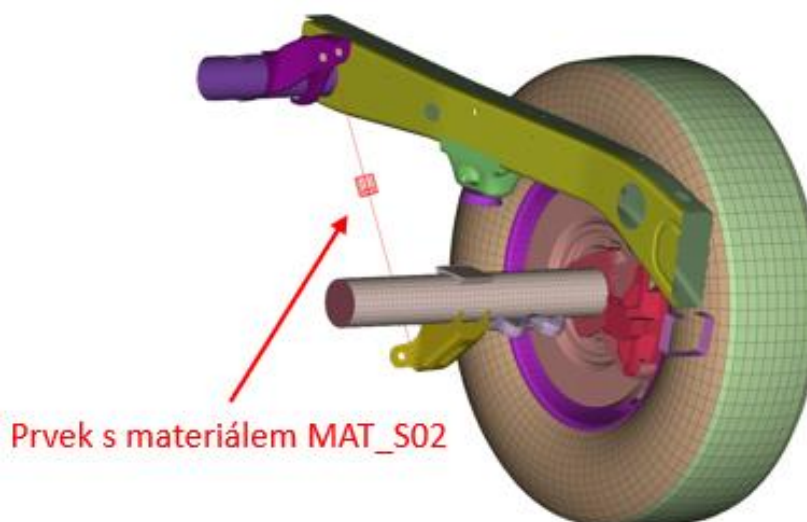
Obr. 46: Závislost napětí na přetvoření pro materiál 6111 – T6

2.7.8 MAT S02

MAT_DAMPER_VISCOUS je materiál viskózního charakteru, který je popsán tlumicí konstantou (poměr síly a rychlosti posuvu). Umožňuje posuvné nebo rotační tlumení mezi dvěma uzly. Přírůstek síly (Δf) je rovnicí [19]:

$$\Delta f = C \cdot \frac{\Delta l}{\Delta t}, \quad (15)$$

kde C je tlumení, Δl je změna vzdálenosti mezi dvěma uzly a Δt je doba, za kterou se tato změna udála [27] [19]. MAT S02 je použit jako tlumič zadní nápravy (Obr. 47).

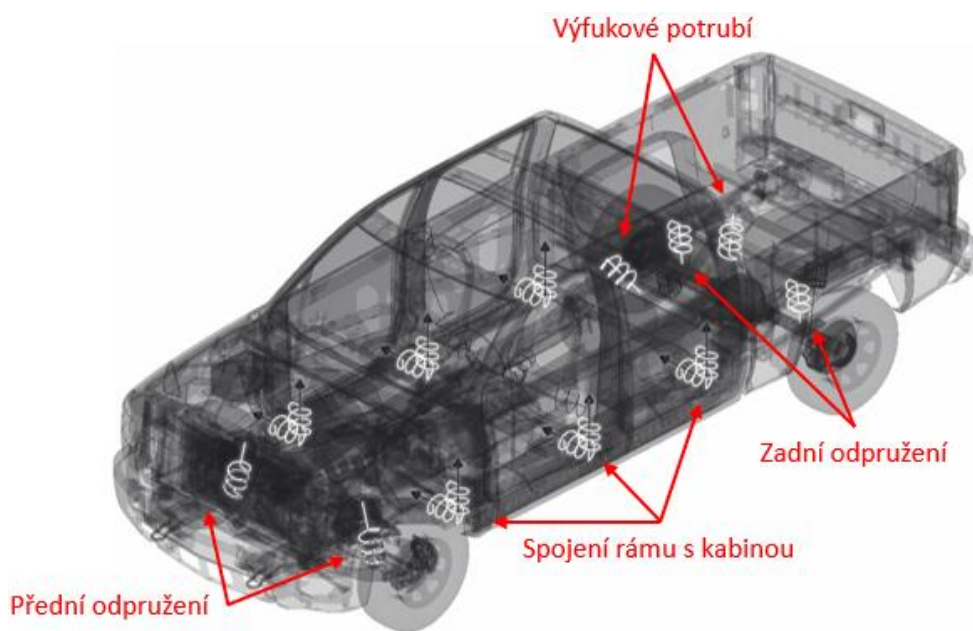


Obr. 47: Znárodnění umístění prvku s materiálem MAT S02

2.7.9 MAT S04

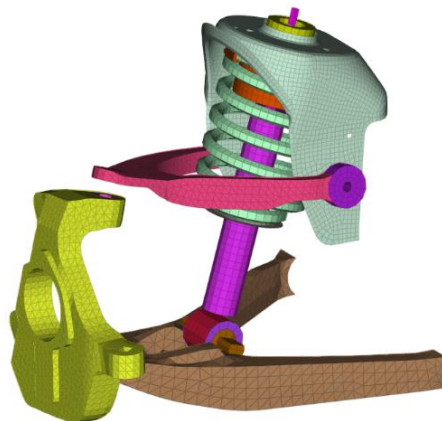
MAT_SPRING_NONLINEAR_ELASTIC je nelineární elastický materiál určený pro diskrétní prvky typu pružina. Umožňuje nelineární posuvný nebo rotační pohyb s jedním stupněm volnosti. Dvojicí hodnot se definují body, které jsou lineárně interpolovány. Tím vznikne křivka závislosti síly na posunutí, která musí procházet místem s nulovým posunutím i silou. [27]

V modelu je osmnáct takových pružin, které patří do pěti tříd, jenž se od sebe liší závislostí síly na posunutí (Obr. 48). Dvanáct z nich je umístěno v pružném pouzdře ve spojení rámu podvozku s podlahou kabiny vždy ve dvou osách (třetí osa je popsána později). Dva z nich jsou umístěny na předním odpružení v pístnici (Obr. 49) a dva na odpružení zadní poloosy vůči rámu. Poslední dva jsou aplikovány na výfukové potrubí.



Obr. 48: Použití materiálu MAT S04

Pružina přední nápravy je definována dvojitě. Jednak je definována pomocí diskrétního prvku typu pružina a druhak také pomocí tělesa složeného z objemových prvků (Obr. 49).

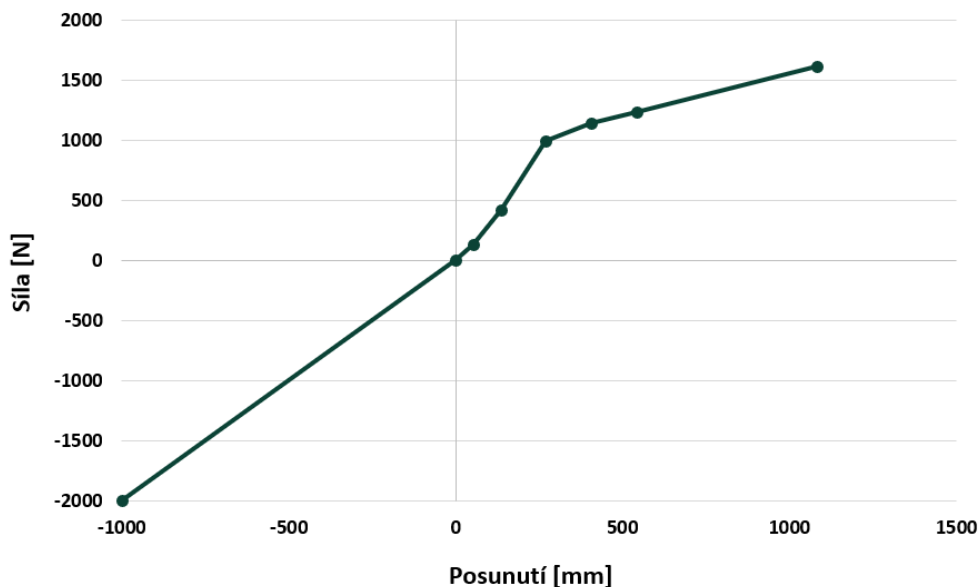


Obr. 49: Zobrazení části modelu předního zavěšení

2.7.10 MAT S05

MAT_DAMPER_NONLINEAR_ELASTIC je nelineární viskózní materiál umožňující translační tlumení s jedním stupněm volnosti. Prvek je aplikován na přední odpružení přímo do pístnice (Obr. 49), stejně jako pružina v případě MAT S04.

Zajímavostí je charakteristika tlumiče. V situaci, kdy dojde ke stlačení pružiny je závislost čistě lineární, ale při roztahení tlumiče je oblast rozdělena na šest různých lineárních podoblastí (Obr. 50).

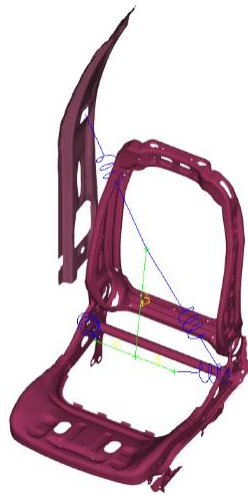


Obr. 50: MAT S05 - Závislost rychlosti na posunutí tlumiče předního odpružení

2.7.11 MAT S06

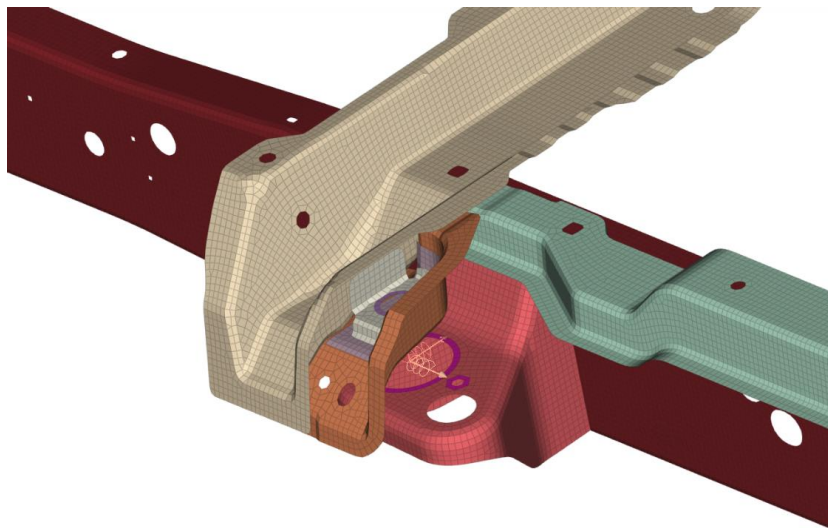
MAT_SPRING_GENERAL_NONLINEAR je typ materiálu umožňující obecný nelineární translační pohyb. Oproti ostatním materiálům určeným pro diskrétní prvky se odlišuje v možnosti specifikace zátěžové křivky, která může být nesymetrická a po částech lineární. Především tento materiál umožňuje definovat jednu charakteristickou křivku pro stav stlačování pružiny a druhou křivku pro stav roztahování pružiny. To znamená, že se jedná o kombinaci nelineární elastické elasto-plastické charakteristiky. Materiál pracuje s dvěma počátečními mezemi kluzu – pro tah a pro tlak. [19]

V modelu jsou tři kategorie tohoto materiálu. Dva z nich slouží k upevnění figurína k sedačce. Ten je tvořen dvěma pruty, které jsou spojeny do písmene „T“ otočeného o 180°. Jedná se o uchycení rohů sedačky ke konci prutu, který je v oblasti blízké kyčlím člověka a také pružiny představují bezpečnostní pásy, které také prochází figurínem, tentokrát v oblasti hrudníku (Obr. 51).



Obr. 51: Figurín (zelený) a jeho přichycení k sedačce pomocí pružin (modré)

Třetí kategorie slouží k uchycení rámu podvozku k podlaze kabiny, což nahrazuje pružné pouzdro (Obr. 52), která zprostředkovává tento spoj. Ve dvou osách je tohle modelováno pomocí MAT S04 (Obr. 48). Třetí osa, která je na ně kolmá a je orientovaná ve směru jízdy, uvažuje obecnější charakteristiku materiálu.



Obr. 52: Spojení rámu s kabinou pomocí pružného pouzdra

2.8 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

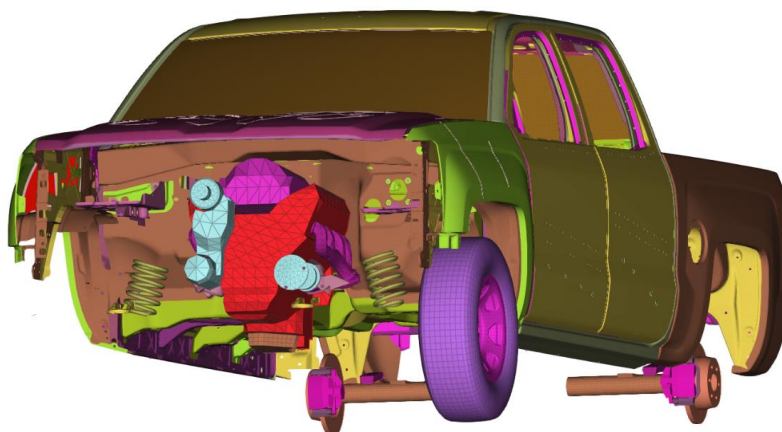
U nárazů těles dochází k velikým deformacím. Určení veškerých kontaktních dvojic ještě před výpočtem ale není reálné. Nastavení kontaktů je pro správné řešení výpočtu proto zcela zásadní, kdy umožňuje simulovat interakci mezi jednotlivými díly (včetně kontaktu tělesa se sebou samotným). K těmto interakcím dochází jak vlivem pohybu vozidla, tak i vlivem velkých deformací, ke kterým při srážce dochází. LS-DYNA umožňuje nastavit různé druhy kontaktů, které používají odlišné algoritmy řešení. Výběr a nastavení typu kontaktu má vliv na robustnost a stabilitu řešení. [30]

Nastavení kontaktů v popisovaném modelu lze rozdělit na dvě kategorie. Těmi jsou kontakty *Constraint_Based*, které jsou založeny na omezeních stupňů volnosti, a kontakty *Penalty_Based*, založené na penalizační metodě. Pokud se uzel připojí k jinému uzlu pomocí metody *Constraint_Based*, nemůže už být daný uzel součástí jiného kontaktu. Obě metody fungují na principu imaginární pružiny, která vyvíjí sílu, jež brání průniku kontaktních entit. Velikost síly závisí na pomyslné hloubce průniku. Rozdíl mezi metodami spočívá ve výpočtu tuhosti imaginární pružiny.

Další rozdělení souvisí se vzdáleností mezi dvěma spojovanými entitami. Vázaná metoda (*TIED*) uvažuje dokonalé spojení sekundárního segmentu s primárním segmentem neohledně na to, jestli mezi nimi je mezera nebo není. Pokud je, tak dojde k posunutí uzlů a tím pádem malé změně sítě a geometrie modelu. Druhou metodou je odsazení (*OFFSET*). Tato metoda je používána současně s penalizační metodou. [30] [31]

Kontakty nejsou tvořeny automaticky. Model využívá bodových svarů a lepených spojů, ke kterým se připojují další díly. Obr. 53 ukazuje díly, které mají speciálně definovaný typ kontaktu. Tyto typy kontaktu mají při řešení přednost před obecným automatickým kontaktem. Z pohledu nastavení kontaktů a jejich algoritmů řešení se jedná o:

- *TIED_NODES_TO_SURFACE_OFFSET* – na začátku simulace se pro každý uzel sekundárního segmentu najde nejbližší uzel z primárního segmentu, ke kterému se přiřadí. Tím se vytvoří kontakt. Tento typ kontaktu umožňuje odsazení mezi primárním a sekundárním segmentem. Nicméně funguje nejlépe, pokud jsou zmíněné segmenty velmi blízko sebe, protože momenty, které vznikají vlivem odsazení segmentů, nejsou zohledňovány. [30] [31]
- *TIED_SURFACE_TO_SURFACE_OFFSET* – jedná se o totožný typ kontaktu jako předcházející, ovšem sekundárním segmentem nejsou libovolné sady uzlů, ale uzly skořepinových prvků. [30]
- *TIED_SHELL_EDGE_TO_SURFACE* – jde o kinematický typ kontaktu, kdy se mohou propojit jak translační, tak i rotační stupně volnosti. Segment s jemnější sítí by měl být veden jako sekundární. Používá se pro kontakt mezi dvěma skořepinami. [30] [31]
- *FORCE_TRANSDUCER_PENALTY* – k snímání a měření kontaktní síly slouží tento typ kontaktu. Nejedná se o kontakt jako takový, ale o snímání síly v kontaktu, který byl definován některou z výše zmíněných forem. [31]



Obr. 53: Díly, na kterých jsou použity kontakty typu *TIED* a *FORCE*

- *CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE* – jde o výchozí typ kontaktu pro simulaci nárazů. Je zvolena metoda „Exempted“, která definuje sadu uzlů, na které se kontakt nevztahuje. V našem případě tato sada obsahuje svary a lepené spoje. Na ostatní části modelu je využitý tento kontakt, pokud není definován některým z výše zmíněných způsobů. Používá se metoda Pinball Segment-Based. Tento typ kontaktu neobsahuje definici primárního segmentu. Kontakty se vyhodnocují na sekundárních segmentech (včetně kontaktu tělesa se sebou samotným). Je definován statický (F_s) i dynamický (F_d) součinitel tření a koeficient zpoždění (D_c). Celkový součinitel tření (μ_c) se určí z rovnice [23]:

$$\mu_c = F_D + (F_S - F_D) \cdot e^{-D_c |v_{rel}|}, \quad (16)$$

kde v_{rel} představuje relativní rychlost kontaktních povrchů.

2.9 OSTATNÍ

2.9.1 RYCHLOST A ZRYCHLENÍ

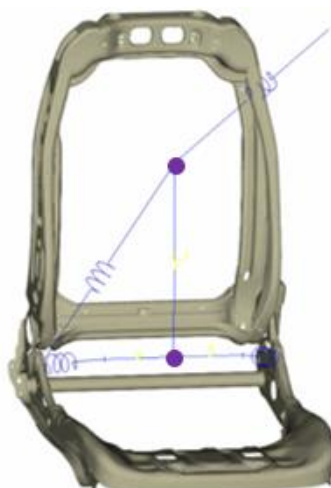
Počáteční rychlost je nastavena pomocí funkce *Initial_Velocity*. Hodnota rychlosti je 56 km/h ve směru vpřed (v případě softwaru LS-DYNA se udává rychlost 15 555,56 mm/s). Gravitační zrychlení určuje funkce *Load_Body_Option* o velikosti 9810 mm/s.

2.9.2 PŘEKÁŽKA

Překážka, do které vozidlo narazí je nastaveno skrze funkci *RigidWall_Plannar*. Jde o čtyři zcela tuhé stěny. První svislá stěna je pro přední tažné háky, druhá vodorovná stěna pro přední pneumatiky, třetí vodorovná stěna pro zadní pneumatiky a poslední ze stěn je opět vodorovná a je použita na celý model mimo přední háky.

2.9.3 ŘIDIČ A SPOLUJEZDEC

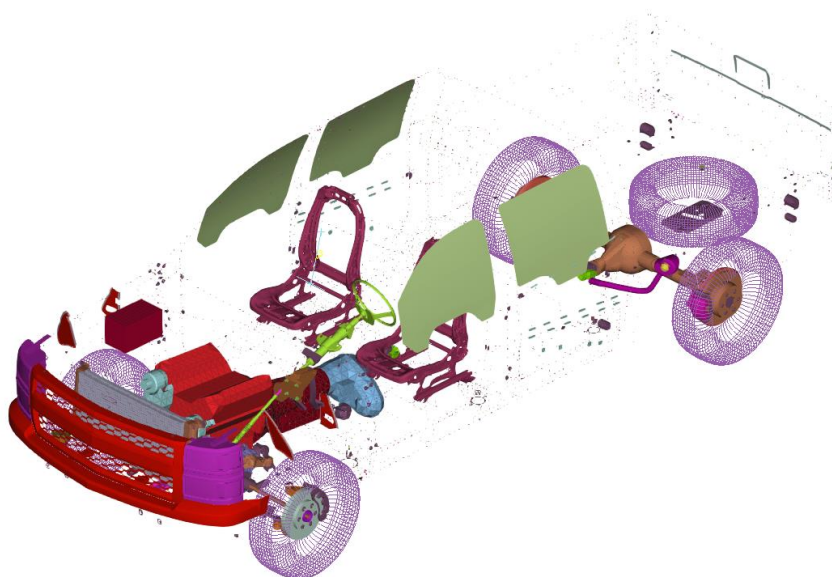
Řidič je modelovaný zjednodušeně pomocí dvou hmotných bodů, které jsou na koncích prutů (Obr. 54). Pruty jsou modelovány z konstrukční oceli s kruhovým příčným průřezem o průměru 32 mm. První hmotný bod je umístěn na horním konci prutu v oblasti hrudníku o hmotnosti 33,32 kg a druhý hmotný bod je v oblasti pánve o hmotnosti 45,08 kg. Na Obr. 54 jsou zobrazeny také pružiny představující bezpečnostní pásy, které jsou přichyceny ke koncům prutů. Spolujezdec je modelovaný obdobně. Hmotnost horního hmotného bodu je 23,52 kg a spodního hmotného bodu je 31,36 kg.



Obr. 54: Umístění hmotných bodů (fialově) představujících váhu řidiče

2.9.4 KONTROLA HOURGLASSINGU (HG)

HG je použitý téměř pro celý model mimo některé díly, které jsou zobrazeny na Obr. 55. Pro skořepinové prvky je nastavení typu HG č. 8. To se používá pro plně integrované skořepinové prvky. Dochází k přesnému řešení tuhosti deformace elementu. Toto nastavení zvýší dobu výpočtu z pravidla o 25 %. Pro objemové prvky je nastaven typ č. 5, tzn. tvar *Flanagan-Belytschko* s určením přesného objemu. Jedná se o tuhostní přístup. [19]



Obr. 55: Díly bez použití HG

2.9.5 PŘÍČNÉ PRŮŘEZY

Příčné průřezy slouží k zaznamenání výsledných sil, které v dílech vozidla po nárazu vznikají. Musí se určit díl, kterým bude veden řez. Tento díl nesmí být současně tuhým tělesem. Následně se pomocí definice vektorů stanoví rovina, ve které vznikne řez vybraným dílem, a tím se určí příčný průřez. V modelu jich je definováno celkově devadesát jedna. Rozmístěny jsou po celém vozidle. Největší počet se nachází v oblasti podvozku. Frekvence snímání je 0,0001 s.

3 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA

3.1 POČÁTEČNÍ ÚVAHA

Výpočty by měly sloužit k analýze dopravní nehody, kdy je potřeba zpětně určit rychlost srážky ze známé deformace vozidla. Tu lze fyzicky změřit. Nedestruktivní možností určení deformace je využití MKP přístupu. Problém nastává při tvorbě modelu vozidla, kde se objevuje celá řada neznámých.

Správný MKP model by měl reprezentovat a nahrazovat realitu. Vozidla jsou v současnosti vyráběna z vysoce pokročilých materiálů, které mají vlastnosti optimalizované mimo jiné i na odolnost vůči srážce. U těchto materiálů je navíc potřeba znát širokou škálu materiálových vlastností, a to se nejedná pouze o oceli, ale i plasty a další materiály. Materiálové modely si přitom každý výrobce pečlivě střeží a nelze se k nim veřejně dostat.

Obdobně je tomu s geometrií vozidla. Není reálné každé vozidlo rozebrat do posledního dílku, ty následně změřit, určit hmotnosti a vytvořit CAD model, protože je v současnosti obrovské množství vozidel, jejich modelů a designových verzí. Navíc je potíž v určení typu spojení dílů, kdy jsou některá spojení nerozebíratelná. Další díly jsou lisované, jiné kompozitní, některé plastové anebo tvoří elektronické součástky. Pro tak širokou paletu dílů není možná kompletní analýza.

Následující výpočty by proto měli sloužit ke zjednodušení těchto dvou problémů, tedy najít co nejjednodušší materiálové, geometrické modely a nastavení řešiče a jeho okrajových podmínek, které neovlivní přesnost výpočtu, nebo na ni budou mít minimální vliv. To mimo jiné znamená, že se určí oblasti, které mají zásadní vliv na přesnost MKP modelu a není u nich prostor na významná zjednodušení.

Cílem není najít oblasti, u kterých bude obrovská odchylka v porovnávaných výstupech, nýbrž najít takové díly, vlastnosti a parametry modelu, které nemají vliv na porovnávané výstupy. Tím se v kladném případě prokáže, že jejich zjednodušení nemá vliv na výsledky a při tvorbě nových MKP modelů tyto úpravy lze uvažovat.

3.2 POROVNÁVANÉ VÝSTUPY

Před samotnými citlivostními výpočty je nutné si stanovit určující parametry, které ukáží, jak daná simulace dopadla v porovnání s výchozím výpočtem (etalonem) a také s ostatními výpočty.

Je známo, že rychleji jedoucí vozidlo způsobí větší deformaci. Z popisu materiálů lze vyčíst, že používané materiály jsou v mnoha případech a z mnoha pohledů velmi nelineární. Z toho vyplývá, že by měla být i jejich výsledná deformace v závislosti na rychlosti nelineární. Je třeba ovšem zohlednit také fakt, že se vozidlo skládá z velkého množství dílů, přičemž má každý jinou tuhost a deformační vlastnosti. O tom, jak velkou roli představuje daný díl v odolnosti vozidla jako celku před srážkou, rozhoduje zase rychlost srážky, resp. kinetická energie vozidla. MKP model navíc obsahuje celou řadu kontaktů. To znamená, že nelze předem určit obecnou závislost rychlosti vozidla na jeho následné deformaci. Za tímto účelem byly provedeny výpočty, které tuto závislost zkoumaly.

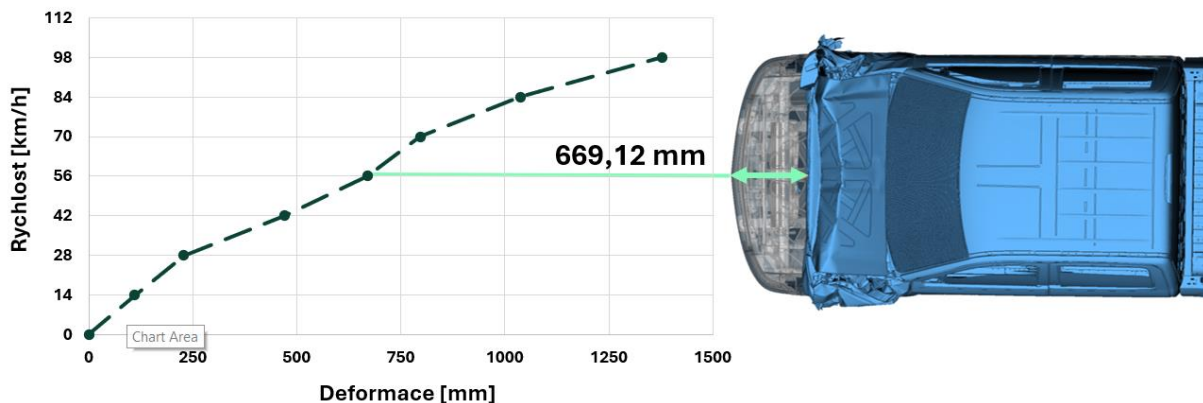
Pro zjištění závislosti rychlosti na deformaci bylo v rozsahu rychlostí 0 až 98 km/h provedeno sedm výpočtů, kdy byla počáteční rychlosti vozidla při prvním výpočtu 14 km/h a každým následujícím výpočtem se o 14 km/h zvýšila (Tab. 6).

Tab. 6: Závislost deformace na rychlosti vozidla

Deformace [mm]	Rychlost [km/h]
0	0
110,58	14
222,97	28
469,51	42
669,12	56
796,87	70
1036,74	84
1378,97	98

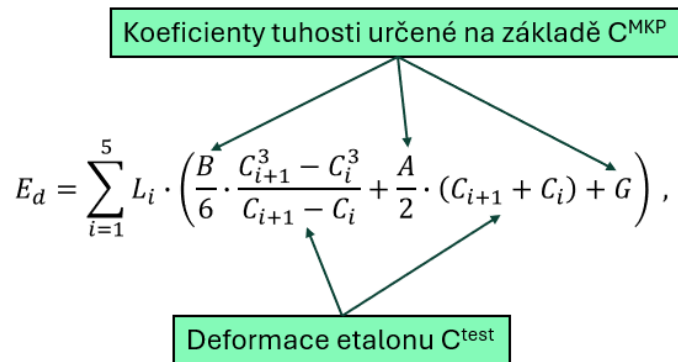
Prvním ze dvou hlavních porovnávaných parametrů byla podélná deformace při rychlosti 56 km/h. Deformace je určena jako rozdíl podélné délky vozidla před srážkou a po srážce (Obr. 56). Měření probíhá vždy v podélné ose vozidla. Počáteční délka modelu vozidla je 5843,75 mm.

Závislost deformace na rychlosti



Obr. 56: Znárodnění měření deformace

Druhým hlavním parametrem je EES, resp. její rozdíl oproti etalonu. EES se získá na základě nejpoužívanější metody CRASH3, která je popsána v kap 1.4. Do ní vstupuje naměřená deformace z upraveného MKP modelu (C^{MKP}) a veličina b_0 . Z nich se určí tuhostní konstanty A , B a G , které slouží k určení deformační energie E_d . Při určení deformační energie je vstupem opět deformace, která se tentokrát bude uvažovat z reálného vozidla po nárazové zkoušce (v tomto případě z validovaného MKP etalonu - C^{test}), viz Obr. 57. Takovýmto způsobem totiž lze určit vliv tuhosti vytvořeného modelu.



Obr. 57: Znárodnění použití deformace upraveného MKP modelu a etalonu

Přínos tohoto přístupu je v budoucím vytváření nových modelů jiných vozidel, kdy je zásadní určení tuhosti vozidla. Pokud se vytvoří nový (jednodušší) model, tak se tímto způsobem může určit jestli, a příp. jak moc, se liší jeho tuhost oproti reálnému vozidlu. Jinými slovy se stanoví tuhost na základě právě vytvořeného modelu a doplní se deformací z nárazové zkoušky reálného vozidla, čímž se získá vliv tuhosti nově vytvořeného modelu vůči reálnému vozidlu.

3.3 ROZDĚLENÍ VÝPOČTŮ

Významným faktorem, který má vliv na deformaci vozidla je nastavení MKP modelu. Jelikož se jedná o citlivostní analýzu, je nutné uvažovat určité rozčlenění výpočtů do tematických skupin a definovat, které veličiny budou porovnávány. Za další je nezbytné mít MKP model, který bude považován za etalon. Tím je v tomto případě výše popsaný model, který byl vytvořen a validován (popis v kapitole 2.3) [14]. Veškeré následující výpočty a výsledky budou porovnávány právě s tímto modelem.

Po podrobném prozkoumání a rozboru byly stanoveny 3 tematické skupiny vozidla:

- **Geometrie**
Tato skupina zkoumá geometrické úpravy a zjednodušení vozidla a jejich následný vliv.
- **Modely materiálů**
V této části jsou pokročilé modely materiálů nahrazeny jednoduššími modely s ohledem na výslednou deformaci vozidla.
- **Okrajové podmínky modelu (OP)**
OP zkoumají odlišné možnosti nastavení kontaktů, formulací prvků, jejich integračních bodů apod. s ohledem na následnou deformaci vozidla.

3.4 VÝCHOZÍ VÝPOČET

3.4.1 POPIS VÝPOČTU

Nejprve byl proveden výchozí výpočet, se kterým budou následující výpočty srovnávány. Pro vzájemnou porovnatelnost výpočtů (zejména z hlediska výpočetního času) je nutné dodržení jednotných podmínek. Výpočty proběhly na univerzitním počítači, který obsahuje dva procesory třídy AMD EPYC 7501, každý o 32 jádrech. Vždy probíhal pouze jeden výpočet. Výpočty probíhaly v programu LS-Run 2023 R2. Počáteční rychlost vozidla byla ponechána 56 km/h a koncová doba srážky je 0,1 sekundy. Řešič je explicitní, který umožňuje

nastavení mnoha parametrů výpočtu (viz. 3.4.2). S ohledem na rychlost výpočtu byly nastaveny parametry uvedené v Tab. 7.

Tab. 7: Nastavení řešiče

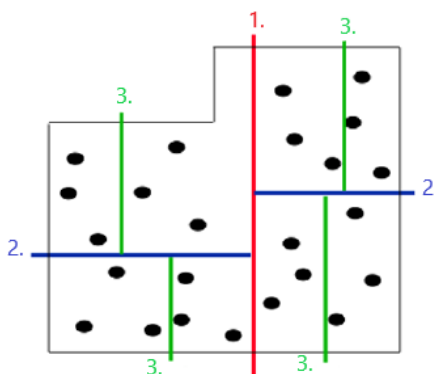
Program	LS-Run 2023 R2
Procesor	AMD EPYC 7501
Základní rychlost procesoru	2 GHz
Počet jader	32
Paměť na jádro	2 GB
Doba srážky	0,1 s
Typ řešiče	MPP single-precision
Komunikační protokol	MS-MPI

Řešič MPP single-precision (Massively Parallel Processing) umožňuje na rozdíl od základního řešiče SMP (Symmetric Multi-Processing) dekompozici modelu, která je popsána v kapitole 3.4.2. Komunikace mezi jednotlivými jádry probíhá skrze MS-MPI protokol (Microsoft – Message Passing Interface), který definuje standardy pro posílání zpráv mezi jádry, jejich synchronizací apod.

3.4.2 DEKOMPOZICE MODELU

Dekompozice se týká rozdělení modelu na několik domén v závislosti na počtu jader. V tomto případě se tedy jednalo o 32 domén. Každá doména řeší samostatně svou část modelu. Prvky a uzly na hranicích jednotlivých domén si přenášejí informace mezi sebou pomocí výše zmíněného MS-MPI protokolu.

MPP dekompozice je provedena výchozí metodou RCB (Recursive Coordinate Bisection). Tato metoda je znázorněna na Obr. 58. Její princip spočívá v rozpůlení modelu ve směru kolmém k nejdelší ose tak, aby vznikly dvě rovnocenné poloviny. Řez proběhne v takové vzdálenosti, aby byly obě poloviny stejně výpočtově nákladné (v závislosti na formulaci prvku, počtu integračních bodů prvku atp.). Takto vzniknou první dvě domény. Stejným principem je následně rozdělena každá nově vzniklá doména až vznikne třicet dva domén. Metoda tendenci vytvářet domény o tvaru kvádru zarovnaného podle podél souřadnicových os. [32] [33]

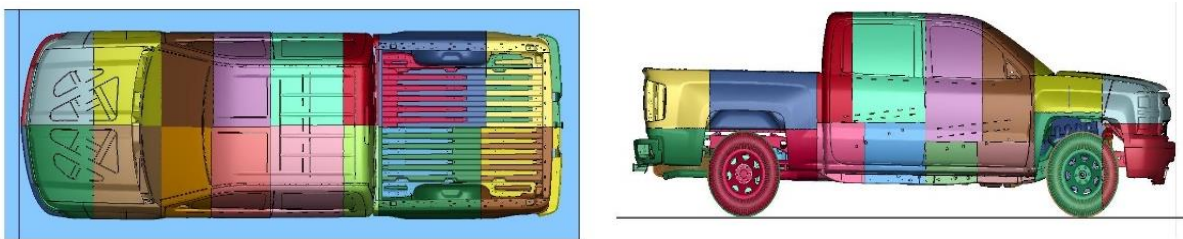


Obr. 58: Ukázka posloupnosti dělení metodou RCB [34]

Zřejmá výhoda této metody spočívá v její rovnoměrnosti. Každá doména je výpočtově stejně náročná. Nevýhoda není možná na první pohled znát, ale je třeba uvážit, že při čelní srážce dojde k největším deformacím v přední části vozidla, kde je třeba soustředit jádra procesoru. Naopak v zadní části vozidla dochází k minimálním deformacím prvků. RCB metoda rozdělí vozidlo na domény bez ohledu na to, jak bude daná část vystavena deformacím, a proto nemusí být toto rozdělení vždy optimální.

LS-DYNA obsahuje i tzv. speciální způsoby dekompozice [23]. Z nich byly vybrány dva, které se spolu s výchozí možností porovnály. V tomto srovnání různých dekompozic modelu se porovnávala doba výpočtu při zachování přesnosti, čímž se získá výpočtově nejrychlejší způsob dekompozice, který bude při následných výpočtech aplikován.

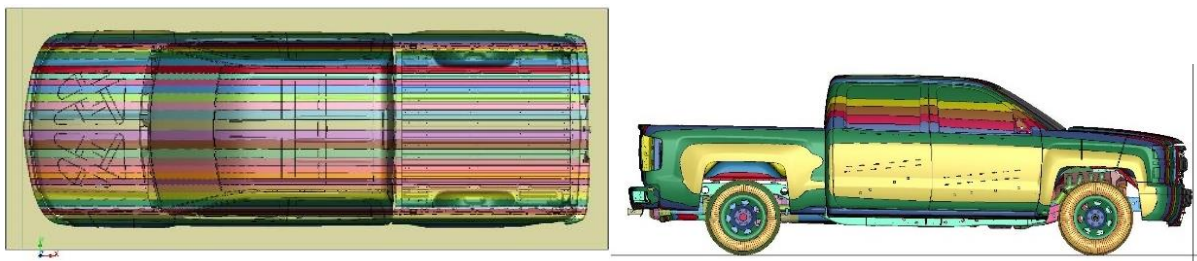
- Výchozí dekompozice



Obr. 59: Výchozí dekompozice

Při výchozí dekompozici (Obr. 59) nebylo do jejího vzniku nijak zasahováno. Každý barevný odstín představuje jednu doménu. Je vidět, že se vytvořili převážně krychlové domény. Výpočet trval 903 minut a vozidlo se deformovalo o 667,13 mm.

- Podélná dekompozice

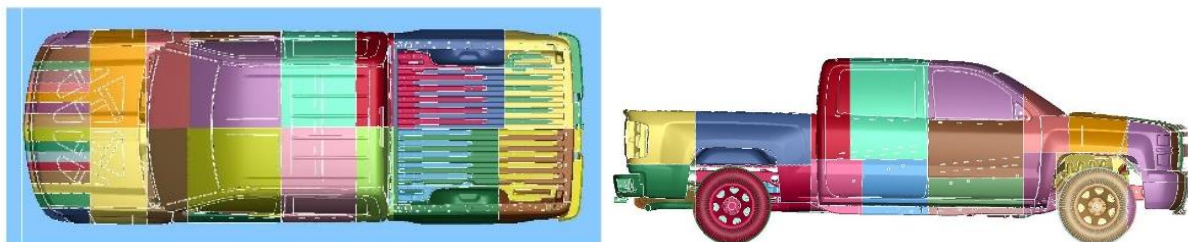


Obr. 60: Podélná dekompozice

Speciální podélná dekompozice (Obr. 60) vznikne rozdělením modelu podél příčné osy Y na daný počet pásů. V tomto případě se model rozdělil na tisíc pásů. Následně jsou pásy tak jak jsou vedle sebe rozděleny do domén, kterých je třicet dva.

Výhodou této dekompozice je, že při čelní srážce dojde v každé doméně k podobné deformaci (na rozdíl od výchozího případu). Nevýhodou je velká plocha stěn domén, což znamená velký počet prvků a uzlů, které musejí komunikovat se sousední doménou. Tyto hraniční prvky z jedné domény totiž ovlivňují výpočet sousední domény a čím víc takových prvků je, tím je výpočet náročnější a hlavně delší. Podélnou dekompozicí se dosáhlo nejlepších výsledků. Výpočet trval 841 minut a došlo k deformaci o velikosti 669,12 mm.

- Smíšená dekompozice



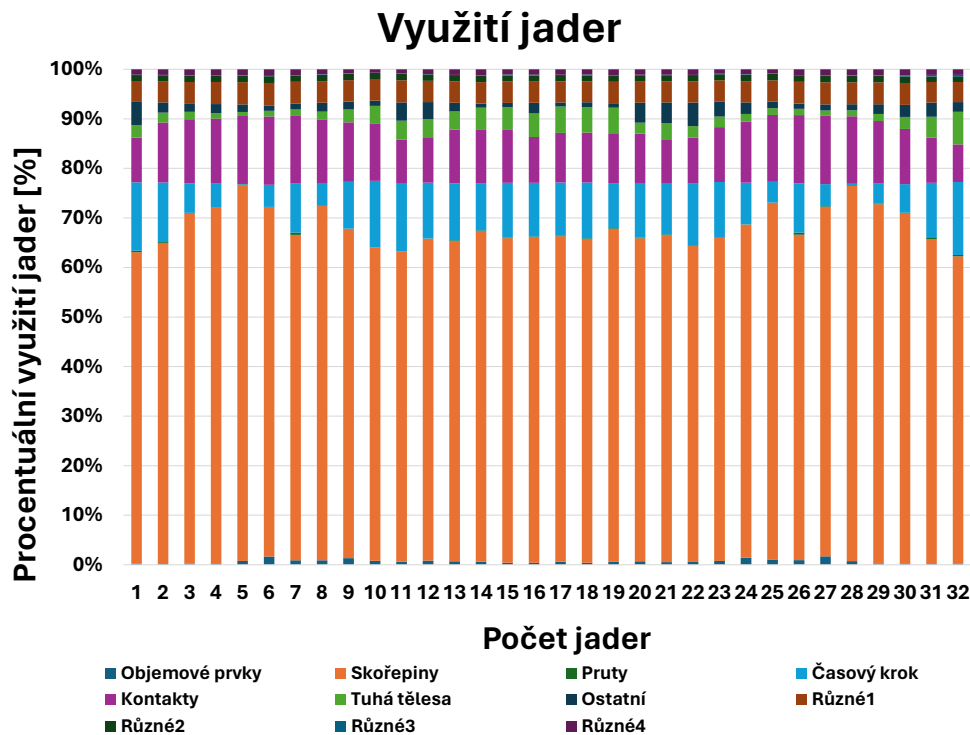
Obr. 61: Smíšená dekompozice

Druhou speciální dekompozicí je kombinace obou výše zmíněných způsobů (Obr. 61). Předních 700 mm vozidla je rozděleno podélnou metodou, na kterou navazuje metoda výchozí. Právě těchto prvních 700 mm je při srážce nejvíce plasticky deformovaných, a proto dojde k rovnoměrnějšímu rozdělení příslušných prvků mezi domény. Následující část automobilu je rozdělena výchozí metodou. Výpočet při smíšené dekompozice trval 908 minut a vozidlo se zdeformovalo o 668,18 mm.

Ukazuje se, že způsob dekompozice má vliv na přesnost výpočtu. Tento vliv je ovšem velmi nepatrný. Maximální rozdíl deformací na konci srážky je 1,99 mm, což představuje 0,3 %, a proto se tímto rozdílem v naměřených délkách není třeba víc zabírat. Je ovšem důležité si uvědomit, že ačkoli v tomto případě vyšla nejlépe podélná dekompozice, při jiném počtu domén, jiném způsobu dekompozice nebo celkově jiném MKP modelu, se může ukázat jako nejvýhodnější jiná z metod, a to i výraznějším způsobem.

LOAD BALANCE

Protože se jako nejlepší ukázala podélná dekompozice budou veškeré následující výpočty dekomponovány touto metodou. Přínosem metody je rovnoměrnější využití jader počítače (tzv. Load Balance – Graf 2), u kterého jde vidět jistá symetričnost.



Graf 2: Využití jader u výchozího výpočtu

Jednoznačně nejvíc výpočetního času zabere výpočet skořepinových prvků. To je v rozporu s tím, že jsou známé pro svou menší výpočetní náročností na rozdíl od objemových prvků. Nesmí se zapomenout na to, že je model tvořen téměř z 90 % ze skořepinových prvků, ale výpočetní náročnost se pohybuje kolem 65 %. Dalším významným faktorem je výpočet kontaktů a velikost časového kroku. U výpočtu kontaktů je nejvýraznější obecný kontakt, který je definován na většinu dílů. Představuje více než 95 % výpočetního času ze všech kontaktů. Tyto 3 položky zabírají téměř 90 % výpočetního času každé domény. Do kategorie Různé patří např. škálování hmotnosti, aplikace gravitační síly, počáteční rychlosti, airbagy apod.

Velikost časového kroku byla $4,5^{-7}$ sekundy a výpočet se skládal z 222 223 cyklů – impulsů rázové vlny. Škálováním hmotnosti se přidalo celkově 27 kg, což představuje 1 % celkové hmotnosti vozidla. Škálovány jsou ty prvky, které mají časový krok menší než 5^{-7} sekundy. Jinými slovy prvkům, které mají tak nízkou hmotnost, že jejich časový krok vychází méně než 5^{-7} sekundy, je navýšena hmotnost tak, aby jejich časový krok byl právě takto velký.

3.4.3 VÝSLEDKY VÝCHOZÍHO VÝPOČTU

Celková podélná deformace etalonu je:

$$\Delta l = l_{před} - l_{po} = 5843,75 - 5174,63 = 669,12 \text{ mm}, \quad (17)$$

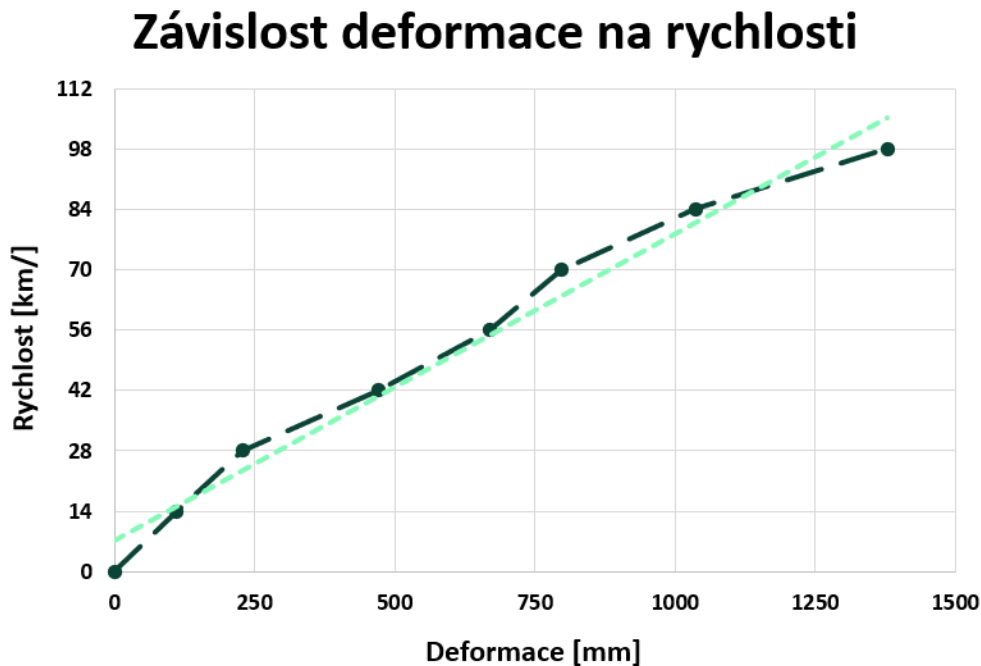
kde $l_{před}$ je délka vozidla před nárazem a l_{po} je délka vozidla po náraze.

Z rovnice (1) se určí průměrná deformace výchozího MKP modelu jako:

$$C^{MKP} = \frac{\frac{0,094}{2} + 0,603 + 0,652 + 0,651 + 0,603 + \frac{0,094}{2}}{5} = 0,521 \text{ m}. \quad (18)$$

Pozn.: Zde se budou vkládat hodnoty naměřené deformace z nově upravených MKP modelů. Ve výchozím případě je upraveným MKP modelem etalon.

Rychlost b_0 se vždy určila z Obr. 62. Na něm je závislost deformace na rychlosti. Je vidět, že pro rozsah rychlostí 30 km/h až 90 km/h je tato závislost přibližně lineární. Nejpřesnější je rozmezí 42 km/h a 56 km/h. Z hodnot deformací pro tyto dvě rychlosti se vytvořila přímka, která ve stejném grafu protíná osu Y právě v hodnotě b_0 (3,444 m/s).



Obr. 62: Závislost deformace na rychlosti

Pozn.: Hodnota b_0 se pro následné porovnání EES určila na základě naměřených deformací z nově vytvořených modelů, které se spočítaly pro rychlosti 42 km/h a 56 km/h.

Z rovnice (2) se určí b_1 :

$$b_1 = \frac{v - b_0}{C^{MKP}} = \frac{15,556 - 3,444}{0,521} = 25,078 \frac{1}{s} \quad (19)$$

Následně se určí tuhostní parametry A , B a G dle rovnic (3) (4) a (5):

$$A = 84\,508,3 \frac{N}{m}, \quad (20)$$

$$B = 847\,716,7 \frac{N}{m^2}, \quad (21)$$

$$G = 4212,3 N. \quad (22)$$

Dále se určí deformační energie E_d dle rovnice (6):

$$E_d = \sum_{i=1}^5 E_{d_i} = 38\,321 + 91\,124 + 97\,202 + 90\,998 + 38\,321 = 355\,965 [J]. \quad (23)$$

Pozn.: Pro určení deformační energie se již uvažovaly deformace C^{test} a C^{MKP} dle Obr. 57.

Koeficient restituace e se dle [1] uvažuje o hodnotě 0,1.

EES se z rovnice (7) určí:

$$EES = \sqrt{\frac{2 \cdot 355\,965}{2\,739}} \cdot (1 - 0,1^2) \cdot 3,6 = 57,46 \frac{km}{h}. \quad (24)$$

Výsledky uvádí Tab. 8:

Tab. 8: Výsledky výchozího výpočtu (etalon)

Rychlost [km/h]	Výpočetní čas [min]	Deformace [mm]	Rychlost podle CRASH3 [km/h]
56	881	669,12	57,46

U výpočtů citlivostí analýzy byly sledovány také procentuální změny deformace a rychlosti vůči etalonu. Výpočetní čas byl sledován u všech výpočtů, ale protože se ukázala určitá závislost mezi rychlostí výpočtu a volným místem na pracovním disku počítače, je zmiňován pouze ve zřejmých případech, kdy dojde ke zdatelné změně.

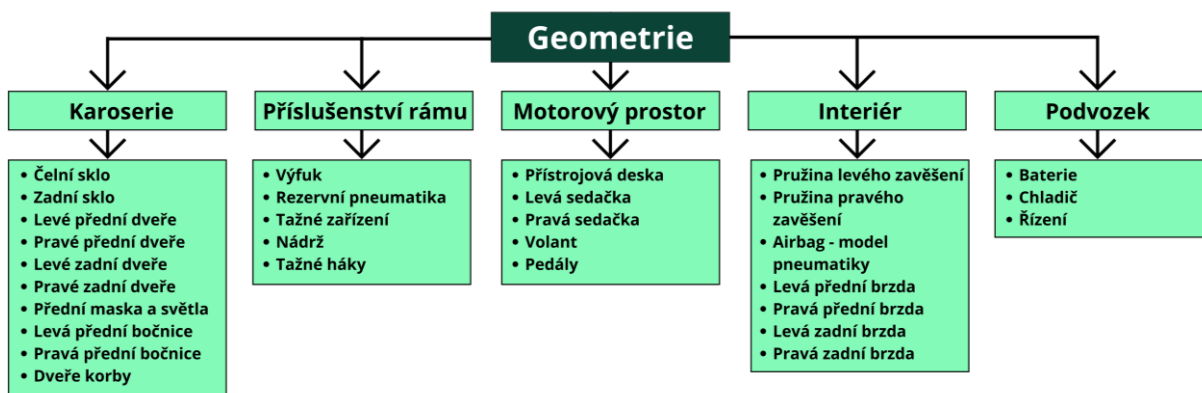
Rychlost srážky dle CRASH3 vyšla o 1,46 km/h vyšší, než byla skutečná rychlost, což představuje chybu metody. Na této nepřesnosti se může podílet fakt, že výpočet neskončil ve statické poloze, ale v čase 0,1 sekundy. Dále také lineární odhad b_0 nebo skutečnost, že se vozidlo při měření rozdělilo na pět oblastí tuhosti, nikoli na víc.

3.5 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA VLIVU GEOMETRIE

Citlivostní analýza geometrie se zabývá zjednodušujícími úpravami výchozího modelu. Nezabývá se díly, které mají stěžejní vliv na chování vozidla a nelze je při tvorbě modelu vynechat, jako např. motor, převodovka nebo rám.

Nejprve se vytvořil model, kterému se odebralo co možná nejvíc dílů, svarů, kinematických vazeb a jiných spojů. Odstraněny byly takové entity, které jsou těžce modelovatelné nebo vyžadují příliš podrobný popis. Tím se získala nejhorší varianta – upravený model, který se od skutečnosti liší nejvíc. Následně se odebrané díly rozdělily do skupin podle oblasti vozidla, ve které se nachází. Těmi jsou podvozek, motorový prostor, příslušenství rámu, karoserie a interiér.

Tyto díly jsou vypsány na Obr. 63. V další fázi se vytvořily modely, kterým se odebraly díly pouze z příslušné oblasti. Tímto způsobem lze určit, jestli a případně jaký má daná skupina vliv na poškození vozidla.



Obr. 63: Rozdělení konstrukční struktury vozidla

3.5.1 ZPŮSOBY ÚPRAVY GEOMETRIE

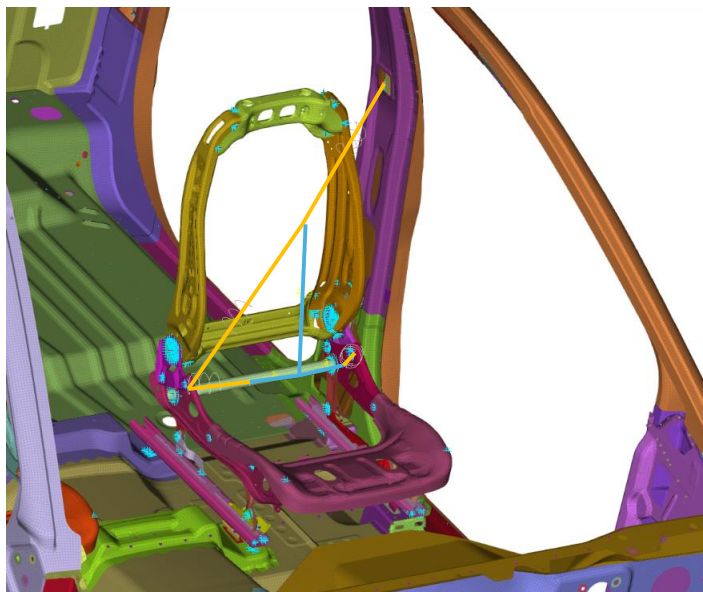
NÁHRADA HMOTNÝM BODEM A VAZBOU

První z použitých možností je tzv. *Constrained Interpolation* (známý jako RBE3). Vytvořený hmotný bod je současně závislým uzlem, jehož pohyb je interpolován sadou nezávislých uzlů. Hmotnost závislého hmotného bodu je lineárně přenášena na nezávislé uzly. Spojení hmotného bodu je deformovatelné, což lépe odráží skutečnost, že se nahrazené díly mohou při srážce deformovat a není tak do modelu přidána tuhost, jako by tomu bylo v případě tuhého spojení hmotného bodu, který představuje *Constrained Nodal Rigid Body* (známý jako RBE2). [35]

Ukázka: Náhrada sedačky řidiče a figurína

1) Prozkoumání modelu sedačky, souvisejících entit a navazujících dílů

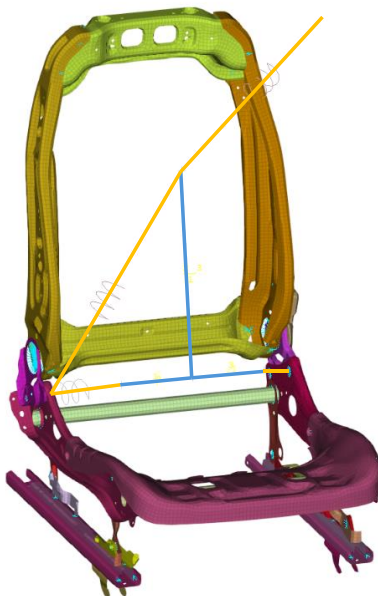
Sedačka se skládá z třiceti pěti dílů, 61 *Constrained Nodal Rigid Body* a třech hmotných bodů (hrudník řidiče, boky řidiče a naškálovaná hmotnost celé sedačky). Sedačka je ve své spodní části připevněna k rámu kabiny, dále je na ní pomocí prutů modelován řidič a pomocí pružin bezpečnostní pásy, kdy jeden z nich je spojen s B-sloupkem kabiny. Znázornění původního stavu je na Obr. 64.



Obr. 64: Oblast sedačky řidiče modelu etalon (modře zvýrazněn figurín, žlutě pružiny)

2) Definice závislého uzlu

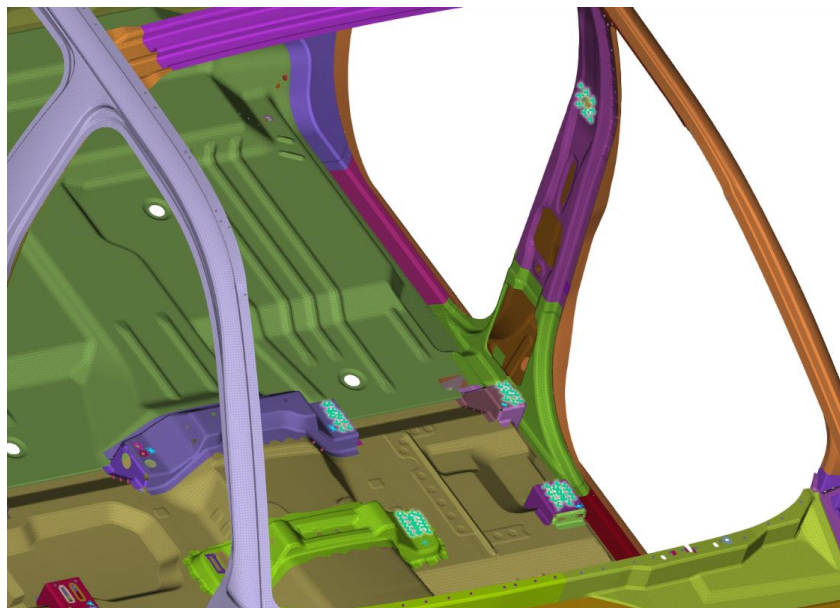
V případě sedačky s figurínem dojde k odebrání všech zmíněných dílů a jiných entit, které jsou zobrazeny na Obr. 65. Následně se těmto dílům určí jejich celková hmotnost. Pomocí váženého průměru se následně vypočítá těžiště. Po odebrání těchto entit se v modelu vytvoří nový uzel, který se umístí do spočítaného těžiště.



Obr. 65: Zobrazení odstraněných částí (modře zvýrazněn figurín, žlutě pružiny)

3) Definice nezávislých uzlů

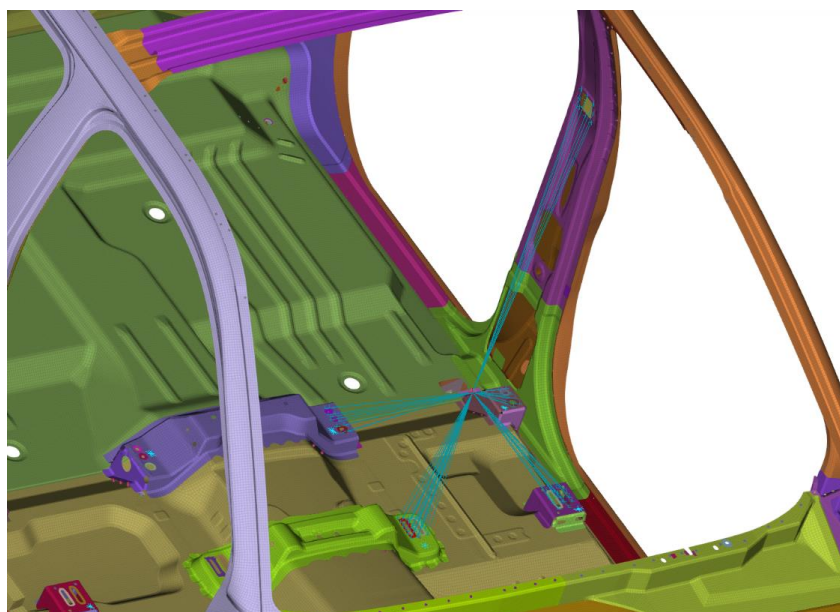
Jako nezávislé uzly se určily uzly těch dílů a entit, které přímo navazovaly na odebrané díly. Hustota výběru nezávislých uzlů byla zvolena s ohledem na jednoduchost a skutečný průběh deformace daného dílu. Celkem bylo vybráno šedesát šest uzlů (Obr. 66).



Obr. 66: Zvýraznění nezávislých uzlů RBE3 pro náhradu sedačky řidiče a figurína

4) Přidání hmotnosti závislému uzlu

Na závěr se vytvořil nový hmotný bod, který byl vztáhnutý na vytvořený závislý uzel. V případě náhrady sedačky včetně řidiče se jedná o 100,44 kg. Konečná náhrada sedačky řidiče spolu s figurínem je na Obr. 67



Obr. 67: Náhrada sedačky řidiče a figurína pomocí RBE3

NÁHRADA ÚPRAVOU HMOTNOSTI

Druhá metoda, která byla použita na úpravu geometrie, se uplatnila v případě, kdy měla celá skupina dílů hmotnost do 1 kg, nebo byl daný díl rotačně symetrický, anebo byl uchycen na rotačním díle. V případě odebrání symetrického dílu, který měl na ose symetrie jiný díl (např. pružina a pístnice na přední nápravě), se hmotnost odebraného dílu přidala na díl,

který ležel na ose symetrie. Tento způsob byl využitý na vinuté pružiny přední nápravy a brzdy všech čtyř kol, kdy se hmota přidala nejbližšímu tuhému tělesu (např. těhlici).

V případě nesymetrických a nerotujících dílů o nízké hmotnosti se přidala hmotnost odebrané části nejbližšímu velkému dílu pro zachování stejného rozložení kinematické energie vozidla, jako měl výchozí stav. Takto byly upraveny přední tažné háky (hmota připadla nejbližšímu dílu rámu) a přední – převážně plastové – výztuhy blatníku (hmota připadla na karoserii blatníku).

Ve zbylých případech zjednodušení byla použita předchozí metoda úpravy pomocí hmotného bodu a vazby. Výhoda metody úpravy hmotnosti spočívá v její jednoduchosti. Narozdíl od předchozího způsobu se do MKP modelu nepřidá další uzel a s ním spojené pohybové rovnice a omezení. Nevýhodou metody je fakt, že v modelu po odebrání tělesa vznikne volný prostor. Tímto volným prostorem může jiné těleso pronikat bez omezení. V případě využití hmotného bodu umístěného do těžiště dojde k nárazu právě do vytvořeného hmotného bodu.

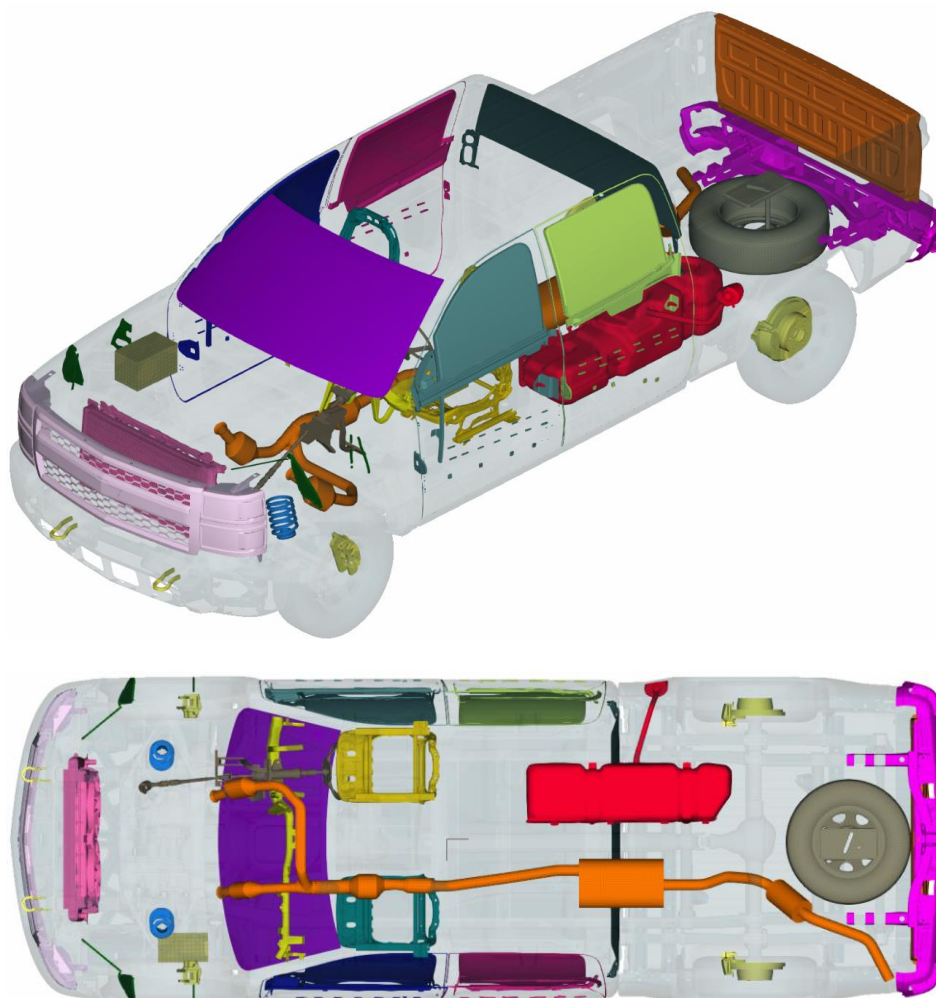
3.5.2 ÚPRAVA VŠECH SKUPIN SOUČASNĚ

POPIS ÚPRAVY

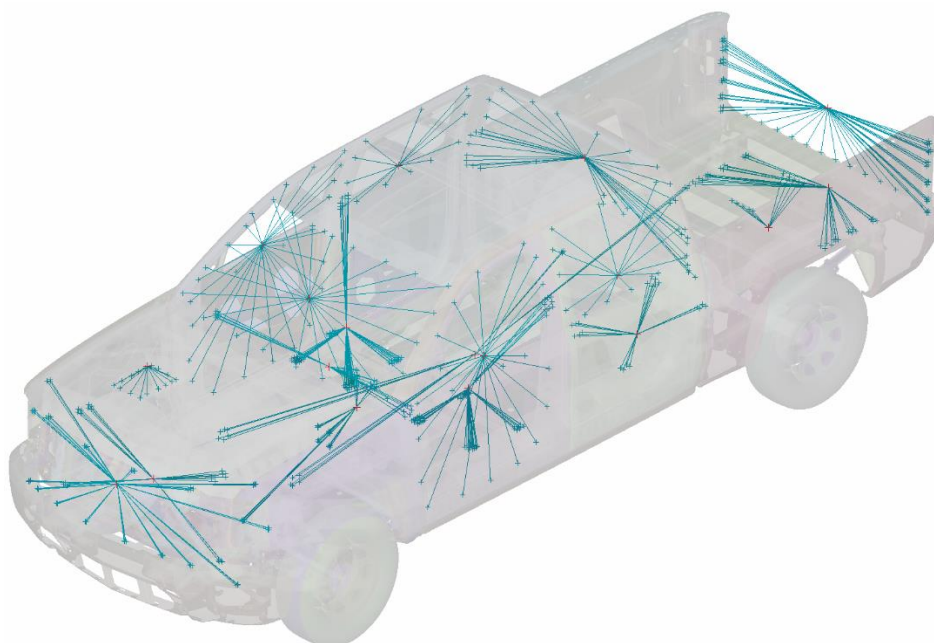
Jako první ze všeho se provedl výpočet, kdy byly upraveny všechny oblasti uvedené na Obr. 63 současně. Tím se z pohledu geometrie vozidla vytvořil velmi zjednodušený model (Obr. 68 a Obr. 69 – každá skupina jedna barva), který je svou podobností nevzdálenější od etalonu.

Spolu s výše zmíněnými úpravami se navíc u pneumatik změnil model vnitřního tlaku (z *Airbag_Simple_Presure_Model* na *Airbag_Simple_Airbag_Model*). Ten pracuje na základě zadané měrné tepelné kapacity za konstantního objemu C_v a za konstantního tlaku C_p a teploty vnitřního plynu. Dále je předepsán okolní tlak a okolní hustota. LS-DYNA umožňuje definovat i hmotnostní výtok plynu z pneumatiky v případě jejího porušení. Předepsáno je to skrze křivku. Všechny plyn unikne během první tisíce sekund. Hodnoty do tohoto modelu byly převzaty ze jiného, podobného MKP modelu, který využívá zmíněný zápis vnitřního tlaku v pneumatice.

Dále se odstranili prutové kordy z kostry všech pneumatik. Na závěr se (stejně jako u všech následujících úprav geometrie) dorovnála hmotnost modelu tak, aby přesně odpovídala hmotnosti výchozího modelu. Tato dodatečná hmotnost se rovnoměrně přidala mezi nově vytvořené uzly.



Obr. 68: Úprava všech skupin geometrie současně – zjednodušené díly



Obr. 69: Úprava všech skupin geometrie současně – zvýraznění RBE3

VÝSLEDKY

Geometrickou úpravou všech skupin současně se zvětšila velikost deformace o 30,92 mm, což představuje 4,62 % nárůst celkové deformace. Při posouzení rychlosti podle metodiky CRASH3 došlo ke snížení EES o 2,82 km/h. Výpočetní čas se prodloužil přibližně o polovinu. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 9.

Tab. 9: Výsledky úpravy geometrie u všech skupin současně

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava všech skupin současně	56	700,04	4,62	54,64	-4,91

Snížení EES se dalo očekávat, protože její výpočet uvažoval model vozidla s nižší tuhostí vůči etalonu (viz. nárůst deformace), ale deformace pro určení E_d se uvažovala z etalonu, který je tužší (viz Obr. 57).

Tento výpočet kombinoval geometrické zjednodušení napříč celým automobilem. Změna deformace je největší a podle očekávání došlo ke zvětšení deformace vozidla. Nárůst doby výpočtu z 881 minut na 1 364 minut lze přisoudit velkému počtu vytvořených hmotných bodů a vazeb, které prodloužili výpočet, přestože se snížil odstraněním dílů celkový počet prvků o více než 20 % (model obsahuje o 596 663 prvků méně).

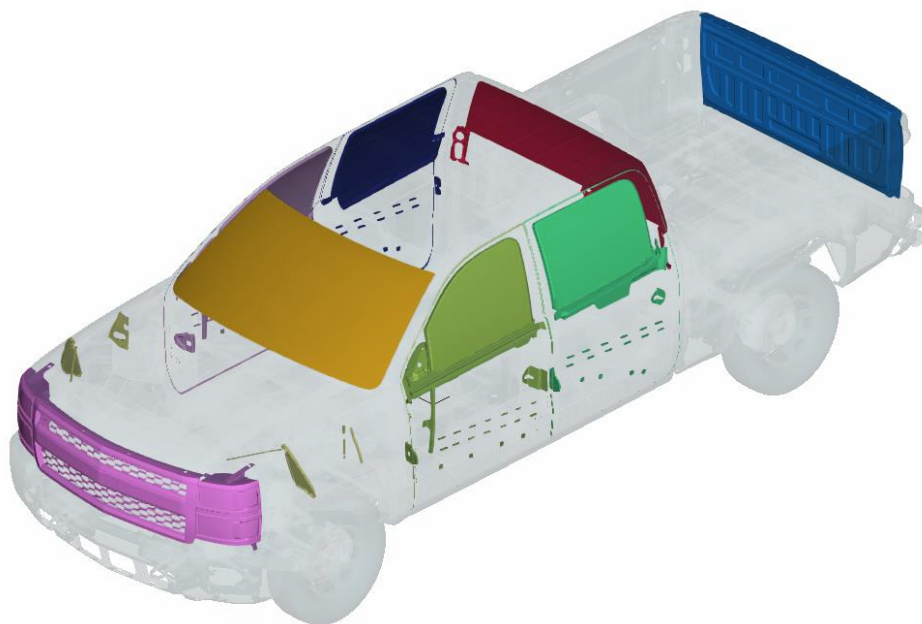
To, jaký mají jednotlivé úpravy vliv na celkovou deformaci vozidla nelze určit, protože některé úpravy mají nevýznamný vliv, jiné naopak významný – ať už dojde ke zvětšení deformace, či zmenšení deformace, nebo dokonce k obojímu a tedy, vzájemnému vyrušení těchto jevů. Další výpočty rozebírají vlivy jednotlivých úprav.

3.5.3 ÚPRAVA KAROSERIE

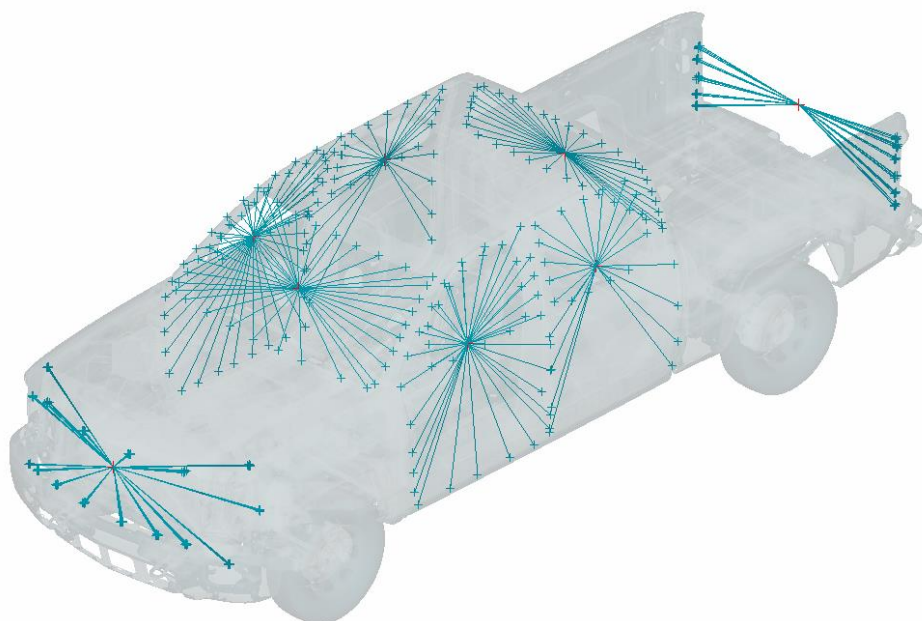
POPIS ÚPRAVY

Úprava karoserie sestává převážně z úpravy vnějšku kabiny a korby, jak je uvedeno na Obr. 63 a je vidět na Obr. 70 a Obr. 71. Úprava (stejně jako následné úpravy) plně respektuje kroky, které byly provedeny v rámci úpravy celého modelu v rozsahu karoserie. Došlo k vytvoření 8 nových hmotných bodů a model obsahuje o 247 067 prvků méně.

Odebrána byla přední maska včetně krytů světel a také výztuhy předních bočnic. Z korby byly odebrány celé zadní dveře. Bočnice korby už více zjednodušit nešly, protože se skládaly pouze z vnitřního a vnějšího plechu. Dále bylo odebráno všech 6 skel a další menší díly dveří. Obr. 70 zobrazuje a barevně rozlišuje jednotlivé skupiny odebraných dílů, které byly nahrazeny hmotným bodem a vazbou RBE3. Výjimku představují odebrané díly na předních bočnicích, které byly pro svou nízkou hmotnost (0,7 kg) a tuhost (plast) pouze smazány a hmotnost byla přidána blatníkům.



Obr. 70: Úprava karoserie – zjednodušené díly



Obr. 71: Úprava karoserie – RBE3

VÝSLEDKY

Úprava karoserie příliš neovlivnila celkovou deformaci, která se zvětšila o 2,45 mm. Změna deformace je velmi malá, nepředstavuje ani 1 % z celkové deformace. Z pohledu určení srážkové rychlosti také nedošlo k větší změně. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 10.

Tab. 10: Výsledky úpravy karoserie

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava karoserie	56	671,57	0,37	57,22	-0,42

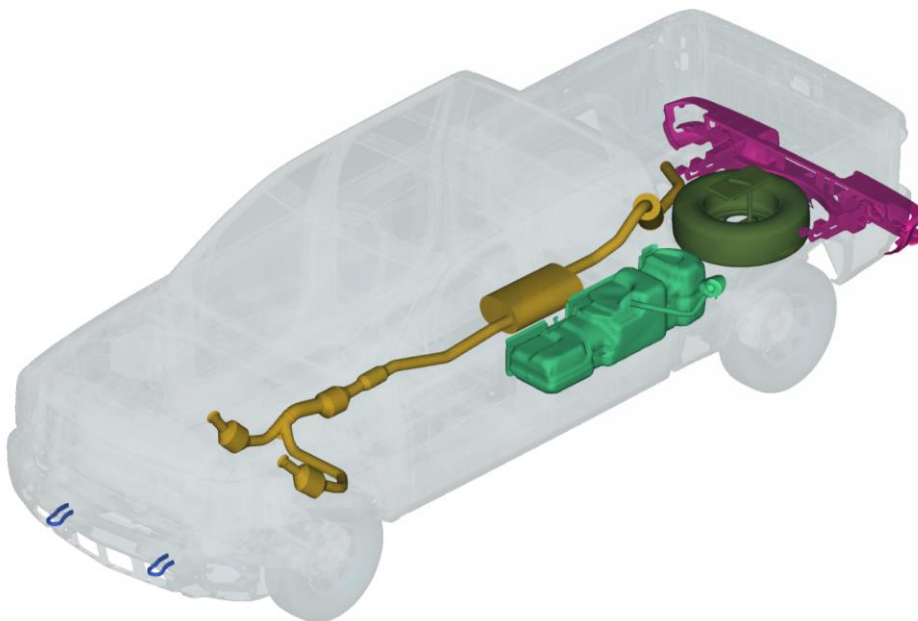
Takto malé změny jsou způsobeny tím, že žádná z úprav geometrie není na dílech, které se nachází v nárazové zóně vozidla. Výjimku tvoří nárazník a přední blatníky. Tyto plastové díly nemají při uvažované rychlosti takovou tuhost, aby výraznějším způsobem ovlivnily celkovou deformaci. Největší díly, jako skla a zadní dveře korby, se nepodílí na přenosu nárazu vozidlem. Současně to potvrzuje korektnost způsobu modelování daných úprav.

3.5.4 ÚPRAVA PŘÍSLUŠENSTVÍ RÁMU

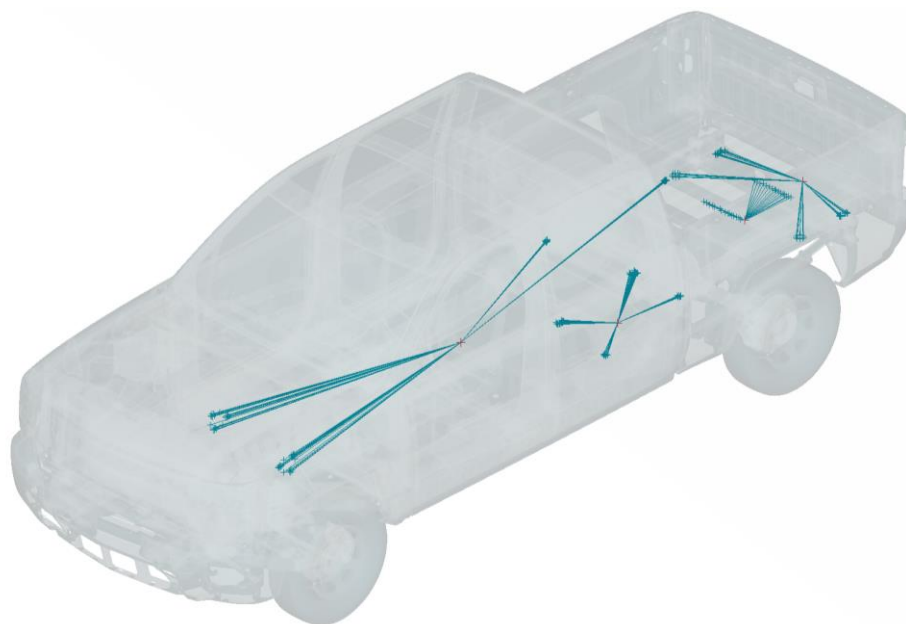
POPIS ÚPRAVY

Úprava příslušenství rámu se skládá z úpravy a zjednodušení dílů, které jsou přímo připevněné na konstrukci rámu. Konkrétně jde o výfukové potrubí, palivovou nádrž, rezervní pneumatiku, tažné zařízení se zadním nárazníkem a přední tažné háky, jak je vidět na Obr. 72 a Obr. 73. Model obsahuje čtyři nové hmotné body a o 94 858 prvků méně než etalon. Přední tažné háky nebyly, ze stejného důvodu jako plastové výztuhy blatníku v případě úpravy karoserie, nahrazeny hmotným bodem a vazbou RBE3, ale pouze lokální úpravou hmotnosti.

Výfukové potrubí je v k rámu připevněno pomocí pružin. Tyto pružiny byly smazány a hmotný bod je napojen přímo na rám. Palivová nádrž byla odstraněna včetně bočního krytu a vtokové soustavy. Rezervní pneumatika byla odstraněna včetně svého uchycení. Konstrukce tažného zařízení je odstraněna spolu se zadním nárazníkem, který na ni navazuje.



Obr. 72: Úprava příslušenství rámu – zjednodušené díly



Obr. 73: Úprava příslušenství rámu – zvýraznění RBE3

VÝSLEDKY

Úpravou příslušenství rámu došlo ke zvýšení deformace, a to o 0,92 mm. EES se sníží minimálně. Tyto rozdíly jsou zanedbatelné. Všechny 4 vytvořené hmotné body nahrazují díly, které mají hmotnost v řádu desítek kilogramů. Ačkoli se nejedná o díly z přední části vozidla, rám se výrazným způsobem podílí na přenosu deformace vozidlem a s takto těžkými díly je nutné zacházet obezřetně. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 11.

Tab. 11: Výsledky úpravy příslušenství rámu

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava příslušenství rámu	56	670,04	0,14	57,40	-0,11

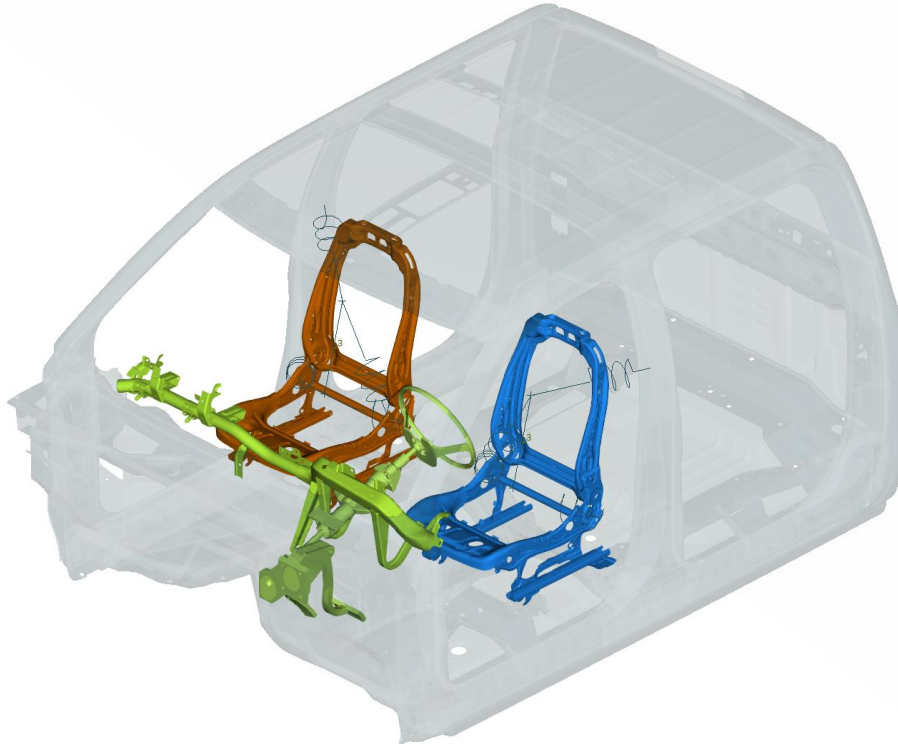
3.5.5 ÚPRAVA INTERIÉRU

POPIS ÚPRAVY

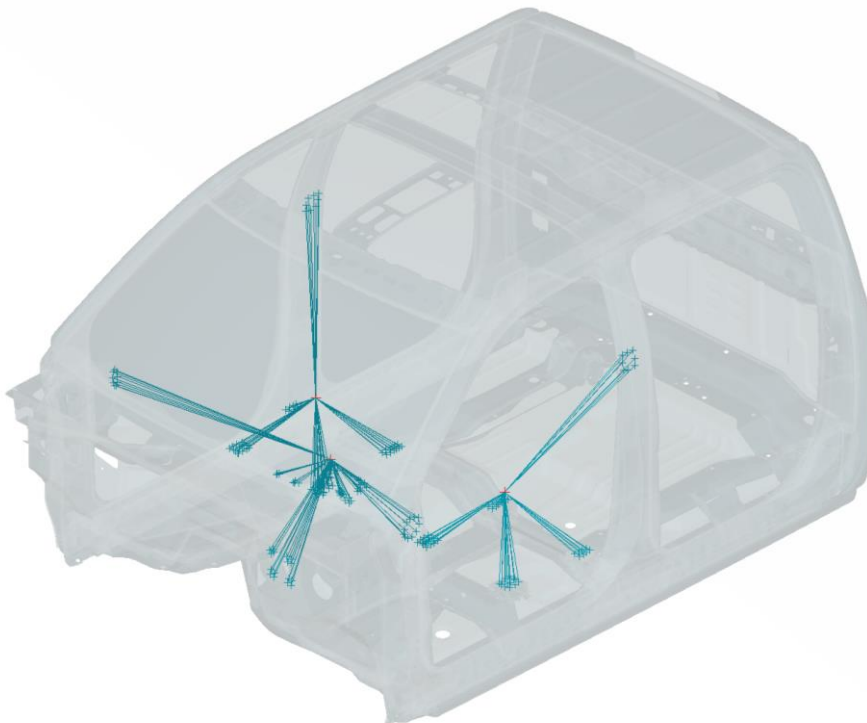
Úprava interiéru spočívá ve zjednodušení dílů, které se nacházejí v kabině. Úprava zahrnuje obě přední sedačky, přístrojovou desku, volant a pedály, jak je vidět na Obr. 74 a Obr. 75. Zadní sedačky nejsou součástí geometrie modelu, ale jejich hmotnost je zahrnuta skrze sadu hmotných bodů. Ta je umístěna v oblasti zadních sedaček a má hmotnost 40,4 kg. Další úpravy interiéru nevznikly, protože byl interiér již v původním modelu značně redukován. Model obsahuje tři nové hmotné body a o 78 030 prvků méně než etalon.

Každá ze sedaček byla nahrazena v místech, kde jsou její kolejnice připevněny k podlaze kabiny, a ještě v místě, kde je diskrétní prvek pružina napojen na B-sloupek kabiny. Levá sedačka i s řidičem váží 100,44 kg a pravá sedačka i se spolujezdcem váží 76,92 kg. Přístrojová deska byla společně s volantem, který na ni přímo navazuje, a pedálovým

systemem pro jednoduchost zařazena do jednoho hmotného bodu. U volantu byla uvažována pouze část, která zasahuje do vnitřního prostoru kabiny. Zbylé díly sloupku volantu patří do skupiny pohonný trakt a v tomto výpočtu byly ponechány beze změny.



Obr. 74: Úprava interiéru – zjednodušené části



Obr. 75: Úprava interiéru – zvýraznění RBE3

VÝSLEDKY

Výše popsanou úpravou interiéru se docílilo nejvýraznějšího poklesu deformace, tzn. došlo k největšímu vyztužení modelu. Naměřená deformace klesla v porovnání s etalonem o 20,94 mm, což představuje víc než 3% pokles z původní deformace. Při určení rychlosti srážky došlo ke zvýšení o 2,07 km/h. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 12.

Tab. 12: Výsledky úpravy interiéru

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava interiéru	56	648,18	-3,13	59,53	3,6

Přestože se odebrané části nenachází v oblasti, která je srážkou plasticky deformovaná a okolo zmíněných dílů je spousta volného místa, jejich tuhost a způsob spojení s okolními díly má nezanedbatelný vliv. Tím, že došlo k nápadné změně poškození vozidla, a to dokonce směrem k jejímu vyztužení, proběhly dodatečné výpočty. Jejich cílem bylo hlouběji prozkoumat příčinu vzniklé změny.

ROZBOR ÚPRAVY INTERIÉRU

Model s upraveným interiérem jde rozdělit na dvě části, a to na sedačky s figurínami a na přístrojovou desku s volantem a pedály. Vždy došlo k úpravě pouze jedné a potom pouze druhé skupiny, aby se určilo, jaký má konkrétně ta daná skupina vliv. Výsledky těchto úprav jsou v Tab. 13.

Tab. 13: Úprava interiéru – jednotlivě

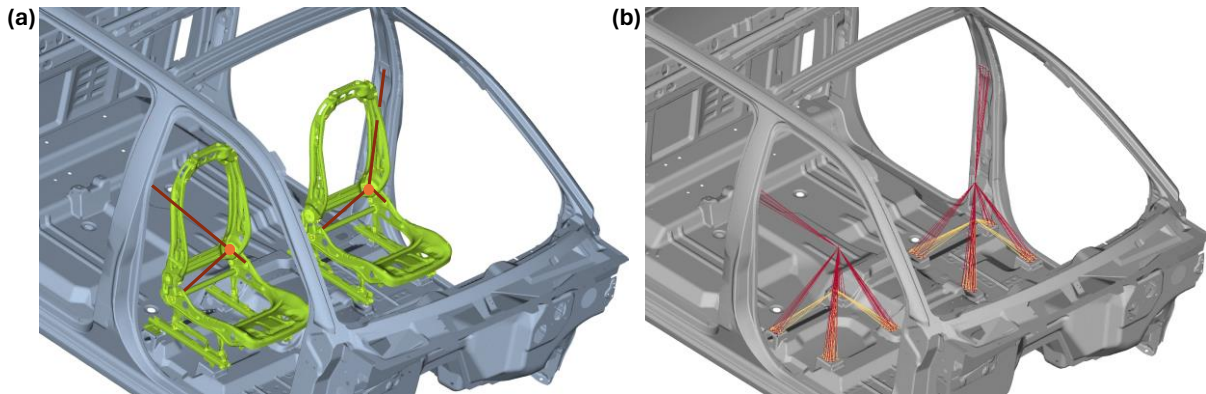
MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-
Úprava interiéru	56	648,18	-3,13
Úprava přístrojové desky	56	666,76	-0,35
Úprava sedaček	56	650,77	-2,74

Ukázalo se, že úprava a náhrada přístrojové desky vazbou RBE3 znamená nepatrné vyztužení vozidla. Úpravou sedaček došlo k výraznému vyztužení interiéru, což nelze spolehlivě objasnit. Proto byly provedeny další dva dodatečné výpočty, které podrobněji zkoumaly úpravu sedaček, řidiče se spolujezdcem a bezpečnostními pásy.

- **Úprava figurín (Obr. 76(a))**
Při této úpravě se vytvořil hmotný bod v těžišti osoby, který se následně vazbou RBE3 připojil na místa, kde jsou bezpečnostní pásy připojeny k vozidlu, tzn. k sedačce v oblasti kyčlí a k rámu kabiny v místě B-sloupku. Z modelu byl odebrán původní prutový model figurín, jeho hmotné body a pružiny představující bezpečnostní pásy.

- **Úprava figurín spolu se sedačkami (Obr. 76(b))**

Odebrán byl nejen prutový model figuríny, pružiny a hmotné body, ale i sedačka. Na rozdíl od případu „Úprava sedaček“ ale došlo k vytvoření dvou hmotných bodů a vazeb RBE3 pro každou sedačku s figurínou. První z nich nahrazoval strukturu sedačky a byl napojen na místo, kde je sedačka připevněna k podlaze kabiny. Druhý hmotný bod nahrazoval figurínu a vazba RBE3 byla napojena na B-sloupek a také místo, kde je sedačka napojena na podlahu. Ve všech případech došlo opět k výpočtu daného těžiště. Výsledky těchto výpočtů jsou uvedeny v Tab. 14.



Obr. 76: Úprava figurín a sedaček

Tab. 14: Výsledky úpravy sedaček a figurín

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	
Úprava interiéru	56	648,18	-3,13
Úprava přístrojové desky	56	666,76	-0,35
Úprava sedaček	56	650,77	-2,74
Úprava figurín (a)	56	672,03	0,43
Úprava figurín spolu se sedačkami (b)	56	652,01	-2,56

Úpravou figurín nevznikla podstatná změna deformace oproti etalonu, což znamená, že model figuríny nemá vliv na poškození vozidla. Příčina velké změny deformace může být buď ve způsobu vazby, což je nepravděpodobné, protože v ostatních případech úprav se nevyskytl tento problém, anebo ve struktuře sedačky.

V posledním výpočtovém modelu nebyly vazby nahrazující figuríny umístěny na sedačku, ale přímo na kabinu. Struktura sedačky byla taktéž odstraněna a došlo opět k výrazné změně deformace. Z toho všeho vyplývá, že jestli je nebo není struktura sedačky v modelu, má značný vliv na celkovou deformaci. K celkové zajímavosti tohoto fenoménu přispívají zadní sedačky, které jsou ve výchozím modelu modelovány pouze skrze obdélníkovou sadu hmotných bodů umístěnou v prostoru, kde se sedačky nachází.

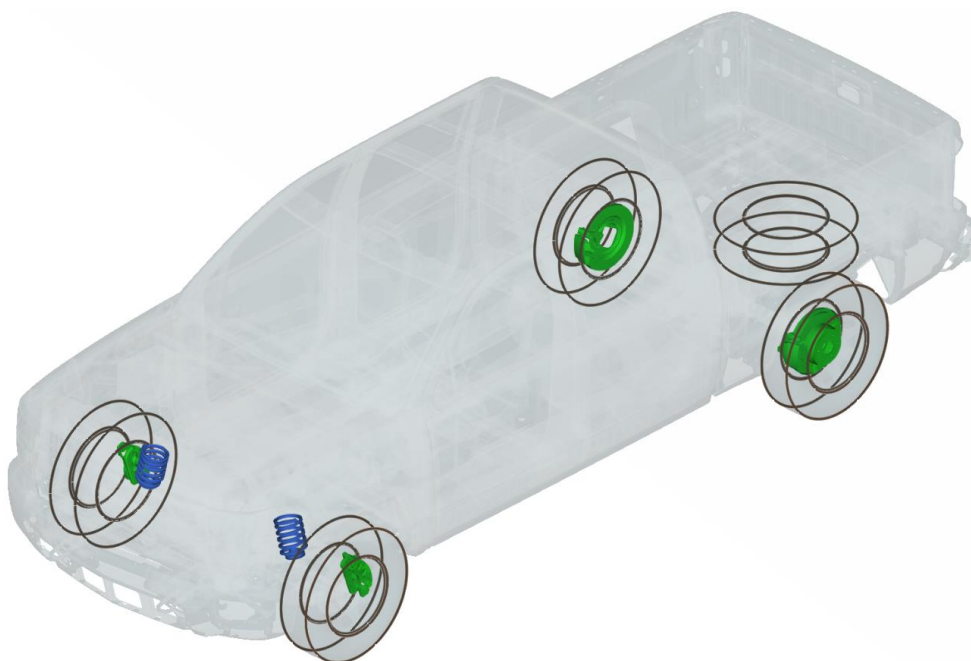
3.5.6 ÚPRAVA PODVOZKU

POPIS ÚPRAVY

Do kategorie podvozku byly zařazeny pneumatiky, brzdy a zavěšení kol, jak je vidět na Obr. 77. Specifikum úpravy podvozku spočívá v tom, že se nepoužilo omezení RBE3, ale výhradně metoda lokální úpravy hmotnosti. Model neobsahuje nové hmotné body a má o 93 015 prvků méně než etalon.

Na přední nápravě se odstranily dvě vinuté pružiny a hmotnost každé z nich se přidala na pístnici, kolem které byly pružiny obtočeny. Zajímavostí je způsob modelování pružin, kdy je pružina tvořena z objemových prvků, ale po obvodu je současně pokryta skořepinovými prvky, které jsou stejného materiálu. Toho se využívá pro výhodnější výpočet kontaktů, obdobně jako Mat_Null (viz kap 2.7).

V případě brzd se hmotnost odebraných dílů přidala na těhlici přední nápravy a na zadní nápravě k ocelovému krytu brzd. U všech 5 pneumatik (včetně rezervy) byl změněný model vnitřního tlaku pneumatiky z *Airbag_Simple_Presure_Model* na základní *Airbag_Simple_Airbag_Model*.



Obr. 77: Úprava podvozku – odebrané a upravené díly

VÝSLEDKY

Deformace vozidla se zvětšila o 9,57 mm na 678,69 mm, což představuje nárůst deformace o 1,43 %. EES se snížila o 0,61 km/h, jak je vidět v Tab. 15.

Úpravou podvozku se celková deformace vozidla zvětšila, což lze přičíst zejména odebraným dílům v oblasti, kde dojde k plastické deformaci vozidla, zejména tedy pružiny a přední brzdy. V této oblasti vznikne volný prostor a může dojít k většímu stlačení vozidla o stěnu. Přestože se odebralo pouze několik málo dílů o nepříliš vysoké hmotnosti, je vidět že oblast, kde dochází ke srážce, má vliv na celkovou deformaci.

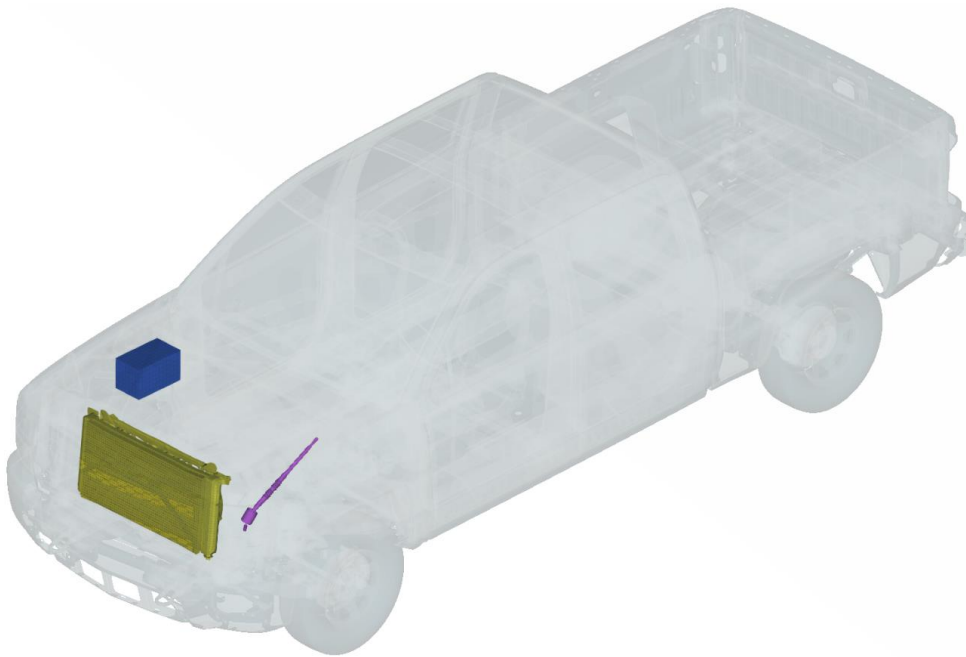
Tab. 15: Výsledky úpravy podvozku

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava podvozku	56	678,69	1,43	56,85	-1,07

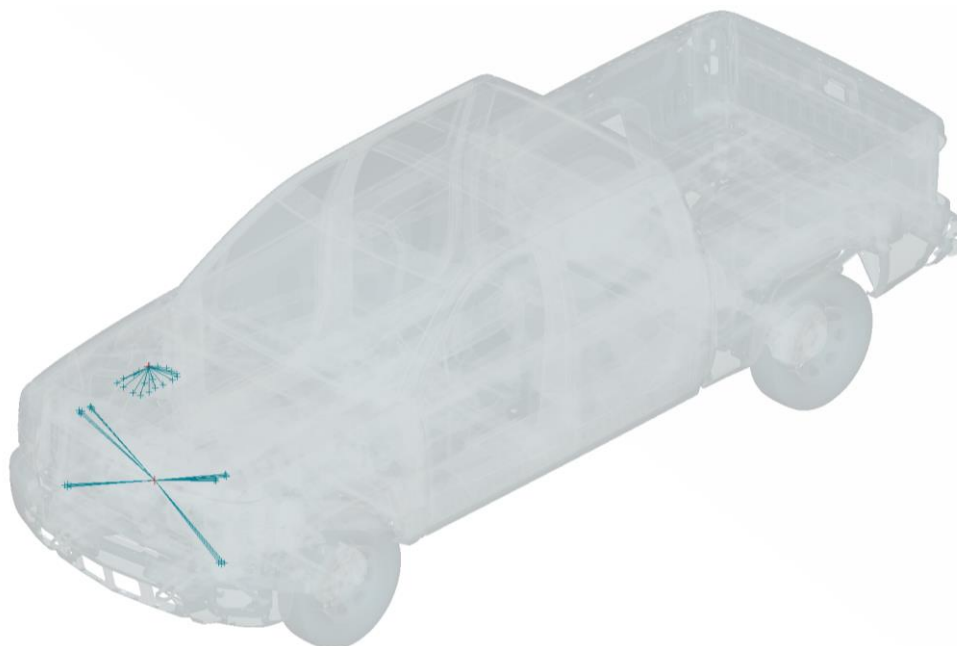
3.5.7 ÚPRAVA MOTOROVÉHO PROSTORU

POPIS ÚPRAVY

Skupina zohledňující motorový prostor se skládá z předního chladiče, baterie a sloupku volantu. Baterie i chladič byly nahrazeny hmotnými body. Hmotnost sloupku řízení byla dodána hřebenu řízení. Jelikož se jedná o motorový prostor, byl volant uvažován jen od hřebene řízení po část sloupku volantu, která zasahuje do kabiny řidiče. Motor včetně jeho příslušenství byl ponechán beze změny. Výztuhy chladiče a držáky baterie zůstaly také součástí modelu, který obsahuje dva nové hmotné body a o 36 587 prvků méně než etalon. Model upraveného motorového traktu včetně odebraných dílů je zobrazen na Obr. 78 a Obr. 79.



Obr. 78: Úprava motorového prostoru – odebrané díly



Obr. 79: Úprava motorového prostoru – zvýraznění RBE3

VÝSLEDKY

V případě úpravy motorového prostoru došlo k nárůstu deformace o 26,02 mm, což představuje nárůst deformace o téměř 4 %. Rychlost srážky se snížila o 2,4 km/h. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 16.

Tab. 16: Výsledky úpravy motorového prostoru

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava motor. prostoru	56	695,14	3,89	55,06	-4,18

ROZBOR ÚPRAVY MOTOROVÉHO PROSTORU

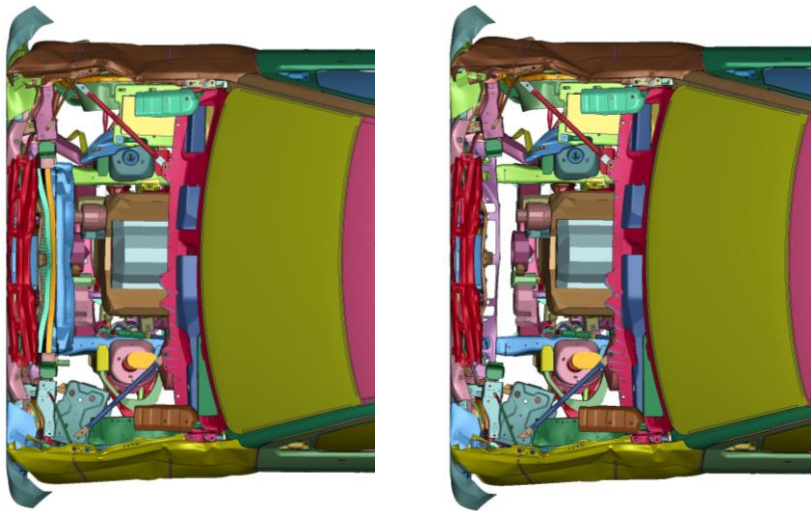
Úpravou motorového prostoru vznikl velký volný prostor v oblasti, která je při čelní srážce nejvíc stlačovaná. Tím pádem došlo k největšímu nárůstu deformace. Protože se jedná o největší změnu deformace ze všech zkoumaných oblastí, byl proveden další výpočet pro hlubší porozumění vzniku tak velké deformace.

V něm byl odebrán pouze přední chladič, který byl nahrazen hmotným bodem, totožně jako v případě úpravy celého motorového prostoru. Velikost deformace tohoto případu je 689,06 mm, jak je uvedeno v Tab. 17.

Tab. 17: Výsledky modelu bez předního chladiče

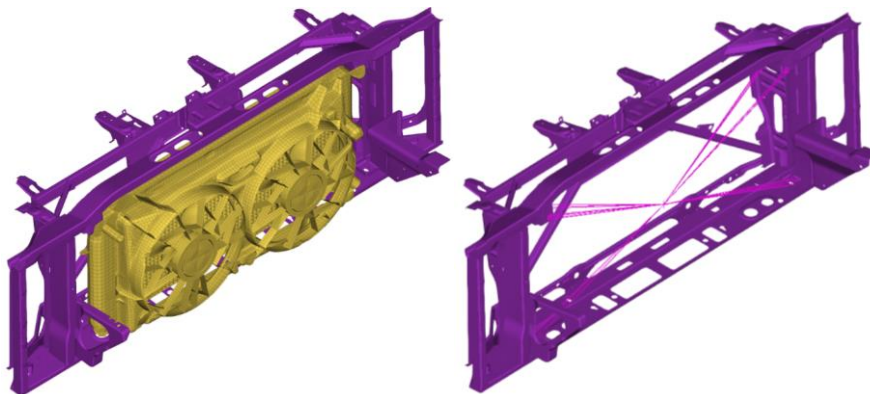
MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace [%]
Etalon	56	669,12	
Úprava motorového prostoru	56	695,14	3,89
Úprava předního chladiče	56	689,06	2,98

Z výsledků vyplývá, že přední chladič má zásadní vliv na velikost deformace. Při jeho odebrání a nahrazení hmotným bodem dojde k největší odchylce od skutečné deformace. Obr. 80 znázorňuje moment srážky v čase 27,5 ms, kdy motor naráží do chladiče. V případě, že je chladič odebrán, dochází k volnému pohybu motoru směrem vpřed, kde je stále volný prostor.



Obr. 80: Znázornění deformace s chladičem (vlevo) a bez něj (RBE3, vpravo) v čase 27,5 ms

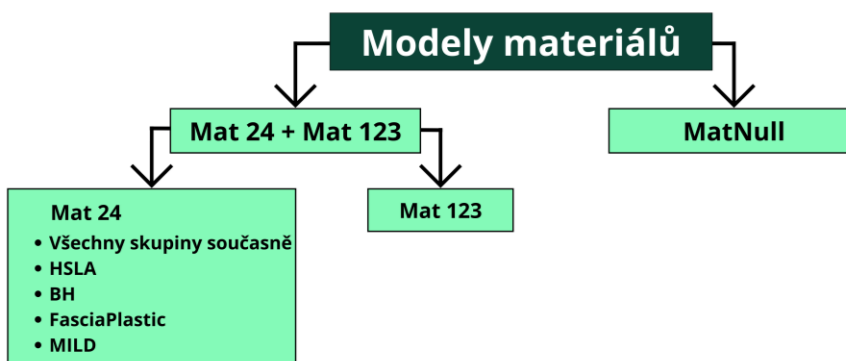
Obr. 81 ukazuje, jak vypadá původní model, kdy žlutá část je chladič a fialová část je jeho upevnění. Zároveň je vidět stav po odebrání a nahrazení chladiče hmotným bodem. Hmotnost odebrané části je 16,79 kg. Ukazuje se, že pružnost chladiče a jeho objem má klíčový vliv na deformaci vozidla, přestože držák chladiče, který je výrazně pevnější, zůstává nezměněn.



Obr. 81: Přední chladič – před a po úpravě

3.6 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA VLIVU MATERIÁLŮ

Druhá tematická skupina citlivostní analýzy se zabývá oblastí modelů materiálů. Výpočty se zaměřují na nejčastěji použité materiály, kterými jsou multi-lineárně-plastické modely MAT 24 a MAT 123 (jejich popis je v kap. 2.7), a na vliv tzv. nulového materiálu MAT 9. Schéma výpočtů je zobrazeno na Obr. 82



Obr. 82: Rozdělení výpočtů modelů materiálů

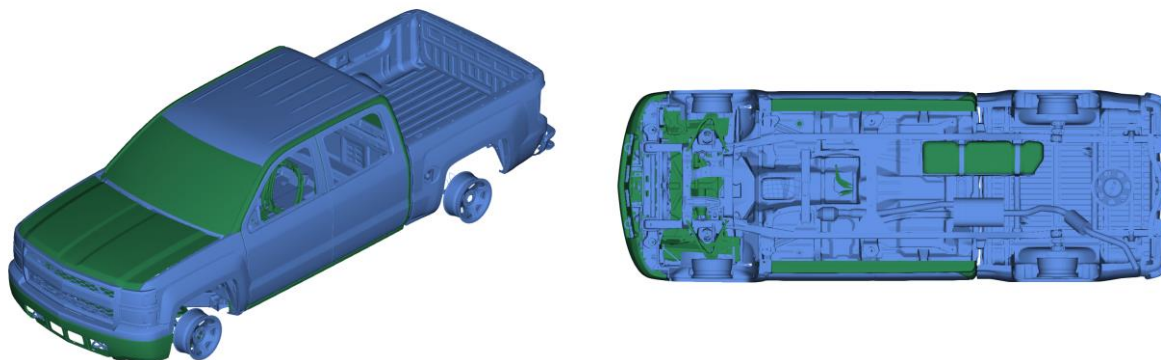
Cílem těchto výpočtů bylo odhalit, které materiálové vlastnosti jsou klíčové pro správný výpočet deformace vozidla. Toho se docílilo zjednodušujícími úpravami materiálových vlastností, jelikož model obsahuje vysoce podrobný popis, který není snadné získat, ať už pro svou časovou nebo finanční náročnost.

Předchozí oblast zabývající se geometrií a jednotlivými částmi vozidla přímo vymezila díly, které jsou významné pro určení deformace. Úpravou materiálů se především odhalí zkoumané materiálové vlastnosti a jejich vliv na poškození vozidla. Současně s tím se odhalí i díly, na kterých jsou tyto materiály použity, protože změna deformace nevznikne pouhou jednodušší definicí materiálu, ale i dílem, který musí přenášet deformaci a napětí vozidlem.

3.6.1 MAT 24 + MAT 123

POPIS ÚPRAVY

Obdobně jako u úprav geometrie se nejdřív ze všeho vytvořil nejjednodušší model, který obsahuje zjednodušené popisy nejčastějších materiálů z kategorie MAT 24 a MAT 123 současně. Všechny tyto díly jsou zobrazeny na Obr. 83. To, jaký má daný díl materiál a jak mu byly změněny vlastnosti, je rozebráno podrobněji v následujících podkapitolách.



Obr. 83: MAT 24 (modrá) a MAT 123 (zelená)

Hlavní úpravou zmíněných materiálů je absence závislosti plastické deformace na rychlosti deformace (strain-rate), ať už se jednalo o definici pomocí naměřených deformačních křivek nebo pomocí Cowper-Symondsových vztahů a konstant C a P . Plastická oblast je lineární a její krajní body respektují hodnoty nejpomalejší strain-rate křivky. To má za následek obecné snížení pevnostních vlastností. Nově některé materiály neobsahují možnost vynechání prvku z výpočtu po dosažení limitní hodnoty, ani jiné možnosti definice porušení.

Poznámka: Pro konvergenci výpočtu musel být v tomto případě:

- změněn řešič na MPP double-precision, který používá 64bitový formát zápisu, a tím pádem dokáže pracovat s více desetinnými čísly na úkor výpočtového času.
- nastavený parametr vymazání prvku z výpočtu při hodnotě napětí $1 \cdot 10^{20}$ MPa pro materiály MAT 24 skupin HSLA, BH, Fascia Plastic a MILD. U materiálu MAT 123 se jednalo pouze o materiál AL 5754, který je nastavený pouze pro mřížku chladiče.

Tyto úpravy bylo nutné provést pro konvergenci výpočtu a neměly by mít vliv na korektnost a porovnatelnost s ostatními výpočty.

VÝSLEDKY

Zmíněnou úpravou narostla velikost deformace o 62,90 mm, což představuje více jak 8% nárůst oproti původní deformaci. EES se snížila o 4,64 km/h, což je největší pokles. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 18.

Tab. 18: Výsledky úpravy MAT 24 a MAT 123

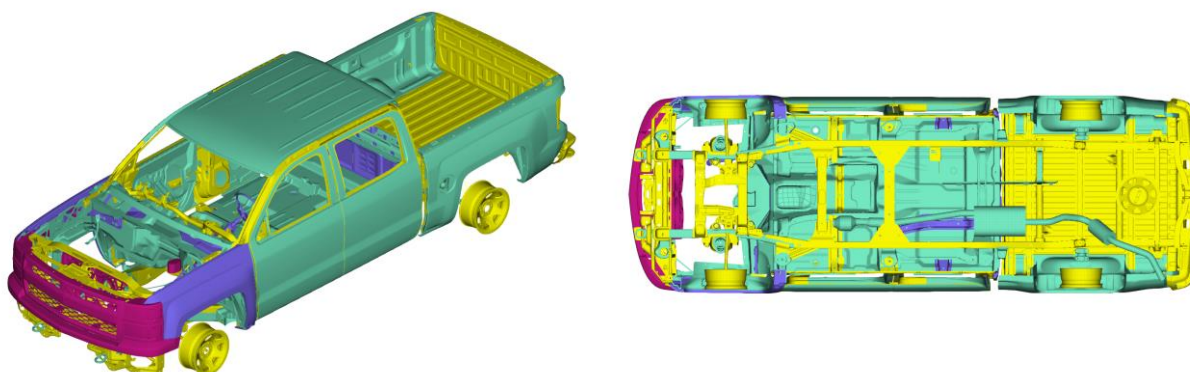
MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava MAT 24 + MAT 123	56	723,02	8,06	52,82	-8,08

Podle očekávání se zmíněnými úpravami docílilo nižších pevnostních hodnot materiálů a došlo k výraznému nárůstu deformace. To, jestli se všechny upravené materiálové skupiny podílely na změně deformace rovnoměrně, nebo je některá z nich dominantní, je předmětem následujících výpočtu

3.6.2 MAT 24

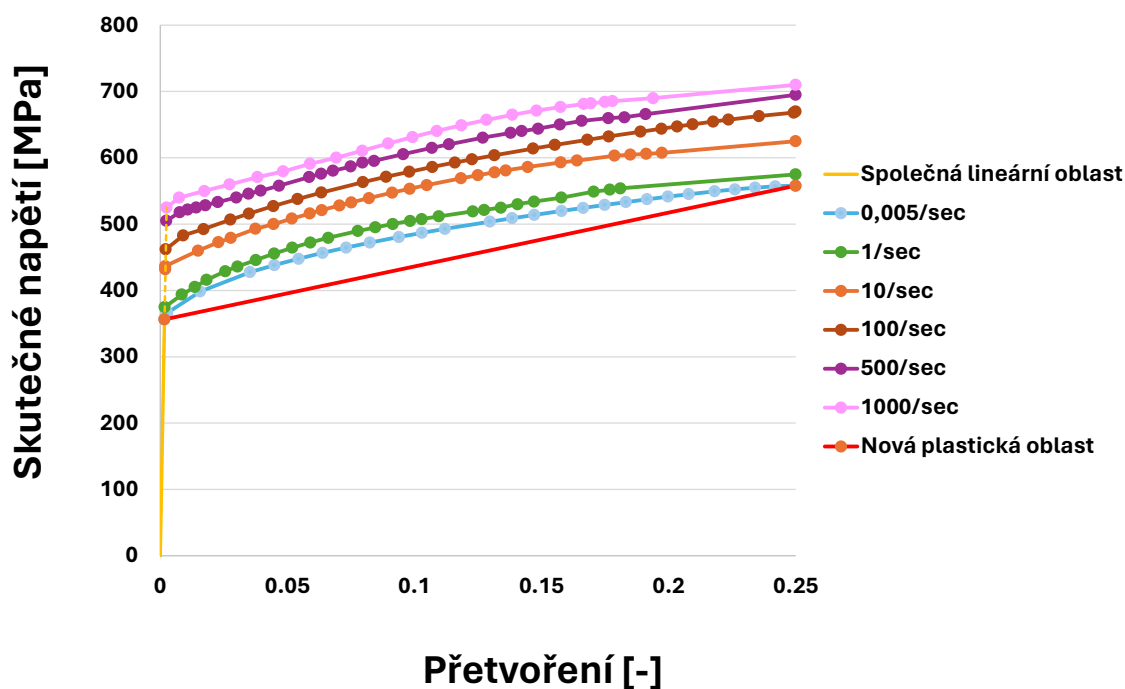
POPIS ÚPRAVY

Nejdříve se provedly výpočty odděleně pouze pro MAT 24 a pro MAT 123 v rozsahu úprav reflektující předchozí výpočet. Pro MAT 24 byly vybrány čtyři třídy materiálů, které jsou na nejvíce dílech a zároveň jsou nejpodrobněji popsány. Tyto třídy jsou zobrazeny na Obr. 84.



Obr. 84: MAT 24 – HSLA (žlutá), BH (zelená), FasciaPlastic (červená), MILD (fialová)

Všechny tyto materiály zahrnují vliv rychlosti deformace. Pokud byl tento vliv zahrnutý křivkou, došlo k úpravě pevnostní charakteristiky, jak je ukázáno na Obr. 85. Nově se vytvořila pouze jedna úsečka představující lineární plastickou oblast s počátkem na mezi kluzu a koncem na poslední naměřené hodnotě pro nejpomalejší rychlost deformace, protože právě nejpomalejší hodnota deformace je ze všech křivek nejjednodušší naměření. Současně dojde k podhodnocení pevnostních vlastností materiálu. Pokud byl vliv rychlosti deformace zadán pomocí Cowper-Symondsových vztahů a konstant C a P , došlo k jejich vymazání, čímž se vliv rychlosti deformace pro tyto materiály odstranil.



Obr. 85: MAT 24 HSLA (strain-rate) – před a po úpravě

VÝSLEDKY

Úpravou MAT 24 se dosáhlo 7,95 % nárůstu deformace, konkrétně se měřené poškození zvětšilo o 53,17 mm, což znamená snížení EES o 4,55 km/h. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 19.

Tab. 19: Výsledky úpravy MAT 24

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava MAT 24	56	722,29	7,95	52,91	-7,92

Ukázalo se, že tato úprava MAT 24 má velký vliv na deformaci vozidla. To je v souladu s tím, na kterých dílech se je MAT 24 použit a byl upraven. Jedná se převážně o karoserii, rám a kabinu. V následujících výpočtech se staly předmětem zkoumání jednotlivé materiály, aby se určilo, který z nich má největší vliv.

MAT 24 – JEDNOTLIVÉ MATERIÁLY

POPIS ÚPRAVY

Pro zjištění vlivu konkrétního materiálu se postupně upravily jednotlivé materiály (HSLA, BH, Fascia Plastic a MILD) tak, jak jsou ukázány na Obr. 84. Ukázka úpravy je na Obr. 85. V modelu nedošlo k žádné jiné úpravě mimo ty, které se týkaly dané skupiny materiálu a byly zmíněny v předchozí kapitole. Žádné dodatečné úpravy z důvodu konvergence výpočtu nebyly potřeba mimo MAT 24 BH, ve kterém musel být pro rychlost 56 km/h nastaven řešič na MPP double-precision.

VÝSLEDKY

Výsledky jsou uvedeny v Tab. 20. Je vidět, že kromě úpravy materiálu BH nedojde v žádném jiném případě ke změně EES o více než 1 km/h. V případě materiálu BH ovšem dojde ke snížení srážkové rychlosti o téměř 3 km/h.

Tab. 20: Výsledky úpravy MAT 24 pro jednotlivé skupiny

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava MAT 24	56	722,29	7,95	52,91	-7,92
Úprava HSLA	56	677,15	1,20	56,80	-1,15
Úprava BH	56	704,50	5,29	54,51	-5,13
Úprava Fascia Plastic	56	668,17	-0,14	57,55	0,16
Úprava MILD	56	671,53	0,36	57,16	-0,51

Jasně se ukázalo, že ze zkoumaných skupin materiálů má největší dopad na celkovou deformaci vozidla MAT 24 BH, kdy dojde k nárůstu deformace o 35,38 mm. Tento materiál

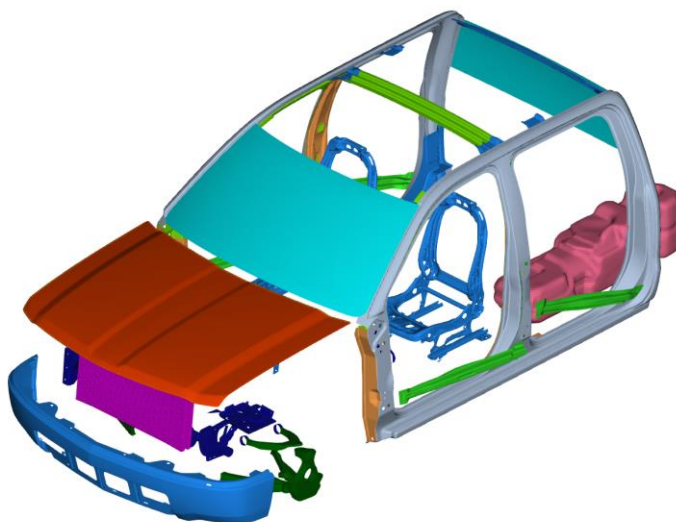
je aplikován na převážnou část karoserie a kabiny. Právě tyto dvě části jsou citlivé na modelování materiálů pro získání přesné hodnoty deformace vozidla.

Druhý největší dopad má materiál MAT 24 HSLA, který je aplikován zejména na rám a vyztužení kabiny. Materiál MILD má nepatrný vliv. U skupiny Fascia Plastic se dosáhlo zmenšení deformace o 0,95 mm. Jedná se o plastové díly přední masky a o tak malou hodnotu, že se s ohledem na chybu výpočtu, nízkou pevnost těchto dílů a přesnost měření jednotlivých uzlů, není třeba tímto faktem zabývat dál, jedná se zkrátka o velmi podobnou hodnotu jako etalon.

3.6.3 MAT 123

POPIS ÚPRAVY

MAT 123 se ve výchozím modelu nachází u mnoha skupin materiálů s různými pevnostními třídami. Aplikovány na model jsou pouze vybrané z nich. Z toho důvodu bylo upraveno všech jedenáct využívaných skupin materiálů. S výjimkou čelního a zadního skla měly všechny materiály pevnostní vlastnosti závislé na rychlosti, kterou deformace probíhá. Obdobně jako u MAT 24 to bylo odstraněno a nahrazeno, jak je ukázáno na Obr. 85. Materiálům byla rovněž odebrána možnost výpočtu kritické hodnoty porušení (*EPSMAJ*) a možnost odebrání prvku z výpočtu při dosažení limitní hodnoty napětí. To znamená, že se definicí neliší od základního lineárně-plastického materiálu MAT 24.



Obr. 86: MAT 123 – skupiny materiálů

VÝSLEDKY

Jak je vidět v Tab. 21, deformace se mírně zvýšila, i když pouze o 4,61 mm. Touto úpravou by se nedosáhlo při určení EES snížení ani o 1 km/h.

Tab. 21: Výsledky úpravy MAT 123

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava MAT 123	56	673,73	0,69	56,96	-0,86

Na rozdíl od MAT 24 měla úprava MAT 123 minimální dopad na poškození a určení rychlosti vozidla. To může být způsobeno dvěma skutečnostmi. Zprv se tyto díly nijak výrazně nepodílí na absorpci nárazové energie. Mezi díly, kterým byl upraven materiál je i rám kabiny, u kterého ovšem lze očekávat podíl na absorpci deformace. Za druhé to může být způsobeno faktem, že materiály již byly roztríděné do pevnostních tříd a z toho důvodu při změně pevnostních vlastností zanikl prostor pro výraznější efekt.

Protože se úpravou MAT 123 dosáhlo malých změn celkové deformace, nebyly následně zkoumány jednotlivé materiály, jako v případě MAT 24.

VLIV DEFINICE RYCHLOSTI DEFORMACE

Celkově se dají výše zmíněné materiálové úpravy rozdělit na dvě části. První z nich se týká zahrnutí vlivu rychlosti deformace a změny plastického přetvoření. K tomu se využívá definice skrz pevnostní křivky, anebo definice skrz Cowper-Symondsovy vztahy a konstanty C a P (viz 2.7.5). Druhá část se zabývá změnou kritérií porušení a odebrání prvků. Tato část má vliv zejména na konvergenci výpočtu než na celkovou deformaci vozidla, protože při výchozím výpočtu dojde k odebrání přibližně tisíce z celkového počtu prvků.

Následující výpočet měl za cíl prozkoumat, jestli je rozdíl mezi naměřením plastické deformace materiálu pro několik (nejčastěji 5-6) rychlostí přetvoření (nejčastěji od $0,005 \text{ sekunda}^{-1}$ do $1000 \text{ sekunda}^{-1}$) anebo se rychlost přetvoření materiálu do výpočtu zahrne pouze za pomoci konstant C a P při znalosti základních materiálových hodnot jako jsou mez kluzu, mez pevnosti nebo Youngův modul, což je jednodušší varianta.

V celém výchozím modelu, pokud je jich využito, se udává hodnota C 8000 a hodnota P 8. Tab. 22 uvádí výsledky tohoto výpočtu. Je vidět, že s použitím zmíněných hodnot konstant, je pro MAT 123 velmi malý rozdíl vůči etalonu. Při nahrazení strain-rate křivek Cowper-Symondsovými vztahy pro MAT 24, u kterého původně vznikly větší rozdíly vůči etalonu, dojde ovšem k většímu rozdílu, a dokonce v opačném smyslu – místo snížení tuhosti dojde k jejímu výraznému navýšení.

Tab. 22: Výsledky úpravy MAT 123 při aplikaci Cowper-Symondsových vztahů

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava MAT 123	56	673,73	0,69	56,96	-0,86
Úprava MAT 123 C&P	56	668,53	-0,09	57,44	-0,03
Úprava MAT 24	56	722,29	7,95	52,91	-7,92
Úprava MAT 24 C&P	56	626,14	-6,42	61,82	7,59

Z toho vyplývá, že aplikace těchto vztahů namísto strain-rate je sice jednodušší, ale na druhou stranu zásadně ovlivní přesnost. Pro korektní využití těchto vztahů by bylo zapotřebí znát přesnější hodnoty C a P .

Protože se jednalo pouze o doplňkové výpočty, ve kterých se neukázal přínos, nebudou součástí celkového zhodnocení.

3.6.4 MATNULL

POPIS ÚPRAVY

MatNull poskytuje výhodnější výpočet kontaktů. V modelu se nachází ve dvou skupinách. První z nich je použita na přední tažné háky, které jsou v kontaktu s čelní tuhou stěnou. Druhá skupina je aplikovaná na zadní nápravu a část přední nápravy (Obr. 37).

Z modelu byly odebrány celá tělesa tvořící obálku objemových dílů. Na těchto tělesech byly zvláště definovány kontakty, které byly smazány. V modelu zůstal globální kontakt, který tím nahradil odebrané kontakty mezi skořepinovou obálkou a objemovým tělesem.

VÝSLEDKY

Odebráním nulového materiálu došlo k navýšení deformace o 5,86 mm, což znamená nárůst deformace o 0,88 %. Změna EES je necelé procento. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 23.

Tab. 23: Výsledky po odebrání MatNull

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava MatNull	56	674,98	0,88	57,03	-0,75

Realizované úpravy neměly výrazný vliv na výslednou deformaci, ale ani na výpočetní čas. Použití nulového materiálu může být výhodné při jednodušších úlohách, ale u takto komplexního modelu je jeho přínos z hlediska výpočetního času a přesnosti malý.

3.7 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA VLIVU OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Poslední tematická oblast citlivostní analýzy se zabývá vybranými oblastmi okrajových podmínek (OP). Obecně existuje celá řada OP s různým dopadem na výsledky a čas výpočtu. Po prozkoumání výchozího MKP modelu byly vybrány ty z nich, které lze upravit a jejich nastavení je do určité míry na volbě uživatele.

Vybrané OP lze rozdělit do 3 skupin, jak je vidět na Obr. 87.



Obr. 87: Rozdělení výpočtů okrajových podmínek

Z pohledu způsobu úpravy modelu se jedná převážně o změnu definice dané OP, případně její úplné odebrání z výpočtu. Nedochozí k vytváření nových OP ani jiných změn.

Cílem těchto výpočtů bylo zjistit míru vlivu dané OP na deformaci vozidla a následně na stanovení srážkové rychlosti.

3.7.1 FORMULACE SKOŘEPINOVÝCH PRVKŮ

Skořepinové prvky byly vybrány, protože tvoří přibližně 90 % všech prvků v modelu. Některé z nich používají jednodušší formulaci prvku *Elform 2* a jiné pokročilejší *Elform 16* (viz kap. 2.4). Právě formulace prvku je jeden z aspektů citlivostní analýzy OP. Kromě toho se liší také počtem integračních bodů skrz tloušťku prvku. Vliv počtu integračních bodů bude do analýzy také zahrnutý.

ELFORM 2

Při úpravě *Elform 2* se všem skořepinovým prvkům, které měli formulaci *Elform 16* toto nastavení změnilo na *Elform 2*. Číselně to znamená změnu u 716 dílů. Výchozí stav rozmístění formulací prvků je vidět na Obr. 88. Počet integračních bodů v prvku se nezměnil, takže jich bylo dva a pět.



Obr. 88: Díly s formulací skořepinových prvků *Elform 2* a *Elform 16*

Při uvažování formulace *Elform 2* pro všechny skořepinové prvky se zvýší deformace o 3,48 % a dojde ke snížení předpokládané rychlosti, kterou by jelo vozidlo s upravenou tuhostí, aby dosáhlo etalonové deformace o 2,04 km/h. Výsledky uvádí Tab. 24.

Tab. 24: Výsledky úpravy *Elform 2*

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava <i>Elform 2</i>	56	692,38	3,48	55,42	-3,56

Odebrání podrobného *Elform 16* a nahrazení jednodušším *Elform 2* sníží dobu výpočtu přibližně o 15 %. Současně ale dojde k méně přesným výsledkům.

ELFORM 16

Došlo k opačné úpravě než v předchozím případě. To znamená, že 596 dílů s formulací *Elform 2* se formulace změnila na *Elform 16*. Díly, u kterých došlo ke změně, jsou vidět na Obr. 88. Počet integračních bodů v prvku se nezměnil.

Pokud skořepinové prvky uvažují detailnější formulaci *Elform 16*, nedojde ke změně deformace. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 25.

Tab. 25: Výsledky úpravy *Elform 16*

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava <i>Elform 16</i>	56	669,11	0,00	57,43	-0,04

S ohledem na výsledky *Elform 2* se potvrzuje, že je výchozí model velmi přesný. Díly, které mají formulaci *Elform 16*, jsou důležitými a zjednodušení jejich zápisu způsobí chybu. Ačkoli je použití *Elform 16* přesnější, zdvojnásobilo dobu výpočtu.

POČET INTEGRAČNÍCH BODŮ

MKP model obsahuje díly, které mají buďto dva anebo pět integračních bodů po tloušťce prvku viz Obr. 89. Výjimku tvoří devatenáct dílů modelů šroubového spojení se třemi integračními prvky. Protože se jedná o zjednodušující úpravy, došlo k jednotnému nastavení počtu dvou integračních bodů u všech skořepinových prvků. 847 dílů obsahovalo původně pět integračních bodů a devatenáct dílů původně obsahovalo tři integrační body. *Elform* formulace zůstaly nezměněny.



Obr. 89: Znárodnění dílů s dvěma integračními body oranžově a s pěti integračními body modře

Uvažováním menšího počtu integračních bodů došlo k došlo k vyztužení modelu vozidla o 11,91 mm. Při určení EES došlo k více než 2% nárůstu vůči etalonu. Výsledky jsou v Tab. 26.

Tab. 26: Výsledky použití 2 integračních bodů

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava 2 integr. body	56	657,21	-1,78	58,62	2,03

Nižší počet integračních bodů znamená méně přesný model, ale současně i o 30 % rychlejší výpočet. Varianta se vyšším počtem integračních bodů nebyla zkoumána, protože lze očekávat výsledky shodné s etalonem a zvýšení výpočetního času.

3.7.2 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Model využívá globálního kontaktu, který je aplikován na všechny díly, na kterých není definován jiný konkrétní kontakt. Tyto konkrétní kontakty nelze pro jejich jednoduchost měnit. Globální kontakt obsahuje podrobnější definici. Detailnější popis kontaktů je v kap. 2.8.

Většina položek byla nastavena na výchozí hodnotu, ale přesto se dalo změnit nastavení metody k určení tuhosti kontaktu anebo součinitele tření. Veškeré změny proběhly skrze změnu hodnoty té dané položky.

PENALIZAČNÍ METODA

Globální kontakt využívá tzv. *Constraint_Based* metodu. Ta byla změněna na výchozí možnost – penalizační metodu (*Penalty_Based*). Protože výpočet pro rychlost 56 km/h divergoval, muselo dojít ke změně nastavení přesnosti řešiče na tzv. double-precision.

Změnou metody výpočtu globálního kontaktu došlo k nárůstu deformace o více než 2 %. Tento nárůst způsobil snížení určení EES o 1,32 km/h, viz Tab. 27.

Tab. 27: Výsledky použití penalizační metody

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava penal. met.	56	683,15	2,10	56,14	-2,30

Nejenže došlo k více než 2% nepřesnosti modelu při uvažování penalizační metody, ale také muselo dojít ke změně přesnosti řešiče na double-precision, což vede k prodloužení výpočtu.

ZMĚNA SOUČINITELE TŘENÍ

Globální kontakt u výchozího MKP modelu pracuje se statickým součinitelem f_s o hodnotě 0,3 a dynamickým součinitelem f_d o hodnotě 0,25. Kromě toho je definován součinitel tření mezi pneumatikou a zcela tuhým stěnou představující vozovku (o hodnotě 0,9) a mezi vozidlem a zcela tuhým čelní stěnou představující překážku (o hodnotě 0,6).

V této analýze došlo ke změně hodnot statického a dynamického součinitele tření u globálního kontaktu. Vytvořenou úpravou došlo k přepsání všech výše zmíněných součinitelů na hodnotu 0,1. V druhém výpočtu došlo k přepsání všech výše zmíněných součinitelů na hodnotu 0,5.

V případě nižšího součinitele tření došlo ke zvětšení deformace o 18,5 mm. V případě vyššího součinitele tření došlo také ke zvětšení deformace, a to o 9,76 mm. Výsledky jsou zobrazeny v Tab. 28.

Tab. 28: Výsledky úprav součinitele tření

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava souč. tření 0,1	56	687,62	2,76	55,90	-2,71
Úprava souč. tření 0,5	56	678,88	1,46	56,29	-2,03

Změna EES je větší u nižšího součinitele tření, ale procentuální rozdíl mezi změnou deformace a změnou EES je u vyššího součinitele tření. U obou případů dojde k odlišné deformaci přední části at' už vůči etalonu, nebo vůči sobě navzájem, protože různý součinitel tření mezi vozidlem a pevnou překážkou způsobí jiný skluz přední části vozidla po stěně.

3.7.3 OSTATNÍ

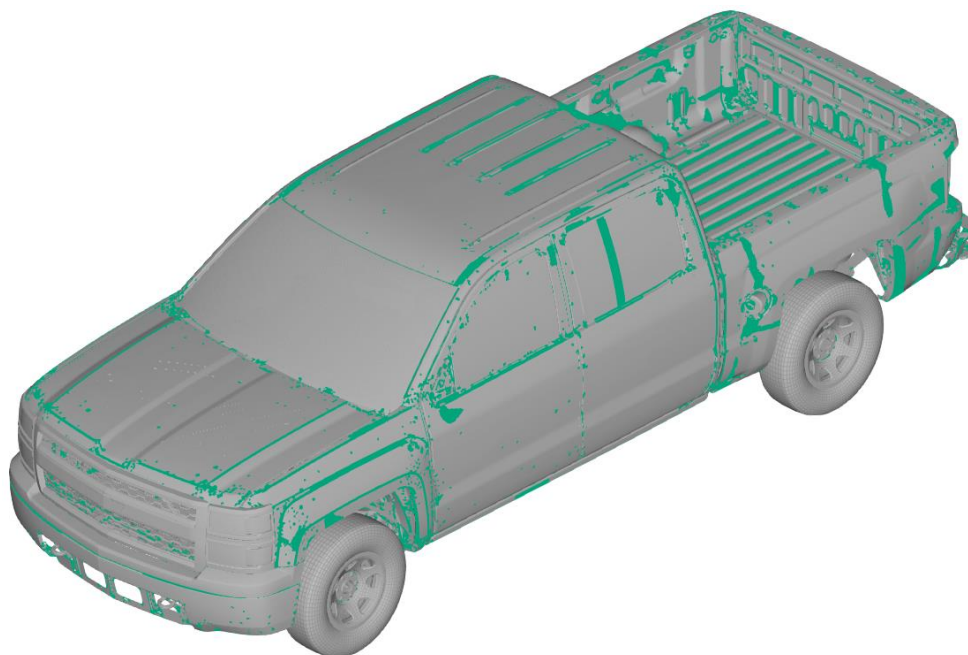
V této pod části došlo k úpravě škálování hmotnosti a HG. Tyto dva parametry mají vliv na výpočet jako celek a nejedná se o konkrétní oblast modelu.

V případě škálování hmotnosti došlo ke změně hodnoty dané položky. V případě HG došlo k jeho odebrání z výpočtu.

ŠKÁLOVÁNÍ HMOTNOSTI

Škálování hmotnosti je silný nástroj pro zrychlení výpočtu skrze zvětšení časového kroku. Výchozí model má nastaveno přidání hmotnosti prvkům s časovým krokem menším než 5^{-7} sekundy, což představuje přidání 27 kg (1 % celkové hmotnosti modelu).

Carvalho [36] ve své prezentaci uvádí, že obecně není doporučeno navýšit hmotnost o více než 5 %, ale současně velmi záleží na tom, na jaké místa je hmotnost přidána. Úpravou modelu tedy došlo k navýšení hmotnosti prvkům s časovým krokem menším než $9,1^{-7}$ sekundy (Obr. 90), což představuje přidání 136 kg (5 % z celkové hmotnosti).



Obr. 90: Zvýraznění prvků s časovým krokem do $9,1^{-7}$ sekundy

Změna škálování hmotnosti na 5 % z celkové hmotnosti způsobila zvýšení deformace o 14,03 mm, což představuje 2,13 %. EES takového modelu dle používaného postupu je o 1,27 km/h nižší. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 29.

Tab. 29: Výsledky úpravy škálování hmotnosti

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava škálování hm. 5 %	56	683,15	2,13	56,19	-2,21

Velký přínos většího škálování hmotnosti je v zrychlení výpočtu. Ten se zkrátil téměř o polovinu. Nevýhodou je ovšem zmíněné snížení přesnosti.

HOURLASSING

HG je předepsán zvlášť pro objemové a zvlášť pro skořepinové prvky. Při jeho zadání je na výběr z několika formulací. Model nemá aktivní žádné globální nastavení kontroly HG. V případě zjednodušujících úprav došlo odděleně k odebrání HG pro objemové prvky a pro skořepinové prvky.

Odebrání HG z modelu se neprojevilo na deformaci ani na rychlosti. V případě objemových prvků muselo být pro rychlost 56 km/h použito double-precision, což opět způsobilo prodloužení doby výpočtu. Výsledky uvádí Tab. 30.

Tab. 30: Výsledky úpravy HG

MKP model	Rychlost [km/h]	Deformace [mm]	Nárůst deformace vůči etalonu [%]	EES podle CRASH3 [km/h]	Změna EES vůči etalonu [%]
Etalon	56	669,12	-	57,46	-
Úprava HG pro objem. prvky	56	669,74	0,09	57,37	-0,16
Úprava HG pro skořep. prvky	56	668,81	-0,09	57,44	-0,03

To, že v tomto konkrétním modelu nedochází k nefyzikálním deformacím, neznamená že k nim obecně nemůže docházet u jiných modelů vozidel, především na velkých plechových dílech.

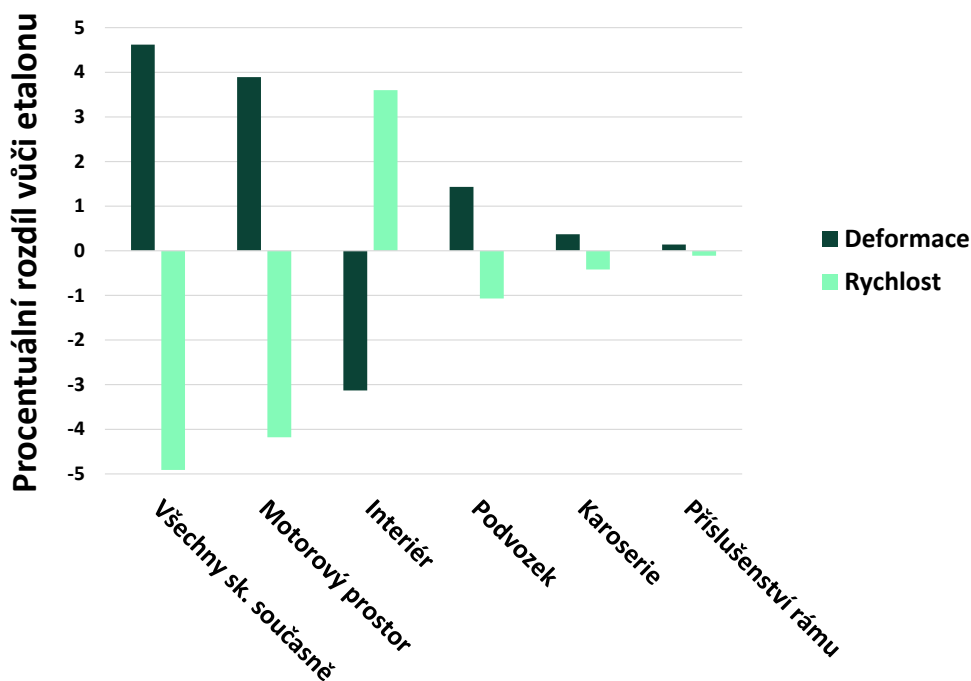
3.8 SHRUTÍ VÝSLEDKŮ CITLIVOSTNÍ ANALÝZY

3.8.1 GEOMETRIE

Analýza geometrie se zaměřila na díly, u kterých se neočekával vliv na tuhost vozidla a mohly by být při tvorbě nových MKP modelů vynechány. Vybrané díly se rozdělily do pěti skupin, které se jednotlivě porovnávaly s výchozím modelem pro rychlost 56 km/h. Graf 3 ukazuje výsledky těchto úprav. Vlivem použité metodiky vyhodnocení rychlosti dle CRASH3 je rozdíl rychlosti vždy opačného znaménka z důvodu porovnání tuhosti MKP modelu vůči deformaci etalonu.

Největší vliv mělo podle očekávání zjednodušení všech skupin dohromady. Naopak úpravy příslušenství rámu a karoserie nepřinesly znatelné změny, a proto se tyto úpravy dají považovat za přijatelné z pohledu vlivu na přesnost. Úprava podvozku se do výsledků projevilo více než 1% rozdílem.

Nejzajímavější se ukázaly úpravy motorového prostoru a interiéru. V případě motorového prostoru se jednalo zejména o přední chladič, kdy samotná jeho absence způsobila, vlivem vzniklého volného prostoru, nárůst podélné deformace o 2,89 %. V případě úprav interiéru došlo k opačné situaci, a to vyztužení vozidla, přestože by vazba RBE3 neměla zapříčinit zvýšení tuhosti. Jako zásadní se ukázala přítomnost struktury sedačky, která má největší vliv na tuhost kabiny a celého vozidla.



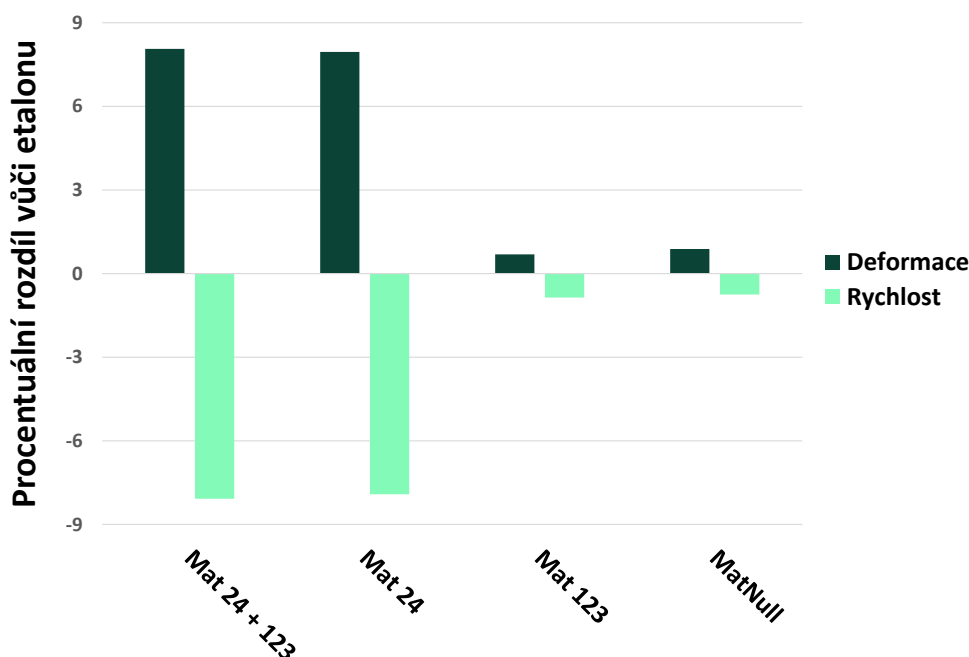
Graf 3: Výsledky úprav geometrie

Analýza geometrie byla omezena podrobností samotného výchozího modelu, kdy se nebylo možné zaměřit na díly, které v něm chyběly (např. zadní sedačky). Analýza byla omezena samozřejmě také vlastním výběrem jednotlivých dílů, na které se zaměřilo. Jednalo se zejména o okrajové díly (skla, baterie) a větší díly, které se nenachází v blízkosti deformované oblasti (palivová nádrž, dveře korby). Čím blíže došlo k úpravě v blízkosti přední části vozidla tím byl vliv na změnu deformace a rychlost vyšší.

3.8.2 MODELÝ MATERIÁLŮ

Analýza modelů materiálů se zabývala jednotlivými materiálovými skupinami. Dvě z nich v modelu dominují. Jedná se o multi-lineárně plastické modely, které se liší v možnosti definice porušení. Materiály v těchto modelech obvykle využívaly závislosti plastické deformace na rychlosti, kterou se deformace děje. Jednotlivé rychlosti se lišily až o desítky procent v pevnosti materiálu. Odebrání této závislosti bylo základní úpravou.

Úpravou materiálů se docílilo ještě větších změn, než v případě úprav geometrie (Graf 4). Největší vliv měla opět kombinace zjednodušení dvou nejčastějších materiálů. Zajímavé se ukázalo, že z těchto dvou materiálů má jeden z nich minimální vliv. Tím druhým je Mat 24, jehož úprava se skládala ze čtyř různých materiálů. Materiál Bake Hardenable, který je např. na rámu, kabině a karoserii, má ze všech materiálů největší vliv na výsledky. To mimo jiné ukazuje, že i díly, na které je aplikován, mají vliv na tuhost vozidla. Úprava materiálu, který byl použit na výhodnější výpočet kontaktů, nepřinesl výraznější změny.



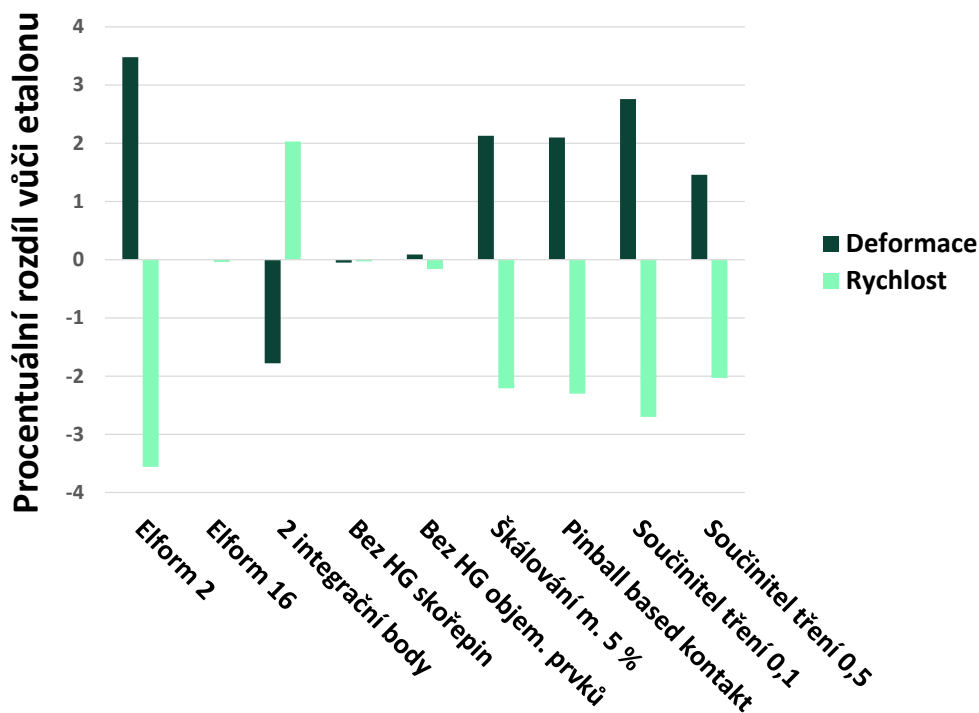
Graf 4: Výsledky úprav modelů materiálů

Limitem analýzy vlivu materiálových modelů je zejména dostupnost materiálových vlastností a dat. Důležité části modelu jsou popsány podrobně, ale v případě jiného nového modelu by bylo jejich získání velmi náročné. Získání takto podrobných materiálových vlastností je závislé na finanční a časové podpoře daného projektu. Pokud však jsou dostupné, LS-DYNA nabízí nepřehledné množství materiálových modelů, které budou nejlépe reprezentovat daný model.

3.8.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Poslední kapitola se zaměřila na hledání vhodných OP. Po prozkoumání výchozího modelu se určily oblasti, na které se zaměřilo. Jednalo se o formulaci skořepinových prvků, volbu HG, škálování hmotnosti modelu a formulaci globálního kontaktu. Výsledky jsou uvedeny v Graf 5.

Jednodušší volba zápisu skořepinových prvků *Elform 2* způsobila největší rozdíl ze zkoumaných OP, ale i podstatně rychlejší výpočet. Ještě kratší dobu výpočtu přineslo použití dvou integračních bodů, které na rozdíl od *Elform 2* nemá tak velký vliv na výsledek. Uvažování HG se v tomto případě ukázalo jako zbytečné, protože k němu pro rychlost 56 km/h nedochází. Škálováním hmotnosti se výpočetní čas zkrátil ze všech případů nejvíce (téměř o polovinu) s přibližně 2% vlivem na přesnost. Úpravou kontaktů (ať už výchozí formulace nebo součiniteli tření) se dosáhlo také přibližně 2% změny v přesnosti, ale bez přínosu ve výpočetním čase a se zhoršenou konvergencí výpočtu.



Graf 5: Výsledky úprav OP

Volba OP je limitována samotnou definicí OP a tím, jaké vstupy se do nich zadávají. Prozkoumány byly dvě hlavní formulace skořepinových prvků, ale formulací je v nabídce mnohem víc. Dva integrační body po tloušťce prvku se ukázaly jako kompromis mezi přesností a rychlostí výpočtu, ale při jiné požadované přesnosti výpočtu by se na některé díly dal uvažovat pouze jeden integrační bod a na jiné více.

Bohužel se nebylo možné zabývat svarovými spojeními, protože jejich definice přes generátor svarů neumožňovala změnu prvku svaru např. na jednoduchou krychli nebo prutový prvek ani měnit počet bodových svarů mezi díly. Stejně tak nebylo možné odebírat vazby (rotační, kulové apod.), protože na ně byly navázány uzly dílů, bez kterých by model nedržel pohromadě (např. rotační vazby k otevírání dveří). Odebrání těchto vazeb by musela předcházet tvarová změna jednotlivých dílů (panty apod.).

ZÁVĚR

Tato práce se zabývala možností využití MKP při analýze dopravní nehody. Potvrdilo se, že je možné simulovat skutečnou deformaci vozidla, ovšem pouze s pečlivým nastavením modelu. Práce zkoumala tři oblasti vlivu:

- geometrie
- modely materiálů
- okrajové podmínky

Prokázalo se, že je nejdůležitější přesně modelovat oblast, ve které dojde k plastické deformaci. Pro modely materiálů je stěžejní podrobný popis, a to zejména na dílech, které přenášejí energii nárazu (rám, karoserie a jiné), včetně zahrnutí faktoru rychlosti, jakou deformace probíhá. Z pohledu nastavení analýzy je podstatné použít pokročilejší formulace skořepinových prvků s více integračními body po tloušťce prvku – opět zejména na dílech, které přenášejí energii nárazu. Ve všech zkoumaných případech je patrná podobnost absolutní hodnoty procentuálního rozdílu vůči etalonu mezi deformací a rychlostí.

Doporučení úprav, které nemají významný vliv na výsledky:

- vynechání nebo zjednodušení menších dílů v oblasti rámu a karoserie (nádrž, skla a jiné)
- jednodušší materiálové a konečno-prvkové modely na dílech, které nejsou v oblasti plastické deformace
- vhodné nastavení škálování hmotnosti

Limity této práce jsou v omezení se na úzké spektrum rychlostí, ve kterých se nehoda zkoumá a s tím související také výpočtová a časová náročnost. Obzvlášť v případě geometrie, ve které muselo dojít k roztrídění dílů do skupin. Komplexnější analýzu by vyžadoval např. přední chladič a sedačky. V práci se nedalo zabývat CAD modelem ani jeho diskretizací, což by pomohlo lepšímu pochopení fenoménů vzniklých při srážce vozidla.

Přestože je MKP silný nástroj na řešení strukturálních problémů a v této práci se podařilo odhalit možná zjednodušení, obecná analýza nárazu celého modelu vozidla je velmi komplexní záležitost. Tato práce zkoumala pouze nejjednodušší případ, kterým je čelní náraz do nedeformovatelné překážky.

Dostatečně přesný výpočet deformace, např. pro potřeby znaleckého posudku nebo návrh nového modelu vozidla, si vyžaduje natolik předchozích zkušeností, že je v současnosti rozsáhlejší použití tohoto přístupu zatím spíše okrajovou záležitostí.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BUCSUHÁZY, Kateřina; MORAVCOVÁ, Pavlína; SEMELA, Marek; BILÍK, Martin; MIKULEC, Roman et al. ANALÝZA POŠKOZENÍ VOZIDEL: Průvodce metodami dokumentace a kvantifikace deformační energie. Brno, 2023. ISBN 978-80-88655-01-5.
- [2] EESCatalog. Online. EES-Catalog. Dostupné z: <https://ees-catalog.com/>. [cit. 2024-03-27].
- [3] GÖRTZ, Marco. Model určovania deformačných energií na vozidlách po dopravných nehodách. Dizertačná práca. Žilina: UZVV UNIZA, 2018.
- [4] VANGI, Dario. Simplified method for evaluating energy loss in vehicle collisions. Accident analysis and prevention. Online. Elsevier. 2009, roč. 41, č. 3, s. 633-641. ISSN 0001-4575. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.aap.2009.02.012>. [cit. 2023-02-04].
- [5] BRADÁČ, Albert a kol. Soudní inženýrství. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 1999. ISBN 80-7204-133-9.
- [6] CAMPBELL, Kenneth L. Energy Basis for Collision Severity. Online. Warrendale: SAE International, 1974. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/740565>. [cit. 2023-02-16].
- [7] COUFAL, Tomáš. Analýza tuhosti přední části vozidel. Dizertační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2014.
- [8] BURG, Heinz a RAU, Hartmut. Handbuch der verkehrsunfall-Rekonstruktion. 1. vyd. Kippenheim: Verl. Information Ambs, 1981. ISBN 38-855-0020-5.
- [9] BRACH, R. Matthew; BRACH, Raymond M. a LOUDERBACK, Andrew. Uncertainty of CRASH3 ΔV and Energy Loss for Frontal Collisions (No. 2012-01-0608). SAE Technical Paper, 2012. Online. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2012-01-0608>. [cit. 2023-03-14].
- [10] SMITH, Russell A. a NOGA, J. Thomas. Accuracy and Sensitivity of CRASH. SAE Technical Paper 821169, 1982. Online. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/821169>. [cit. 2022-05-03].
- [11] MROWICKI, Adam; KRUKOWSKI, Mateusz; TUROBOŚ, Filip a KUBIAK, Przemysław. Determining vehicle pre-crash speed in frontal barrier crashes using artificial neural network for intermediate car class. Online. Forensic science international. 2020. roč. 308. ISSN 03790738. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.forsciint.2020.110179>. [cit. 2023-01-24].
- [12] ČOPIAK, Marek; KORBEL, Tomáš a IMRICH, Ladislav. Princíp určenia energeticky ekvivalentnej rýchlosti s využitím programu pc-crash. Online. Trilobit, 2019. Dostupné z: <https://trilobit.fai.utb.cz/Data/Articles/PDF/91d24a6b-5b21-4552-b452-87fb744401aa.pdf>. [cit. 2023-02-11].

- [13] SZTWIERTNIA Karol a GUZEK Marek Uncertainty of determining the energy equivalent speed (EES) of a vehicle collision by the experimental and analytical method. Online. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2017, roč. 76, č. 2, s. 123-136.
Dostupné z: <https://dx.doi.org/1014669/AM.VOL76.ART7>. [cit. 2023-01-19].
- [14] Singh, H., Davies, J., Kramer, D., Fisher, A., Paramasuwom, M., Mogal, V., ... and Ganesan, V. (2018, January). Mass reduction for light-duty vehicles for model years 2017-2025 (Report No. DOT HS 812 487). Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration.
- [15] JANOVICZ, Donna a Ben FISHER. Final Report of New Car Assessment Program: Frontal Impact Testing of a 2014 Chevrolet Silverado 1500 4WD Double Cab. MGA Research Corporation [online]. 23.12.2013, 1-169 [cit. 2023-03-25]. Dostupné z: <https://nrd-static.nhtsa.dot.gov/reports/vehdb/v00000/v08400/v08456R001.pdf>
- [16] 2014 Chevrolet Silverado 1500 Finite Element Detailed Mesh Model Validation [online]. 1-23 [cit. 2023-03-18]. Dostupné z: doi:10.13021/f4yf-yd73
- [17] 2022 SILVERADO 1500 [online]. [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://www.chevrolet.com/trucks/previous-year/silverado/1500/build-and-price/config>
- [18] Chevrolet Silverado 1500 [online]. [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://www.consumerreports.org/cars/chevrolet/silverado-1500/2014/overview/>
- [19] LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY CORPORATION. LS-DYNA Theory Manual [online]. 24.7.2019, s. 1-886 [cit. 2023-04-07].
- [20] BELYTSCHKO,, Ted a Lee P. BINDEMAN,. Assumed strain stabilization of the eight node hexahedral element: Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering [online]. 1993 [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(93\)90124-G](https://doi.org/10.1016/0045-7825(93)90124-G)
- [21] Shell Formulation. Online. Dostupné z: <https://www.dynasupport.com/howtos/element/shell-formulations>. [cit. 2023-10-20].
- [22] BARI, Mahdi. A finite element study of shell and solid element performance in crashbox simulations. BACHELOR'S THESIS. S-461 86 Trollhättan, SWEDEN: University West, Department of Engineering Science, 2015.
- [23] LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY (LST), AN ANSYS COMPANY. LS-DYNA KEYWORD USER'S MANUAL: Volume I. 2021.
- [24] General considerations for the influence of mesh density in LS Dyna. Roadsafellc.com: 5th European LS-DYNA User Conference [online]. Birmingham, 2005 [cit. 2023-02-25]. Dostupné z: <https://www.roadsafellc.com/NCHRP22-24/Literature/Papers/General%20considerations%20for%20the%20influence%20of%20mesh%20density%20in%20Ls-dyna%20.pdf>

- [25] Valsamos G., Larcher M., Casadei F. Karlos V., A numerical framework to support the certification of barrier testing, EUR 30165 EN, European Commission, Ispra, 2020, ISBN 978-92-76-17856-9, doi:10.2760/797952, JRC120307
- [26] Skye Malcolm and Emily Nutwell: Spotweld Failure Prediction using Solid Element Assemblies; 6th European LS-DYNA Users' Conference
- [27] LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY (LST), AN ANSYS COMPANY. LS-DYNA KEYWORD USER'S MANUAL: Volume II. 2021.
- [28] ČSN EN ISO 4885. Železné materiály: Tepelné zpracování – Slovník. 2019-06-01. <https://www.nlnorm.cz/terminologicky-slovník/127222>.
- [29] Pascal Dietsch, Kévin Tihay, Antoine Bui-Van, Dominique Cornette, Methodology to assess fracture during crash simulation: fracture strain criteria and their calibration, Metall. Res. Technol. 114, 607 (2017)
- [30] Contact types. www.dynasupport.com [online]. [cit. 2023-02-26]. Dostupné z: <https://www.dynasupport.com/tutorial/contact-modeling-in-ls-dyna/contact-types>
- [31] LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY CORPORATION. Contact in LS-DYNA [online]. s. 1-34 [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: https://ftp.lstc.com/anonymous/outgoing/support/FAQ_docs/contact_shorter.pdf
- [32] Introduction to LS-DYNA MPP. Online. In: The Arup Campus, Blythe Gate, Blythe Valley Park, Solihull, West Midlands, B90 8AE: Arup, s. 38. Dostupné z: https://www.oasys-software.com/dyna/wp-content/uploads/2019/01/Webinar_MPP-LS-DYNA.pdf. [cit. 2023-12-10].
- [33] LAPOUJADE, Vincent; MOUTELIERE, Christian a MILLECAMP, Antoine. 13th International LS-DYNA Users Conference: Advanced MPP Decomposition of a SPH Model. S. 18. Dostupné z: <https://www.dynalook.com/conferences/13th-international-ls-dyna-conference/computing-technology/advanced-mpp-decomposition-of-a-sph-model>
- [34] Boman, Erik & Catalyurek, Umit & Chevalier, Cédric & Devine, Karen. (2012). The Zoltan and Isorropia Parallel Toolkits for Combinatorial Scientific Computing: Partitioning, Ordering and Coloring. Scientific Programming. 20. 129-150. 10.1155/2012/713587.
- [35] ALLEN, Li T.; ZHE, Cui a YU, Huang. LS DYNA Linear Solver Development - Phase1: Element Validation Part II. Online. S. 1-8. Dostupné z: <https://www.dynalook.com/conferences/15th-international-ls-dyna-conference/nvh/l-s-dyna2019s-linear-solver-development-2014-phase1-element-validation-part-ii>. [cit. 2024-01-09].
- [36] CARVALHO, Alexandre Amorim. Tips and Tricks for Explicit Simulations. Online. S. 23. Dostupné z: https://indico.cern.ch/event/801141/contributions/3329395/attachments/1817203/2970579/2019_02_25_Explicit_codes.pdf. [cit. 2024-03-31].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$l_{před}$	[mm]	Délka vozidla před srážkou
l_{po}	[mm]	Délka vozidla po srážce
$\dot{\varepsilon}$	[s ⁻¹]	Rychlost přetvoření
ε_{eff}^p	[-]	Efektivní plastické přetvoření
μ_c	[-]	Celkový součinitel tření
σ_y	[MPa]	Dynamická mez kluzu
σ_y^s	[MPa]	Statická mez kluzu
Δf	[N]	Přírůstek síly
Δl (z rovnice 15)	[m]	Změna vzdálenosti mezi dvěma uzly
Δl (z rovnice 17)	[mm]	Deformace vozidla
A	[Nm ⁻¹]	Tuhostní koeficient
B	[Nm ⁻²]	Tuhostní koeficient
b_0	[ms ⁻¹]	Nejvyšší rychlost při které nevznikají plastické deformace
b_1	[s ⁻¹]	Sklon deformační křivky
BH		Bake Hardenable
BIW		Body In White
C (z rovnice 1)	[m]	Průměrná deformace
C (z rovnice 11)	[-]	Koeficient Cowper-Symondsových vztahů
C (z rovnice 15)	[kgs ⁻¹]	Tlumení
C_1-C_6	[m]	Deformace vozidla v daném řezu
CAD		Computer aided desing
CN	[-]	Přepočební koeficienty
C_p	[Jkg ⁻¹ k ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
C_v	[Jkg ⁻¹ k ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
D_c	[sm ⁻¹]	Koeficient zpoždění
e (z rovnice 7)	[-]	Součinitel restituce
e (z rovnice 10)	[-]	Eulerovo číslo
E_d	[J]	Deformační energie
EES		Equivalent Energy Speed
$EPSMAJ$	[-]	Effective Plastic Strain Major
f_d	[-]	Dynamický součinitel tření
f_s	[-]	Statický součinitel tření

G (z rovnice 5)	[N]	Tuhostní koeficient
G	[MPa]	Modul smykové relaxace
G_0	[MPa]	Krátkodobý modul pružnosti ve smyku
G_∞	[MPa]	Dlouhodobý modul pružnosti ve smyku
HG		Hourglassing
HSLA		High Strength Low Alloy
JRC		Joint Research Centre
l	[m]	Šířka deformace
m	[kg]	Hmotnost vozidla
MAT 1		Elastický materiál
MAT 100		Materiál pro svary
MAT 123		Modifikovaný multi-lineárně-plastický materiál
MAT 20		Nedeformovatelný materiál
MAT 24		Multi-lineárně-plastický materiál
MAT 6		Viskoelastický materiál
MAT 9		Nulový materiál
MAT S02		Viskózní materiál k tlumení
MAT S04		Elastický nelineární materiál k pružení
MAT S05		Elastický nelineární tlumicí materiál k tlumení
MAT S06		Obecný nelineární materiál k pružení
MBS		Multi-body software
MKP		Metoda konečných prvků
MPP		Massively Parallel Processing
NCAP		New Car Assessment Programs
NHTSA		National Highway Traffic Safety Administration
OP		Okrajové podmínky
P	[-]	Koeficient Cowper-Symondsových vztahů
RBE2,3		Rigid Body Element
RCB		Recursive Coordinate Bisection
R_e	[MPa]	Mez kluzu
SMP		Symmetric Multi-Processing
SPZ		Státní poznávací značka
t	[s]	čas

v_{rel}	$[\text{ms}^{-1}]$	relativní rychlost kontaktních povrchů
v	$[\text{ms}^{-1}]$	Rychlost při testu
β (z rovnice 10)	[-]	Koeficient zpoždění
β (z rovnice 11)	[-]	Škálování statické meze kluzu
β (z rovnice 8)	[-]	Konstanta
\mathbf{F}		Gradient globální deformace
ε		Tenzor deformace

LS-DYNA používá tzv. konzistentní jednotky (v modelu: tuna, milimetr, megapascal, sekunda, Newton), které umožňují zachování matematických vztahů bez nutnosti dodatečných přepočtů. Pokud to není v práci blíže specifikováno využívá se právě těchto jednotek.