



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV PRO ZMÍRNĚNÍ
NÁSLEDKŮ PŘEDNÍHO NÁRAZU AUTOMOBILU DO
NEDEFORMOVATELNÉ BARIÉRY**

DESIGN OF THE STRUCTURAL MODIFICATIONS FOR MITIGATING THE CONSEQUENCES OF THE CAR
FRONTAL CRASH INTO THE RIGID BARRIER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Štěpán Hošek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. František Šebek, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	Bc. Štěpán Hošek
Studijní program:	Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce:	Ing. František Šebek, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

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:

Návrh konstrukčních úprav pro zmírnění následků předního nárazu automobilu do nedeformovatelné bariéry

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zpracujte studii možných konstrukčních úprav pro zmírnění následků předního nárazu automobilu do nedeformovatelné bariéry s částečným překrytím s využitím explicitní metody konečných prvků. Vyhodnocení proveďte na základě deformačně–napěťové analýzy přední části vozidla, případně jeho jednotlivých částí, přičemž uvažujte postupy, které jsou v současné době používány v automobilovém průmyslu.

Cíle diplomové práce:

1. Opatření a sestavení modelu vozidla a bariéry v prostředí umožňujícím řešení pomocí explicitní metody konečných prvků.
2. Simulace nárazu stávající varianty automobilu do nedeformovatelné bariéry.
3. Vyhodnocení stávající varianty vozidla a návrh možných konstrukčních úprav běžných v automobilovém průmyslu.
4. Porovnání a zhodnocení výsledků dosažených po navržených úpravách a případné doporučení pro další práci.

Seznam doporučené literatury:

WU, S. R, GU, L.: Introduction to the explicit finite element method for nonlinear transient dynamics. John Wiley & Sons, Hoboken, 2012

VRAŽINA, L.: Parametrická studie absorpčního prvku zadní části vozidla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 81 s. Vedoucí diplomové práce: Ing. František Šebek

Center for Collision Safety and Analysis - George Mason University: Development & Validation of a Finite Element Model for the 2012 Toyota Camry Passenger Sedan. Tech Summary, str. 1-5, DOI:10.13021/G8N889, 2016

Manual for Assessing Safety Hardware. American Association of State Highway and Transportation Officials, 2016

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Každý den dochází na silnicích k mnoha dopravním nehodám. Kvůli snížení následků těchto nehod provádí automobilky různé typy nárazů neboli crash-testů, které mají odhalit nedostatky testovaného automobilu a umožní konstrukční úpravy vedoucí ke zmírnění následků jednotlivých typů nárazů. Nezávislé organizace potom testují již prodávaná vozidla podle vlastních kritérií a stanovují bezpečnost těchto vozidel. Jedním z těchto crash-testů, který provádí organizace Insurance Institute for Highway Safety, je přední náraz do nedeformovatelné bariéry s „malým“ překrytím, který bude předmětem této diplomové práce. Je realizováno výpočtové modelování tohoto nárazu pro variantu bez úprav a pro varianty s úpravami. Také je realizováno srovnání stavu bez úprav a stavů s navrženými jednotlivými úpravami.

KLÍČOVÁ SLOVA

Výpočtová analýza, crash-test, Toyota Camry, nedeformovatelná bariéra, částečné překrytí, metoda konečných prvků, explicitní forma

ABSTRACT

There are many collisions on the roads every day. Automotive companies do number of different types of crash-tests to reduce the consequences of these collisions. Crash-tests are supposed to uncover problems of tested vehicles. Then it is possible to propose constructional changes to reduce the consequences of different types of collisions. Independent organisations then test productional vehicles according to their standarts and evaluate safety of these vehicles. One of these crash-tests is the small overlap test which is being done by Insurance Institute for Highway Safety. The small overlap test will be the subject of this thesis. Computational modelling of small overlap test is realised for basic variant and for variants with changes. There is also comparison of basic variant and variants with changes.

KEYWORDS

Computational analysis, crash-test, Toyota Camry, rigid barrier, small overlap, finite element method, explicit form

Bibliografická citace

HOŠEK, Štěpán. *Návrh konstrukčních úprav pro zmírnění následků předního nárazu automobilu do nedeformovatelné bariéry*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116114>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce František Šebek.

Já, Štěpán Hošek, prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Návrh konstrukčních úprav pro zmírnění následků předního nárazu automobilu do nedeformovatelné bariéry* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Šebka, Ph.D. a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně, dne 20. 5. 2019

Bc. Štěpán Hošek

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu Ing. Františku Šebkovi, Ph.D. za odborné vedení, spoustu užitečných rad a trpělivé jednání, díky čemuž mohla tato diplomová práce vzniknout v podobě, v jaké je. Také bych chtěl poděkovat Centru pro bezpečnost a analýzu kolizí (Center for Collision Safety and Analysis), které dalo volně k dispozici model vozidla Toyota Camry, jenž byl použit jako výchozí model v této diplomové práci.

Dále bych chtěl poděkovat společnosti Evector, spol. s r. o., která mi umožnila použití softwaru ANSA, META, PAM-Crash a Visual-Environment. Také bych chtěl poděkovat společnosti Evector, spol. s r. o. za proškolení v oblasti explicitních výpočtů v Pam-CRASH a za poskytnutí výpočetní podpory a tím umožnění spočtení většího množství variant, které by jinak vzhledem k velikosti modelu a výpočtové náročnosti daného typu nárazu nebylo možné.

Na neposledním místě bych chtěl poděkovat své rodině, která mě při psaní diplomové práce i během celého studia podporovala. Zvláštní poděkování patří především mé manželce Kateřině Hoškové a mým rodičům.

Obsah

1	Úvod	12
2	Formulace problému	13
2.1	Cíle řešení	13
2.2	System podstatných veličin	13
2.2.1	Podmnožina S0	13
2.2.2	Podmnožina S1	13
2.2.3	Podmnožina S2	13
2.2.4	Podmnožina S3	13
2.2.5	Podmnožina S4	13
2.2.6	Podmnožina S5	14
2.2.7	Podmnožina S6	14
2.2.8	Podmnožina S7	14
2.2.9	Podmnožina S8	14
3	Crash-testy	15
3.1	European New Car Assessment Programme	15
3.1.1	Deformovatelná bariéra s částečným překrytím	15
3.1.2	Tuhá bariéra	16
3.1.3	Boční nárazy	16
3.1.4	Další testy	17
3.2	Insurance Institute for Highway Safety	17
3.2.1	Přední nárazy	17
3.2.2	Boční nárazy	19
3.2.3	Test pevnosti střechy	20
3.2.4	Další testy	20
3.3	National Highway Traffic Safety Administration	21
3.3.1	Přední náraz	21
3.3.2	Boční nárazy	21
3.3.3	Rollover test	21
4	Výpočtový model	22
4.1	Výchozí model	22
4.1.1	Převod jednotek	22
4.1.2	Svary	22

4.2	Rozdělení modelu vozidla na více částí	24
4.2.1	Include přední nápravy.....	24
4.2.2	Přední deformační element	26
4.2.3	Bariéra.....	26
4.2.4	Vozovka	27
5	Nastavení výpočtu	28
5.1	Čas výpočtu	28
5.2	Počáteční rychlost.....	28
5.3	Kontakty	29
5.3.1	Kontakty těles se sebou samými	29
5.3.2	Kontakt mezi vozidlem a bariérou	29
5.3.3	Kontakt mezi vozidlem a vozovkou.....	30
5.3.4	Kontakt pro objemové prvky	30
5.4	Výpočetní čas	30
5.5	Hourglassing	30
6	Vyhodnocení.....	31
6.1	Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky	31
6.1.1	Automatické vyhodnocení intruzí	31
6.2	A-sloupek.....	33
6.3	Prahy u předních dveří.....	33
6.4	Sloupek řízení	34
7	Výchozí varianta bez úprav	36
7.1	Chování předního kola u řidiče	36
7.2	Deformace prostoru posádky	38
7.3	Deformace celé přední části	39
7.3.1	Přední náprava	40
7.4	Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky	41
7.4.1	Posunutí koncového bodu sloupku řízení	43
7.5	Energie při nárazu.....	44
7.6	Velikost síly v prahu.....	44
7.7	Velikost síly v horní části A-sloupku	45
8	Úprava horní části A-sloupku.....	47
8.2	Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky	48
8.3	Velikost síly v prahu.....	50

8.4	Velikost síly v horní části A-sloupku (boomerangu).....	51
8.5	Posuv koncového bodu sloupku řízení	53
8.6	Výsledky výpočtu s modifikovaným boomerangem	53
9	Výztuha na předním deformačním elementu.....	54
9.1	Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky	54
9.2	Velikost síly v prahu.....	56
9.3	Velikost síly v horní části A-sloupku	57
9.4	Posuv koncového bodu sloupku řízení	59
10	Vyztužení předních dveří	60
10.1	Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky	62
10.2	Velikost síly v prahu.....	63
10.3	Velikost síly v horní části A-sloupku	64
10.4	Posuv koncového bodu sloupku řízení	66
10.5	Informace získané z výpočtu varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze ..	66
11	Vyztužení předních dveří s upraveným umístěním výztuhy.....	67
11.1	Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky	67
11.2	Velikost síly v prahu.....	69
11.3	Velikost síly v horní části A-sloupku	70
11.4	Posuv koncového bodu sloupku řízení	72
12	Vyztužení prahů vozidla	73
12.1	Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky	74
12.2	Velikost síly v prahu.....	76
12.3	Velikost síly v horní části A-sloupku	77
12.4	Posuv koncového bodu sloupku řízení	78
12.5	Grafické srovnání s výchozí variantou	78
13	Závěr	79
13.1	Intruze na přepážce mezi prostorem motoru a posádky	79
13.2	Zatížení prahu u spolujezdce	80
13.3	Zatížení boomerangu	81
13.4	Posuvy koncového bodu sloupku řízení	82
13.5	Navrhované úpravy.....	82
	Seznam použitých zdrojů.....	83

1 Úvod

„Všiml jsem si, že lidé, kteří tvrdí, že vše je předurčeno a my na tom nic nemůžeme změnit, se rozhlíží před tím, než přejdou ulici.“

Stephen Hawking [1]

V dnešní době dochází každý den k mnoha dopravním nehodám. Jejich následky mnohdy ovlivní životy zúčastněných osob na velmi dlouhou dobu, někdy i doživotně. Aby byly následky na zdraví pasažérů při těchto nehodách co nejmenší, provádí se během vývoje automobilů vícero výpočtových a experimentálních testů. Tyto tzv. crash-testy mají odhalit nedostatky testovaného automobilu a umožní konstrukční úpravy vedoucí ke zmírnění následků jednotlivých typů nárazů.

Prvky k zajištění bezpečnosti pasažérů se dělí na aktivní a pasivní. Prvky aktivní bezpečnosti mají za úkol předcházet kontaktu vozidla s okolím. Patří mezi ně například samostatný brzdový systém AEB (Auto Emergency Braking), který dokáže zaregistrovat předměty před vozidlem a snížit rychlost či zastavit tak, aby nedošlo ke srážce. Další prvek aktivní bezpečnosti je systém ABS (Anti-lock Braking Systém), jenž zamezuje zastavení rotace kola při brždění. Také se sem řadí stabilizační systém ESP (Electronic Stability Program) zvyšující stabilitu vozidla, či hlídání jízdního pruhu nebo adaptivní světlomety. Mezi prvky pasivní bezpečnosti patří např. bezpečnostní pásy, airbasy a dětské autosedačky [2].

V této práci bude zkoumán náraz vozidla do nedeformovatelné bariéry s částečným překrytím. Bariéra bude zaujímat 25 % šířky vozidla. Počáteční rychlost vozidla bude 64,4 km/h. Jako testovací vozidlo bude sloužit Toyota Camry z roku 2012.

2 Formulace problému

Realizace výpočtového modelování deformace kabiny vozidla při jeho nárazu do nedeformovatelné bariéry s částečným překrytím pro variantu vozidla bez úprav a variantu s navrženými úpravami. Realizace srovnání stavu bez úprav a stavů s navrženými jednotlivými úpravami.

2.1 Cíle řešení

- Výpočet varianty bez úprav a zjištění deformací kabiny.
- Návrh konstrukčních úprav.
- Spočtení jednotlivých variant s úpravami.
- Porovnání výsledků před a po implementaci úprav.

2.2 Systém podstatných veličin

Při řešení problému je vhodné vytvořit systém podstatných veličin. To znamená určení veličin, které jsou v některém ohledu podstatné pro řešení problému.

2.2.1 Podmnožina S0

Jsou to prvky v okolí entity.

- Vozovka.
- Bariéra.

2.2.2 Podmnožina S1

Tato podmnožina zahrnuje strukturu a topologii entity.

- Vozidlo se skládá převážně z ocelových, plastových a skleněných dílů. Geometrie dílů a jejich uspořádání v prostoru je velmi složité a je dané výchozím modelem.

2.2.3 Podmnožina S2

Jsou to podstatné vazby entity.

- Svarové spoje.
- Lepidla.
- Tvarové spoje.

2.2.4 Podmnožina S3

S3 se vztahuje na aktivaci entity.

- Vozidlo se pohybuje počáteční rychlostí po vozovce. Dojde ke srážce s nepohyblivou nedeformovatelnou bariérou. Na vozidlo působí síla, která závisí především na počáteční rychlosti vozidla a na jeho hmotnosti.

2.2.5 Podmnožina S4

S4 zahrnuje vliv okolí.

- Gravitační síla.
- Vozovka.
- Bariéra.

2.2.6 Podmnožina S5

S5 obsahuje vlastnosti prvků struktury.

- Materiálové vlastnosti všech dílů jsou dány křivkami. Tyto křivky byly součástí výchozího modelu a byly experimentálně naměřeny.

2.2.7 Podmnožina S6

S6 zahrnuje probíhající procesy ve vozidle.

- Deformační a napěťové procesy.

2.2.8 Podmnožina S7

S7 jsou projevy entity.

- Deformace některých dílů vozidla.
- Porušení některých dílů vozidla.
- Pohlcení kinetické energie vozidla.

2.2.9 Podmnožina S8

S8 jsou důsledky projevů entity.

- Snížení rychlosti vozidla.

3 Crash-testy

Jako crash-testy jsou v dnešní době označovány zkoušky automobilů, jejichž cílem je zjištění pasivní bezpečnosti automobilu. Pasivní bezpečností je myšleno zmírnění následků nehody, pokud už k nehodě dojde. Naopak aktivní bezpečností je snaha o předcházení dopravním nehodám.

Mezi prvky pasivní bezpečnosti patří bezpečnostní pásy, airbasy, dětské autosedačky, prvky ochrany chodců (např. aktivní kapota) a absorpční prvky karosérie [2].

Jednotlivé crash-testy jsou zpravidla definovány pro určitou oblast a auta jednotlivých výrobců jsou testována stejně (většinou nezávislou organizací).

3.1 European New Car Assessment Programme

V Evropě působí nezávislá organizace European New Car Assessment Programme (Euro NCAP). Ta provádí tři základní crash-testy a automobily hodnotí počtem hvězdiček (0-5).

3.1.1 Deformovatelná bariéra s částečným překrytím

Offset deformable barrier (ODB) náraz má představovat čelní střet dvou automobilů. Čelní nárazy jsou nejčastější příčinou úmrtí a vážných zranění při dopravních nehodách. Při této zkoušce stojí bariéra na místě, rychlost vozidla je 64 km/h a překrytí činí 40 % [3]. Náraz je znázorněn na obrázku 3.1.



Obrázek 3.1: ODB náraz [3]

Tento náraz je velmi důležitý právě kvůli četnosti čelních nárazů na silnicích a jejich důsledků. Je zde kladen důraz také na míru poškození bariéry.

3.1.2 Tuhá bariéra

Při tomto nárazu je bariéra považována za dokonale tuhou (nedochází k deformaci bariéry). Rychlost vozu je 50 km/h a překrytí je 100 %, jak je možné vidět na obrázku 3.2 [3].

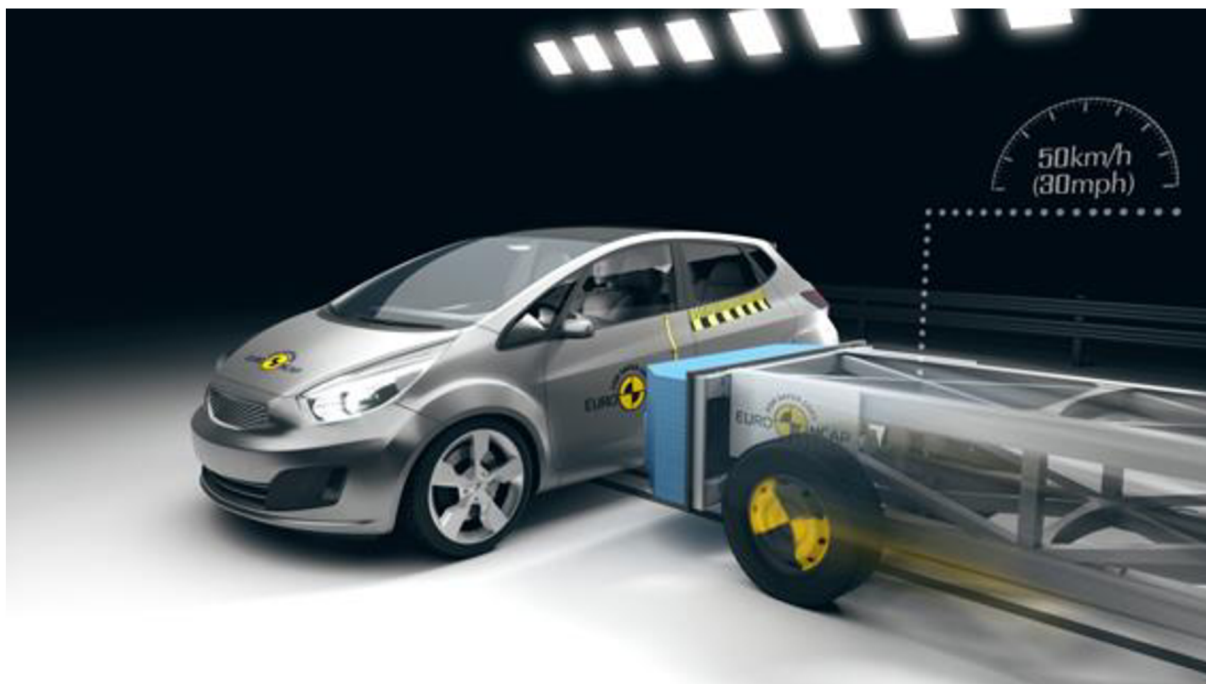


Obrázek 3.2: Náraz do tuhé bariéry [3]

Důvody k provedení tohoto testu spočívají v tom, že konstrukce aut je v dnešní době poměrně tuhá a při nárazu se mohou objevit výrazná zrychlení v prostoru posádky. Tato zrychlení musí být kompenzována zádržnými systémy. To může vést k vážným zraněním pasažérů. Jsou proto vyhodnocovány především účinky na figuríny, což může být například zrychlení v určitých bodech figuríny nebo stlačení hrudníku [3].

3.1.3 Boční nárazy

Euro NCAP testuje dva boční nárazy. První z nich je náraz pohybující se deformovatelné bariéry do stojícího vozidla. Rychlost bariéry je 50 km/h [3]. Bariéra má představovat jiné vozidlo. Náraz je znázorněn na obrázku 3.3.



Obrázek 3.3: Boční náraz deformovatelné bariéry [3]

Druhý z nich je náraz vozidla pohybujícího se rychlostí 32 km/h do sloupu o průměru 254 mm. Vozidlo je upevněno na pohyblivém se vozíku pod úhlem 15° vzhledem k normálové rovině vektoru rychlosti [3].

3.1.4 Další testy

Navíc se testují i samotné sedačky pomocí tzv. saňových testů (Whiplash). Zkouší se různé nastavení hlavové opěrky při rychlostech 16–24 km/h.

V dnešní době už existují i samočinné brzdící systémy Autonomous emergency braking (AEB). Ty jsou také zkoušeny, a to při rychlostech 10–50 km/h.

3.2 Insurance Institute for Highway Safety

Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) je nezávislá, nezisková vědecká a vzdělávací organizace působící v severní Americe, která se zabývá snížením ztrát po nehodách automobilů. Zkoumá nárazy přední a boční a testuje také pevnost střechy, či bezpečnost autosedaček [4].

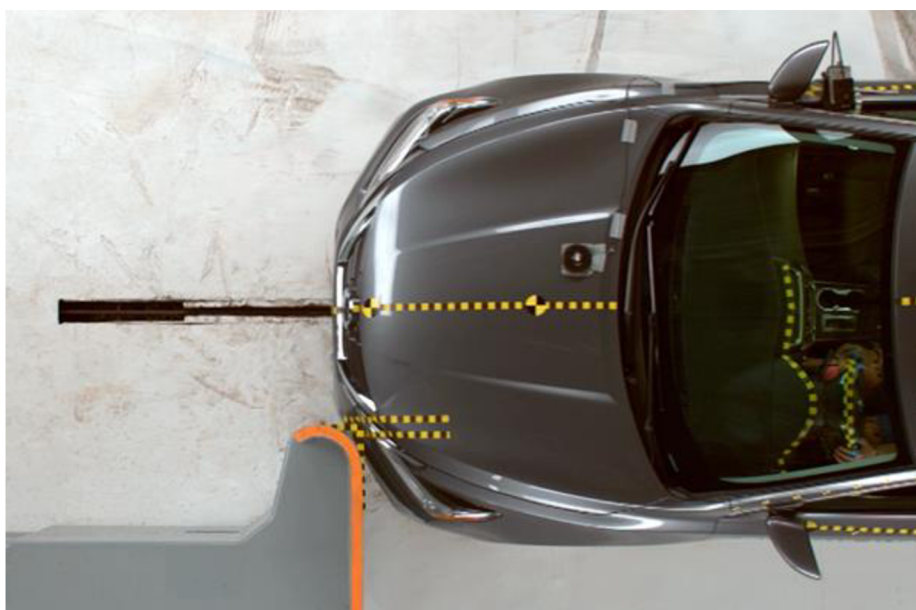
3.2.1 Přední nárazy

IIHS v současnosti provádí tři typy předních nárazů. První z nich je náraz v rychlosti 40 mph (64,4 km/h) do deformovatelné bariéry s překrytím 40 % šířky vozidla, vyobrazený na obrázku 3.4 [4].



Obrázek 3.4: Náráz se 40% překrytím [4]

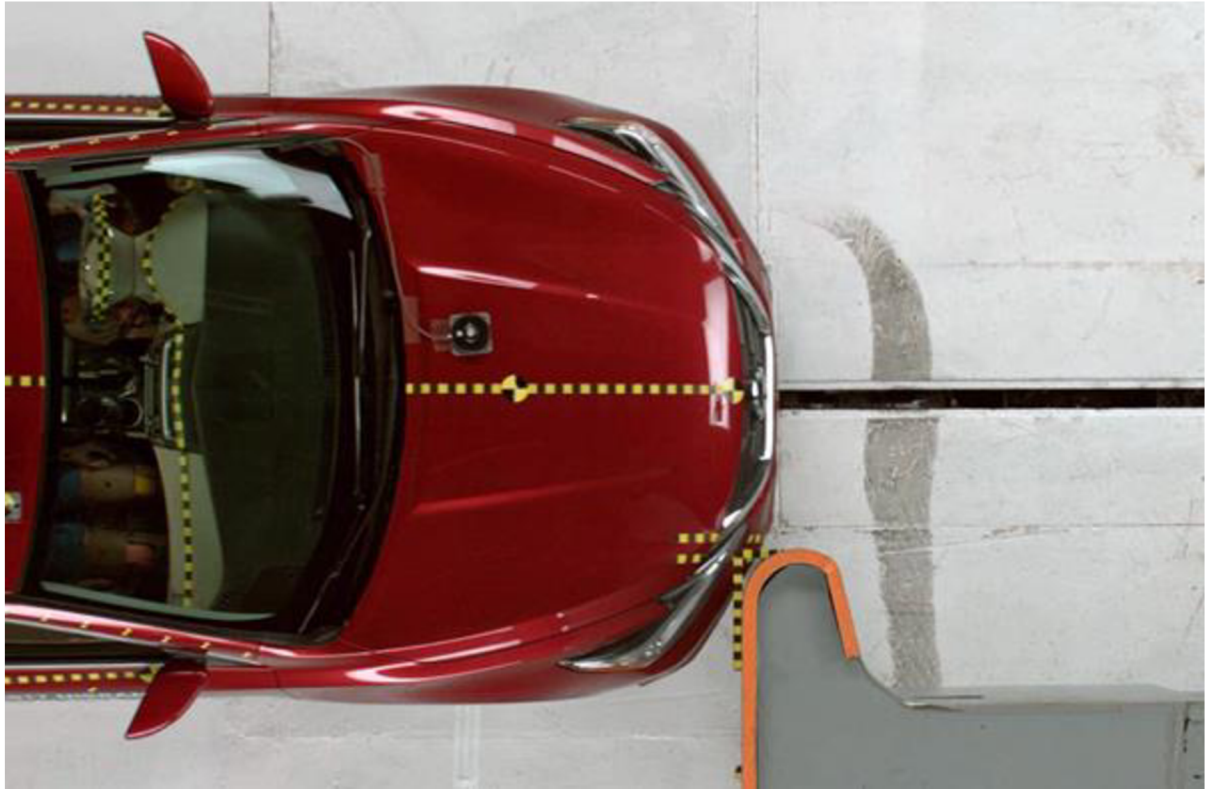
Další dva přední nárazy jsou do nedeformovatelné bariéry s „malým“ překrytím (*small overlap*), které činí pouhých 25 % šířky vozidla. Počáteční rychlost je opět 40 mph [4, 9]. První z nich je s bariérou umístěnou na straně řidiče, jako tomu je na obrázku 3.5. Tento je považován za primární, jelikož na místě řidiče v jedoucím autě vždy někdo sedí a protijedoucí vozidla se vyhýbají také na straně řidiče, takže hrozí nebezpečí, že k nárazu může dojít právě zde.



Obrázek 3.5: Náráz do nedeformovatelné bariéry s malým překrytím na straně řidiče [4]

Jelikož tento náraz nemá obdobu u Euro NCAP, rozhodl jsem se zjistit, jaké bude chování automobilu při tomto nárazu. Také jsem se rozhodl zjistit, jak různé úpravy geometrie ovlivní toto chování.

Druhá varianta nárazu do bariéry s malým překrytím je potom na straně pasažéra, jako na obrázku 3.6.



Obrázek 3.6: Náraz do nedeformovatelné bariéry s malým překrytím na straně pasažéra [4]

3.2.2 Boční nárazy

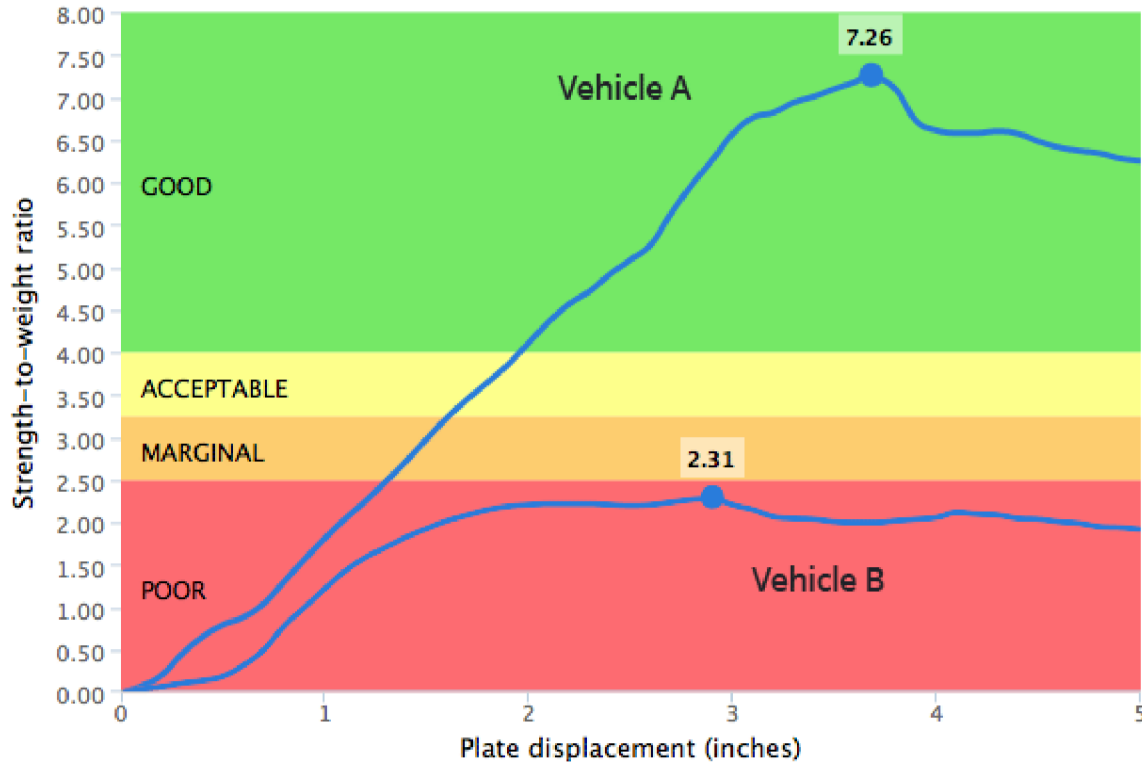
V současnosti je realizován pouze jeden typ bočního nárazu. Deformovatelná bariéra o hmotnosti přibližně 1,5 t narazí do testovaného automobilu rychlostí 31 mph (49,9 km/h) [4]. Situace těsně před nárazem je zachycena na obrázku 3.7.



Obrázek 3.7: Boční náraz podle IIHS [4]

3.2.3 Test pevnosti střechy

Důvod vzniku tohoto testu spočívá v nebezpečí velké deformace automobilu při převrácení. Změří se síla potřebná ke zborcení střechy a poté se vyhodnocuje poměr potřebné síly k váze automobilu, jako na obrázku 3.8 [4].



Obrázek 3.8: Závislost poměru síly k váze automobilu na posuvu střechy [4]

3.2.4 Další testy

Dále se testují opěrky hlavy a sedadla, prevence předních nárazů, přední světlomety, dětské podsedáky (*boosters*) a systém uchycení dětských sedaček [4].

3.3 National Highway Traffic Safety Administration

National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), v překladu Státní administrativa pro bezpečnost na silnicích, hodnotí automobily v USA pomocí pětihvězdičkového programu. Vozidlo může získat 0 až 5 hvězdiček, přičemž 5 hvězdiček je nejlepší možné ohodnocení [5].

NHTSA provádí 3 základní typy nárazů: přední, boční a tzv. rollover test. Zadní a další nárazy nejsou prováděny z důvodu omezeného rozpočtu a také proto, že přední a boční nárazy jsou příčinou nejvíce úmrtí a vážných zranění na silnicích v USA [5].

3.3.1 Přední náraz

Tento náraz má představovat čelní srážku dvou vozidel stejné váhy. Automobil je tažen proti nedeformovatelné překážce. Počáteční rychlost je 35 mph (56,3 km/h). Jsou zde použity dvě figuríny. Na místě řidiče je figurína průměrně vysokého muže a na místě spolujezdce je menší figurína ženy. Obě tyto figuríny jsou připoutány bezpečnostními pásy [5].

3.3.2 Boční nárazy

NHTSA v současnosti provádí dva typy bočních nárazů. První z nich je náraz bariéry pohybující se rychlostí 38,5 mph (62 km/h) do stojícího automobilu. Při tomto nárazu jsou použity stejné figuríny ve stejné konfiguraci jako při předním nárazu. Hmotnost bariéry je pro všechna vozidla stejná a to 3 015 lb (1,368 t).

Druhý z nich je náraz pohybujícího se automobilu do stojícího sloupu. Rychlost vozu před nárazem je 20 mph (32,2 km/h). Vozidlo je natočeno o úhel 75° a průměr sloupu je 25 cm. Při tomto nárazu se používá pouze jedna figurína. Menší figurína ženy je umístěna na místě řidiče a je připoutána bezpečnostním pásem. K nárazu do sloupu dochází v přední části na straně řidiče.

3.3.3 Rollover test

Při tomto testu se zjišťuje náchylnost k převrácení vozidla při prudkém zatočení. Stanovuje se faktor statické stability, Static Stability Factor (SSF). SSF se stanovuje měřením v laboratoři po převrácení vozidla na střechu.

4 Výpočtový model

4.1 Výchozí model

Konečnoprvkový model Toyota Camry rok výroby 2012 byl vytvořen Centrem pro bezpečnost a analýzu kolízi (Center for Collision Safety and Analysis). Tento model je volně dostupný na webových stránkách <https://www.ccsa.gmu.edu/>.

Toyota je v současnosti druhým největším výrobcem vozidel na území České republiky, za 1.–2. měsíc 2019 bylo na území ČR vyrobeno 38 949 vozů Toyota, Peugeot nebo Citroën [6].

Jde o čtyřdveřový sedan o váze 1 452 kg. Auto je osazeno 2,5 litrovým motorem s automatickou převodovkou [7]. Výchozí model se skládal z 1 086 částí, měl 2 257 280 prvků a 2 255 361 uzlů [8].

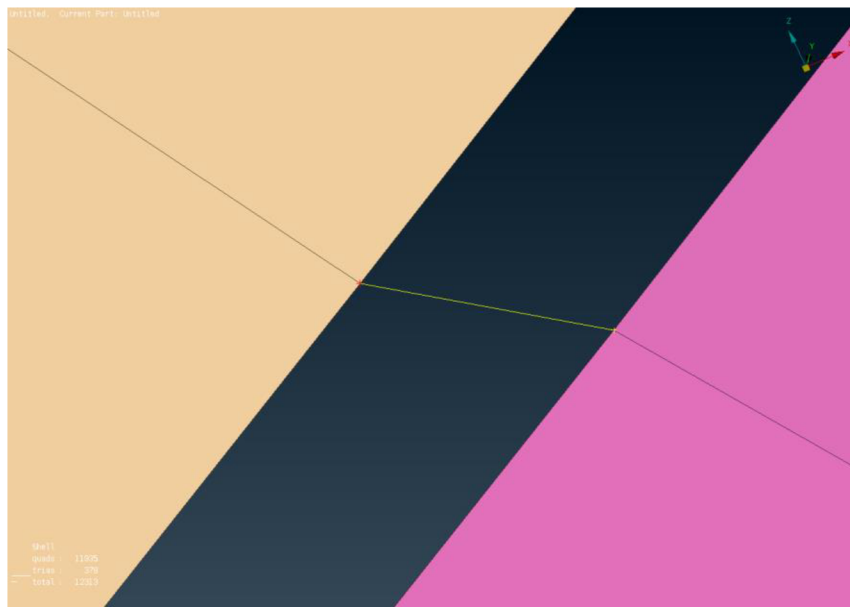
Nejprve byl původní model nachystaný pro výpočet v řešiči LS-Dyna nahrán do prostředí Visual-Environment (Visual-Crash PAM). Zde byl model převeden na entity pro řešič PAM-Crash. S jednotlivými díly nebyly velké problémy. Ty nastaly především při konvertování svarů a lepidel.

4.1.1 Převod jednotek

Původní jednotky byly t, mm, N, s, MPa. Ty byly převedeny na kg, mm, kN, ms, GPa. Samotný převod byl opět proveden nástrojem pro převod jednotek celého výpočtu ve Visual-Crash PAM.

4.1.2 Svary

V původním modelu byly svary reprezentovány pomocí tzv. Constrained spotweld. Ty mají definovány vždy dva uzly a zamezují vzájemnému posuvu těchto uzlů. To znamená, že vzdálenost těchto uzlů je konstantní. Dále je zde možné definovat normálovou sílu, smykovou sílu a model porušení nebo čas porušení. Constrained spotweld je na obrázku 4.1.

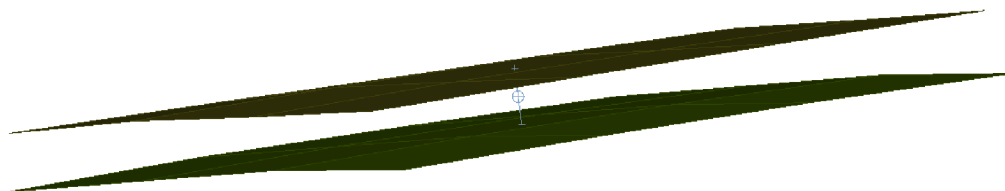


Obrázek 4.1: Constrained spotweld

Všechny Constrained spotweldy byly ve Visual-Crash PAM nahrazeny Plinky. Plink je samostatný objekt a je definován pomocí svého unikátního ID, property (karta vlastností, která

může být společná pro více plinků), na které navazuje karta materiálu a uzlu (udává polohu plinku v prostoru).

Dále musí mít Plink zadaný počet vrstev, které má propojovat, a Property ID (PID) těchto vrstev. Na začátku výpočtu potom dojde k „vyprojektování“ Plinku na předem definované díly. Vyprojektovaný Plink je dobře vidět na obrázku 4.2.



Obrázek 4.2: Vyprojektovaný Plink

Původní Constrained spotweldy ale ve spoustě případů propojovaly uzly na dvou hranách, jak je vidět na obrázku 4.3. Proto se velké množství spotweldů nemohlo vyprojektovat. Z celkových 11 076 se nevyprojektovalo 3 204.

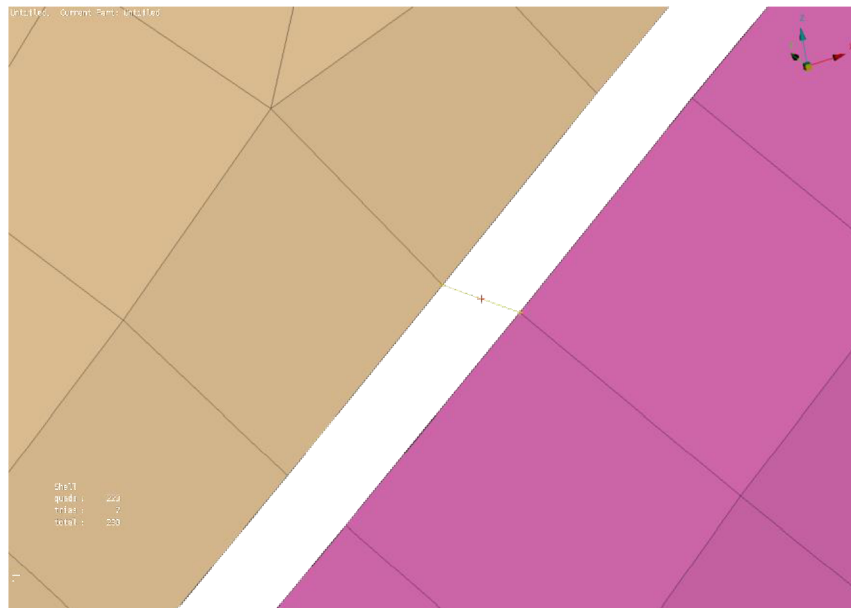
Pokud se Plink nevyprojektuje, znamená to, že je nefunkční. Není tedy na jeho místě žádná vazba mezi díly, které měl propojovat. Z tohoto důvodu, pokud je při úvodní fázi výpočtu zjištěn byť jen jediný nevyprojektovaný Plink, dochází k upozornění na nevyprojektovaný Plink a je potřeba dané místo upravit tak, aby se Plink vyprojektoval nebo byl nahrazen jinou entitou.



Obrázek 4.3: Nevyprojektovaný Plink

Pokud to bylo možné, tak byly centrální uzly Plinků manuálně posunuty dále od hrany. V extrémních případech bylo nutné použití Rigid Body, což je forma okrajové podmínky (constraint). Zde byly použity Rigid Body typu 1 určené přímo pro modelování svarů. Tento

typ Rigid Body spojuje dva nebo tři uzly, zamezuje jejich vzájemnému posuvu a je na obrázku 4.4.



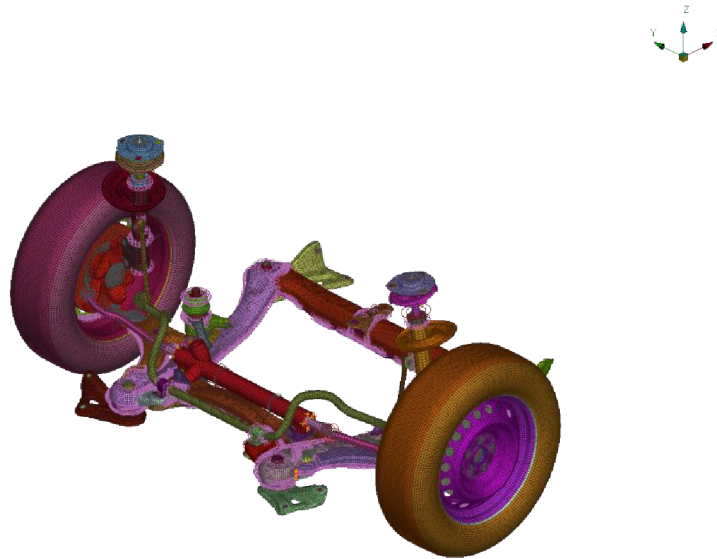
Obrázek 4.4: Rigid Body typ 1

4.2 Rozdělení modelu vozidla na více částí

Vozidlo bylo rozděleno na několik částí (*include*) pro zjednodušení práce s autem a implementaci konstrukčních změn. Jako první byl vytvořen samostatný include přední nápravy. Poté byl vytvořen include předního deformačního elementu a následně materiálový include. Později byl vytvořen include přidané hmoty za účelem navázení vozidla a nahrazení chybějících částí. Také byly vytvořeny include bariéry a vozovky.

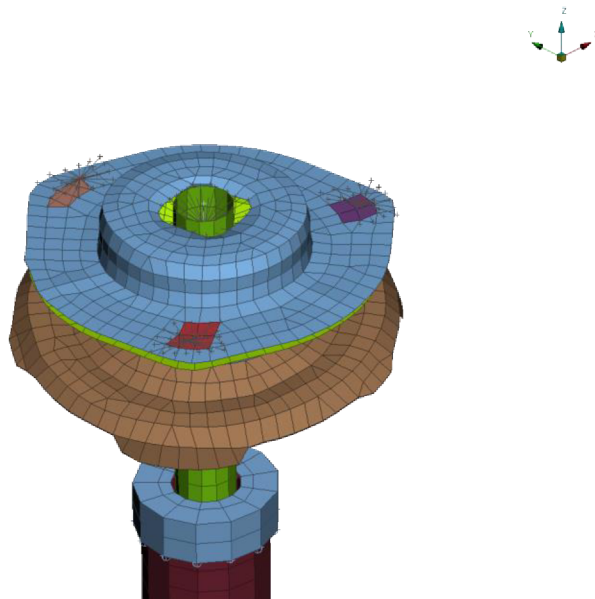
4.2.1 Include přední nápravy

Nejprve byly vybrány součásti patřící do přední nápravy. Byla sem pro jednoduchost zahrnuta i přední kola, jelikož nebyl důvod vytvářet samostatné include jednotlivých kol. Také byly vybrány všechny svary propojující jednotlivé díly přední nápravy. Všechny vybrané entity jsou na obrázku 4.5.



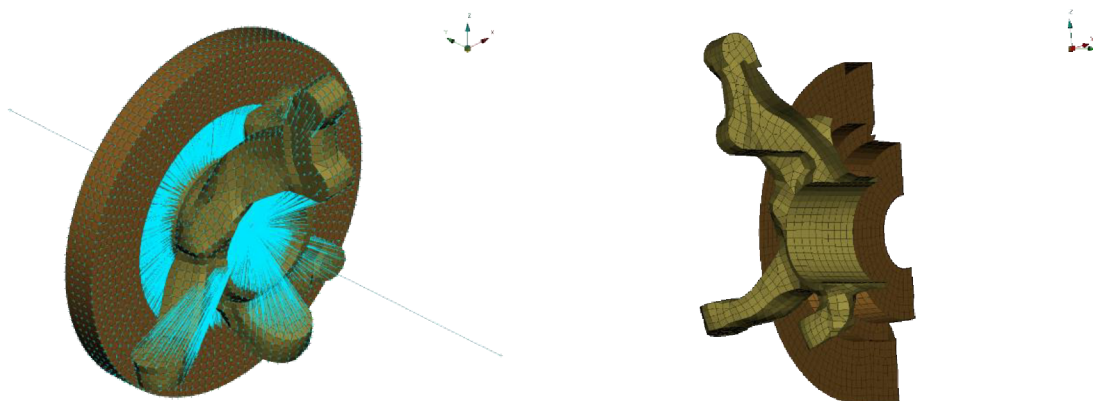
Obrázek 4.5: Vybrané součásti přední nápravy

Napojení na zbytek automobilu bylo realizováno pomocí Rigid body typu 0, které můžeme vidět na obrázku 4.6. Tato Rigid body byla definována v include auta pomocí setů. V setech potom vždy bylo příslušné PID, na které se mělo Rigid body navázat po sehrání includeů dohromady. Nové PID bylo definováno pouze pro prvky, které měly být vázány pomocí Rigid body.



Obrázek 4.6: Mezi-includevé Rigid body

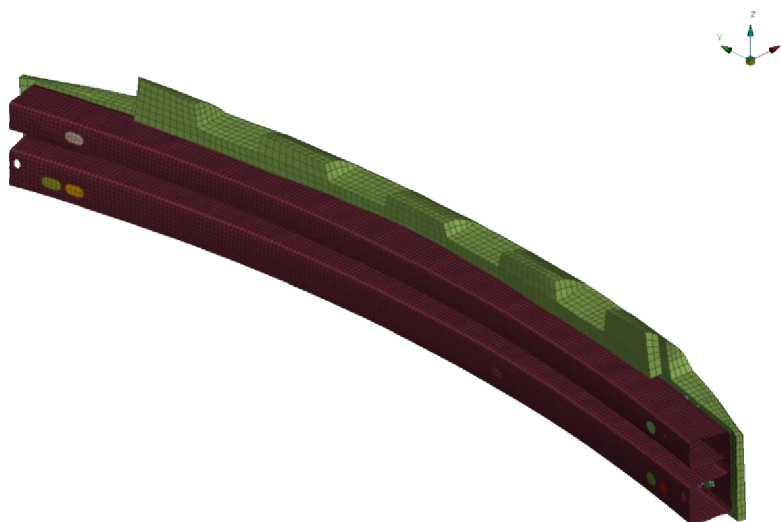
Původně byly brzdy a zavěšení kol modelovány pomocí „obálky“ a uzly jednotlivých dílů byly svázány pomocí Rigid body, jak je tomu na obrázku 4.7. To ovšem vedlo k velkému zvýšení tuhosti oproti reálnému autu. Z tohoto důvodu byly tyto součásti vymodelovány pomocí objemových (solidových) prvků a implementovány do include přední nápravy.



Obrázek 4.7: Původní zavěšení a Brzda

4.2.2 Přední deformační element

Další samostatný include byl vytvořen pro přední deformační element. Ten je na obrázku 4.8. Propojení bylo opět realizováno pomocí Rigid body.



Obrázek 4.8: Přední deformační element

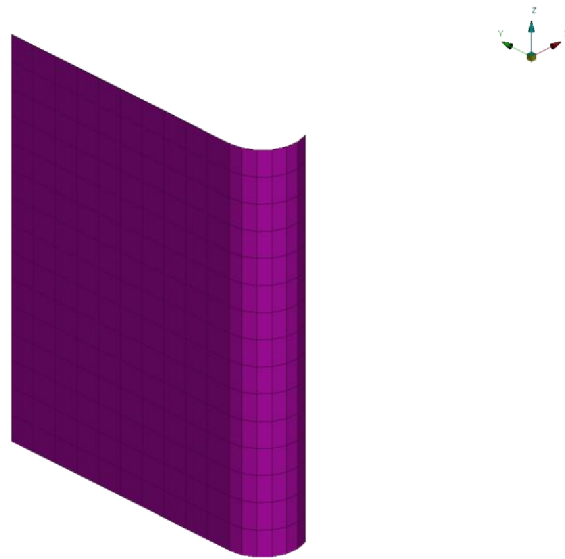
4.2.3 Bariéra

Bariéra byla vytvořena na základě parametrů bariéry určené IIHS pro náraz typu small overlap. Bariéra se skládá ze dvou na sebe navazujících částí. První z nich je deska o rozměrech 1000×1524 mm [9]. Na tuto desku byly použity prvky o rozměrech $101,6 \times 100$ mm.

Druhá část je deska zakřivená pod rádiusem 150 mm. Na tu byly použity prvky o rozměrech $101,6 \times 49,9$ mm [9]. Celou bariéru můžeme vidět na obrázku 4.9. Materiál byl použit stejný, jaký byl u bariéry pro plné překrytí. Parametry materiálu jsou v tabulce níže.

Tabulka 4.1: Parametry materiálu bariéry

Hustota [kg/mm^3]	Modul pružnosti [Gpa]	Poissonovo číslo [-]
1,00E-07	210	0,3



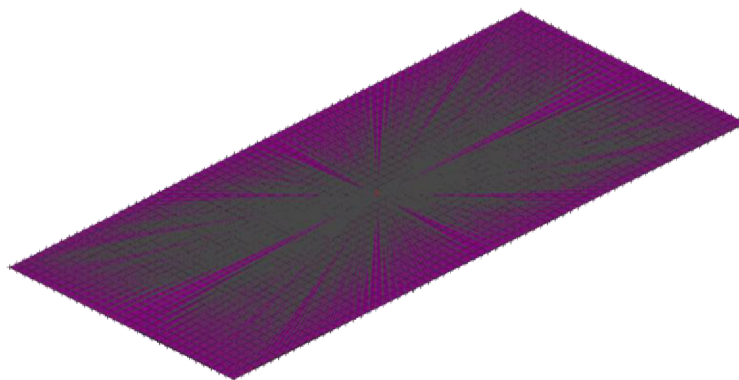
Obrázek 4.9: Bariéra pro náraz s částečným překrytím

Okrajová podmínka pro bariéru byla zadána na všechny uzly. Každému uzlu byl zamezen posuv ve všech směrech.

Bariéra má končit 25 % šířky vozidla od jeho středu. Byla tedy změřena celková šířka vozidla a bariéra byla napolohována vzhledem k vozidlu podle parametrů crash-testu s částečným překrytím.

4.2.4 Vozovka

Vozovka byla obdélník o rozměrech $3162,3 \times 7218,1$ mm. Byla vysítována prvky o hraně délky 100–110 mm. Všechny uzly vozovky byly svázány pomocí Rigid body, takže jejich vzájemný posuv byl zamezen. Do hlavního uzlu tohoto Rigid body byl předepsán nulový posuv ve všech směrech globálního souřadnicového systému. Vozovka je na obrázku 4.10.



Obrázek 4.10: Vozovka

5 Nastavení výpočtu

Vzhledem k charakteru úlohy se jako nejlepší možnost řešení jevílo použití explicitní formy metody konečných prvků. Při crash-testu totiž dochází zpravidla k velkým deformacím a porušování vícero dílů. Také se jedná o krátký časový dynamický děj v řádu desítek až stovek milisekund. Největší problém by ale pro implicitní řešič byly kontakty mezi jednotlivými součástmi a sebou samými.

Explicitní schéma má rychlou a jednoduchou proceduru řešení. Provádí se zde velké množství jednoduchých operací. Explicitní přístup je podmíněně stabilní [10]. Musí být dodržen největší možný časový krok Δt_{min} . Ten lze určit ze vztahu [11]:

$$\Delta t_{min} = \frac{l}{c} \quad (5.1)$$

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (5.2)$$

l je charakteristická délka elementu

c je rychlost zvuku v materiálu

E je Youngův modul

ρ je hustota materiálu

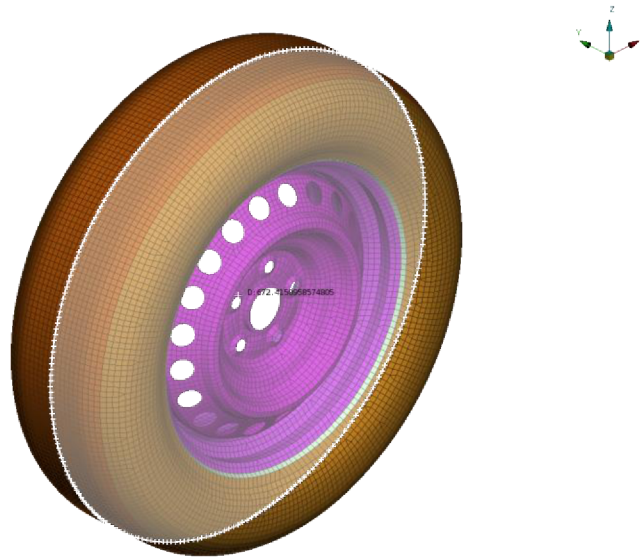
5.1 Čas výpočtu

Celkový čas výpočtu byl nejprve nastaven na 150 ms. Po prvním výpočtu se ale ukázalo, že by bylo vhodnější nastavit delší čas výpočtu, aby bylo možné sledovat chování vozidla těsně po nárazu. Z tohoto důvodu byl čas výpočtu změněn na 200 ms, což samozřejmě vedlo k prodloužení výpočetního času. Později byl pro jistotu celkový čas prodloužen na 250 ms, ale ukázalo se to jako zbytečné.

5.2 Počáteční rychlost

Pro zjednodušení výpočtu byly zavedeny proměnné pro počáteční rychlost, která byla 40 mph, resp. 17,889 m/s. Zvolená jednotková soustava měla mm a ms, takže rychlost musela být zadána v mm/ms, což je stejné jako m/s. Rychlost byla zadána do všech uzlů s výjimkou bariéry, cesty a kol, do kterých musela být zadána zároveň s úhlovou rychlostí.

Pro přepočet rychlosti vozidla na úhlovou rychlost kol bylo nutné zjistit i rádius kol. Ten byl změřen v softwaru Ansa přímo na modelu kola, jak je možné vidět na obrázku 5.1. Poloměr kola byl 336 mm. Úhlová rychlost byla potom stanovena jako podíl počáteční rychlosti vozidla a poloměru kola.



Obrázek 5.1: Průměr kola

Každému kolu zvlášť potom byla zadána do každého uzlu počáteční rychlost ve směru pohybu vozidla a úhlová rychlost v lokálním souřadnicovém systému kola.

5.3 Kontakty

Pro celý model bylo nutné definovat vícero kontaktů. Při crash-testu zpravidla dochází k velkým deformacím a jednotlivé díly na sebe narážejí. Z tohoto důvodu byly definovány kontakty spadající do skupiny kontaktů těles se sebou samými. Poté bylo nutné definovat kontakty mezi vozidlem a vozovkou a následně také mezi vozidlem a bariérou. Po prvním výpočtu musel být přidán i kontakt pro objemové prvky, jelikož bez něj by výpočet nebyl dokončen.

5.3.1 Kontakty těles se sebou samými

V rámci těchto kontaktů byly definovány celkem dva kontakty: self kontakt 33 a edge kontakt 46. Edge kontakt byl přidán, protože self kontakt 33 špatně zvládá, když jdou proti sobě dvě hrany (u skořepinových dílů). Zadávají se sety, vytvořené v includech auta, předního deformačního elementu a přední nápravy. V těchto setech jsou PID všech dílů daného include.

5.3.2 Kontakt mezi vozidlem a bariérou

Bylo nezbytné definovat i tento kontakt, protože bez něj by vůbec nedošlo k deformaci vozidla a celý výpočet by ztratil smysl.

Byl použit kontakt 36. Do tohoto kontaktu byly zahrnuty především díly, u kterých je předpoklad, že přijdou do kontaktu s bariérou. Byla zde celá přední část vozidla, přední náprava, přední dveře na straně řidiče a některé další díly.

Není vhodné, aby v tomto kontaktu bylo celé vozidlo, protože by to vedlo k výraznému navýšení výpočetního času.

5.3.3 Kontakt mezi vozidlem a vozovkou

Nejprve byl definován pouze kontakt mezi pneumatikami a vozovkou, protože kontakty mají obecně velký vliv na délku výpočtu a předpoklad byl takový, že ostatní části vozidla do kontaktu s vozovkou nepřijdou. Bohužel se ukázalo, že při nárazu dojde k odpadnutí výfukového potrubí a bylo nutné je do tohoto kontaktu přidat.

Po přidání výfukového potrubí se další problémy s kontaktem neobjevily a byl tedy ponechán jen na tyto části.

5.3.4 Kontakt pro objemové prvky

Po spuštění úlohy došlo k problémům s objemovými prvky a výpočet nemohl být dokončen. Docházelo k příliš velké deformaci objemových prvků a nebyla splněna podmínka minimální velikosti prvku.

Aby k problémům s velikostí objemových prvků nedocházelo, byl implementován kontakt pro tyto prvky. Do tohoto kontaktu vstupovaly sety s PID objemových dílů.

Po přidání tohoto kontaktu už se objemové prvky při výpočtu nadměrně nedeformovaly.

5.4 Výpočetní čas

Při výše uvedeném nastavení trval výpočet přibližně 30 h při použití 14 procesorů. To už je na hranici snesitelné délky výpočtu. Pokud by mohlo být použito 112 procesorů, dá se předpokládat, že výpočet by trval v řádu několika hodin, což by bylo skvělé vzhledem k velikosti modelu a délce časového úseku, který má být spočítán s daným časovým krokem. Použití vyššího počtu procesorů už by nemělo smysl, jelikož by došlo jen k minimálnímu urychlení výpočtu.

5.5 Hourglassing

U explicitního přístupu je potřeba věnovat pozornost i problému zvanému hourglassing. Název hourglassing vznikl podle tvaru přesýpacích hodin, které jsou formovány chybně deformovanými prvky.

Jedná se o to, že při použití jednoho integračního bodu by při symetrické deformaci prvku došlo k ovlivnění výpočtu vnitřní energie prvku [12]. Proto je vhodné zvolit více integračních bodů pro prvek.

Model je tvořen především skořepinovými prvky, u kterých se může Hourglassing vyskytnout. Byl zvolen počet tří integračních bodů pro každý skořepinový prvek. Došlo sice k navýšení výpočetního času, ale výpočet byl zásadně zpřesněn. Pokud bychom chtěli přesnější výsledky při plastické deformaci, mohli bychom zvolit i 5 integračních bodů. To by ovšem vedlo k dalšímu prodloužení výpočetního času. Počet integračních bodů se nastavuje v property dílu. Pro solidové prvky byl nastaven počet integračních bodů na jeden.

Abychom mohli předpokládat, že hourglassing neovlivňuje výsledky, musí být energie hourglassingu maximálně 5 % vnitřní energie [13].

6 Vyhodnocení

U nárazu do nedeformovatelné bariéry s malým překrytím a s vysokou počáteční rychlostí (64,4 km/h) se zohledňuje především bezpečí posádky. Vozidlo jako takové zpravidla není možné opravit (nebo se to z ekonomického hlediska nevyplatí).

Klade se důraz především na to, aby si prostor posádky zachoval ideálně stejné, v praxi podobné, rozměry, jaké měl před nárazem. Vyhodnocovat se tedy bude tvar A-sloupku, prahu u řidiče a spolujezdce, a především deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky, tzv. intruze.

Dále se při experimentu vyhodnocuje zrychlení na figurínách a stlačení hrudníku. Bohužel nebyl k dispozici žádný model figuríny, který by mohl být použit při výpočtu. Proto nebylo možné zjistit stlačení hrudníku a zrychlení mohlo být zjištěno jen na částech vozidla, které se nachází v blízkosti pasažérů a nedochází k jejich deformaci.

6.1 Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky

Pro vyhodnocení těchto intruzí bylo nutné nějakým způsobem najít místa, na kterých v dané variantě docházelo k největší intruzi. Musel být tedy zjištěn relativní posun každého uzlu vzhledem k vozidlu. Poté byly označeny uzly s největšími intruzemi.

Ruční měření v programu by bylo velmi časově náročné a bylo by velké nebezpečí vytvoření chyby při samotném měření nebo při zapisování výsledků. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno ke způsobu vyhodnocení těchto intruzí pomocí automatického vyhodnocení programem. Byl tedy napsán skript v programovacím jazyce Python, který byl načten do programu META, jež pomocí něj označil hledané uzly.

6.1.1 Automatické vyhodnocení intruzí

Samotný script využíval dvě funkce. První z nich sloužila ke změření aktuální vzdálenosti dvou uzlů v daném časovém kroku.

```
def relative_distance(node_id, reference_node_id, model_id,
time_step):
    all_results = results.Resultsets(model_id)
    result = all_results[time_step]
    node = nodes.CoordinatesOfNode(result, node_id)
    node_coordinate = node.x
    reference_node = nodes.CoordinatesOfNode(result,
reference_node_id)
    reference_node_coordinate = reference_node.x
    difference = node_coordinate - reference_node_coordinate
    return abs(difference)
```

Obrázek 6.1: Funkce `relative_distance`

Funkce `relative_distance` potřebuje čtyři vstupní údaje, jak můžeme vidět na obrázku 6.1. Jsou to ID měřeného uzlu a referenčního uzlu na nedeformované části vozidla, ID modelu, na kterém má být změřena vzdálenost pro případ, že je v META načteno více modelů, a časový krok, ve kterém má být provedeno měření.

Nejprve dojde k načtení všech výsledků uvnitř funkce a následné selekci výsledků pro daný časový krok. Poté jsou načteny údaje o uzlech podle dříve definovaného ID. Funkce vrací absolutní hodnotu rozdílu x -ových souřadnic těchto uzlů.

Druhá funkce má za úkol seřazení listu od nejmenší položky po největší. Celá funkce je na obrázku 6.2.

```
def sort(distances, ids):
    end = True
    while end:
        end = False
        for i in range(1, len(distances)):
            if distances[i-1] > distances[i]:
                end = True
                b = distances[i]
                distances[i] = distances[i-1]
                distances[i-1] = b
                c = ids[i]
                ids[i] = ids[i-1]
                ids[i-1] = c
```

Obrázek 6.2: Funkce sort

Funkce sort funguje na principu porovnávání sousedních položek v listu. Pokud položka „nalevo“ je větší než položka „napravo“, dojde k jejich výměně. Tímto způsobem funkce projde celý list. Pokud při projití dojde alespoň k jedné výměně, postup se opakuje. Zároveň se stejným způsobem modifikuje i list ids, ve kterém jsou zaznamenány ID uzlů. Ids slouží k tomu, abychom věděli, kterým uzlům náleží jednotlivé posuvy i po seřazení.

Poslední část je tzv. main část, která si volá jednotlivé funkce. Můžeme ji vidět na obrázku 6.3.

```
def main():
    active_models = models.ActiveModels()
    for model in active_models:
        reference_node_id = 103
        property_id = 2000082
        part_type = constants.PSHELL
        all_nodes = nodes.NodesOfPart(model.id, part_type,
property_id)
        distances = []
        node_ids = []
        all_results = results.Resultsets(model.id)
        for result in all_results:
            number_of_timesteps = int(result.step)
            for node in all_nodes:
                node_id = node.id
                start_distance = relative_distance(node_id,
reference_node_id, model.id, 1)
                end_distance = relative_distance(node_id,
reference_node_id, model.id, number_of_timesteps)
                movement = start_distance - end_distance
                distances.append(movement)
                node_ids.append(node_id)
            sort(distances, node_ids)
        worst_nodes = node_ids[(len(worst_nodes)-10):]
        for n in worst_nodes:
            nodes.IdentifyNode(model.id, n)
```

Obrázek 6.3: Main část

V main části dojde nejprve k načtení aktivních modelů. Poté proběhne „for“ cyklus pro každý z aktivních modelů. Je definováno ID referenčního uzlu na nedeformované části vozidla (v zadní části vozidla) a PID dílu, jehož intruze chceme zjistit. Jsou načteny všechny uzly dané části. Následně jsou vytvořeny prázdné listy, které jsou v tomto případě výhodné jako použité datové struktury, jelikož je možné je modifikovat. Tudíž je můžeme později seřadit. Dále jsou

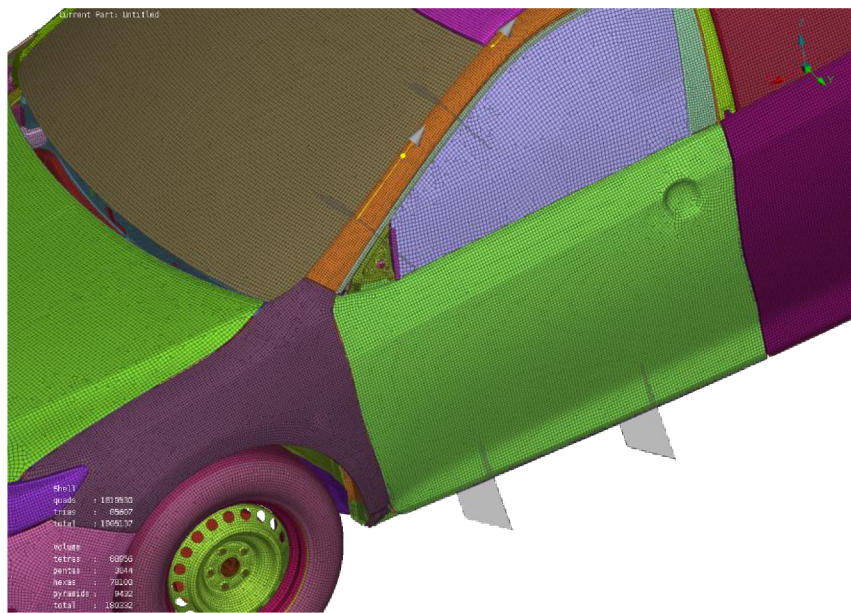
načteny všechny výsledky pro daný model a pomocí „for“ cyklu je zjištěn počet časových kroků. Tento krok je nutný, jelikož při výpočtu může dojít k přerušení a poté je počet časových kroků nižší, než pokud výpočet proběhne až do konce.

Poté přichází na řadu zjištění relativního posuvu uzlu ve směru osy x vůči vozidlu. Výsledek je zapsán do listu distances. Zároveň musí být zaznamenáno i ID uzlu, pro který se relativní posuv zjišťuje. Pokud by ID nebylo zaznamenáno, tak sice zjistíme relativní posuvy a které jsou největší, ale nevěděli bychom, kterým uzlům tyto posuvy náleží.

Pomocí funkce sort je poté list distances seřazen a adekvátně je změněn i list node_ids. Uzly, ve kterých dochází k největším intruzím jsou poté označeny pomocí funkce META na to určené.

6.2 A-sloupek

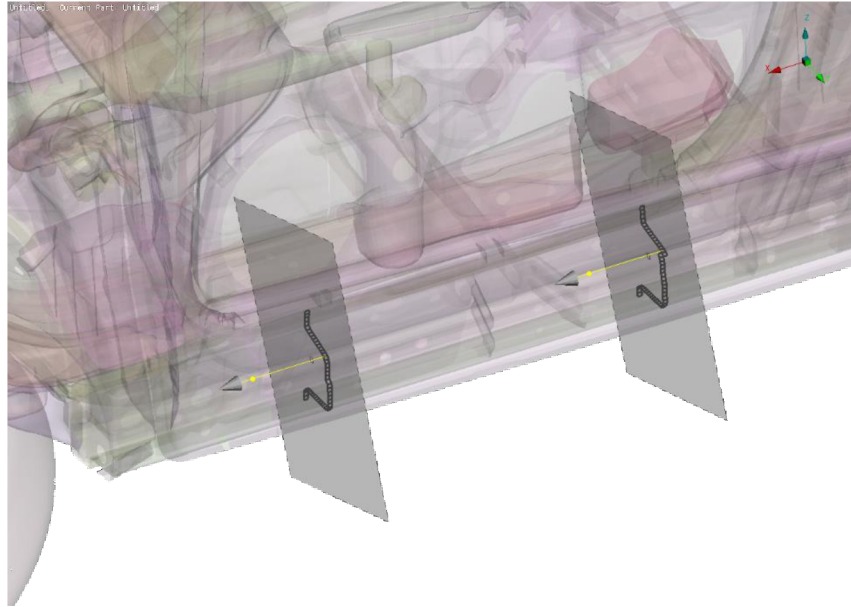
Pro zjištění situace v A-sloupcu, tzv. boomerangu, byly před výpočtem do modelu přidány vyhodnocovací entity pro zjištění síly v určité ploše zvané section force. Do obou A-sloupků byly vloženy dvě section force, které jsou zobrazeny v horní části obrázku 6.4. Také byl porovnán deformovaný tvar pro jednotlivé varianty.



Obrázek 6.4: Section force

6.3 Prahy u předních dveří

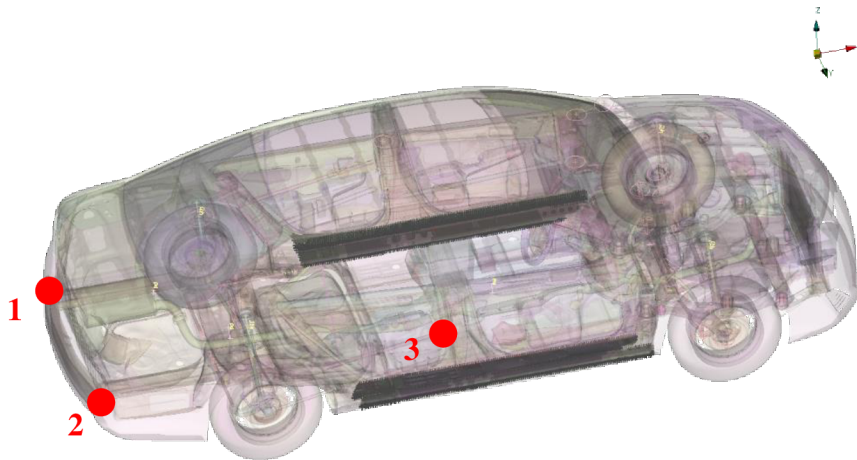
Do prahů byly rovněž přidány dvě section force na každou stranu, které můžeme vidět ve spodní části obrázku 6.4. Tyto section force jsou dobře vidět na obrázku 6.5. Také byly zjišťovány posuvy uzlů náležících prahům a deformovaný tvar prahů.



Obrázek 6.5: Detail section force v prahu

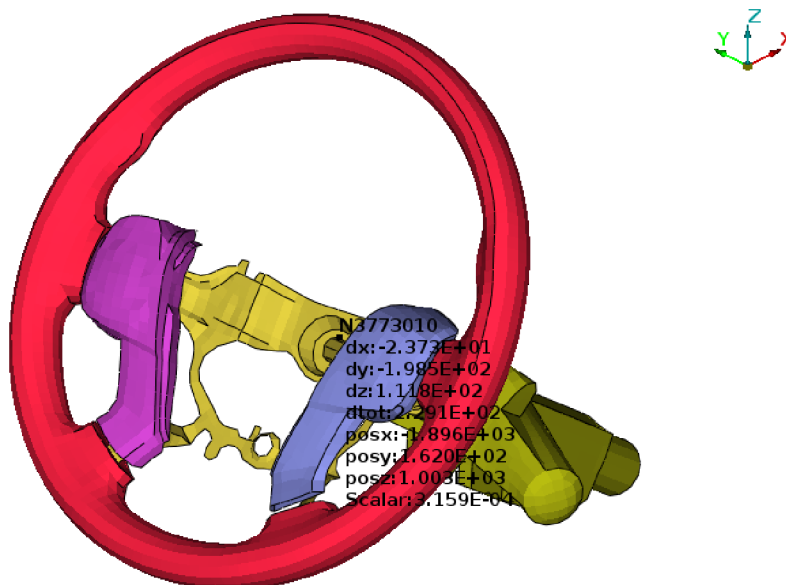
6.4 Sloupek řízení

Ve volantu je zpravidla umístěn airbag řidiče. Je žádoucí, aby docházelo pokud možno k co nejmenšímu pohybu volantu do strany při nárazu. Je to proto, aby airbag mohl fungovat správně a horní část těla řidiče nesklouzla na stranu.



Obrázek 6.6: Body na vozidle pro follow

Zjišťuje se tedy vybočení sloupku řízení vůči vozidlu. K vyhodnocení došlo v programu META. Nejprve byly vybrány uzly pro funkci follow, které můžeme vidět na obrázku 6.6. Tyto uzly by měly být na nedeformované části vozidla a pokud možno co nejdále od sebe. Byly tedy vybrány dva uzly na zadním nárazníku a jen na B-sloupcu na opačné straně vozidla, než je umístěna bariéra. Pomocí funkce iNode byly zjištěny posuvy uzlu na konci sloupku řízení pro jednotlivé varianty. Použití funkce iNode můžeme vidět na obrázku 6.7.



Obrázek 6.7: Posuvy koncového bodu sloupku řízení

Při vyhodnocování posuvů koncového bodu sloupku řízení je nejdůležitější posuv ve směru osy y (souřadnicový systém můžeme vidět na obrázku 6.7). Pokud by se totiž tento bod a s ním i celý airbag řidiče příliš posunul do strany, došlo by k tomu, že řidič by při nárazu úplně minul airbag, nebo by se po něm jen sklouzl na stranu a udeřil se o interiér vozidla, což by mělo pro řidiče neblahé následky.

Je důležitý i posuv ve směru osy x . Vyhodnocuje se zde tzv. zasunutí volantu, které také ovlivňuje umístění a funkčnost airbagu. Posuv v ose z (vertikální posuv) je až na posledním místě a zpravidla nebývá významný vzhledem k posuvům v horizontálních osách.

7 Výchozí varianta bez úprav

Při výpočtu výchozí varianty bylo cílem především dosažení co největší shody s experimentem. Až ve chvíli, kdy se vozidlo chovalo podobně jako při reálném experimentu, bylo možné implementovat úpravy a objektivně posoudit jejich vliv na chování vozidla při nárazu.

Dostupný byl pouze vizuální záznam z experimentu. Žádná další data z experimentu, jako např. konečné intruze některých bodů nebo zrychlení v některých bodech v průběhu nárazu, dostupná nebyla. Z tohoto důvodu bylo možné provést pouze vizuální srovnání výsledků výpočtu s experimentem.

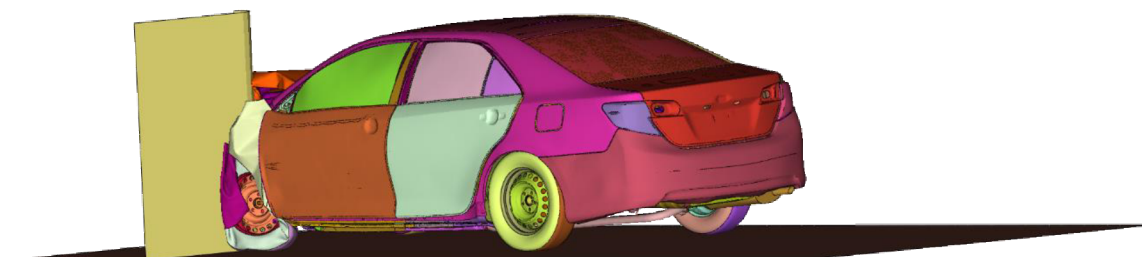
7.1 Chování předního kola u řidiče

Při experimentu došlo nejprve k natlačení kola do spodní části A-sloupku, jak můžeme vidět na obrázku 7.1. Při tom došlo k porušení pneumatiky a jejímu vyfouknutí. Také byly výrazně deformovány blatník a kapota vozidla.



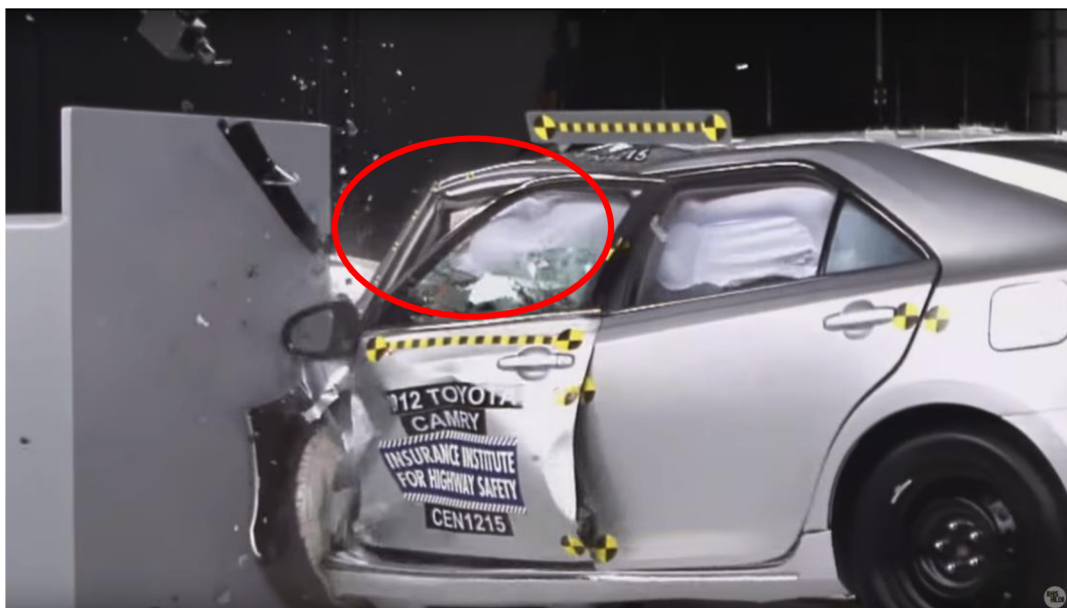
Obrázek 7.1: Začátek deformace předního kola v experimentu [14]

Při výpočtu se kolo také zapřelo o spodní část A-sloupku, jak je vidět na obrázku 7.2. Je velmi důležité, že k tomu došlo, protože pokud by se kolo odtrhlo od přední nápravy a poté by se dostalo vedle A-sloupku, výrazně by to ovlivnilo výsledky a deformaci prostoru posádky. Buď by mohlo vozidlo pokračovat dále a nezastavilo by se o bariéru. Popř. by došlo k velkým deformacím prostoru posádky, protože by se jen velmi málo kinetické energie přeměnilo na deformační energii při deformaci kola samotného. V každém případě by chování bylo naprosto odlišné od experimentu.



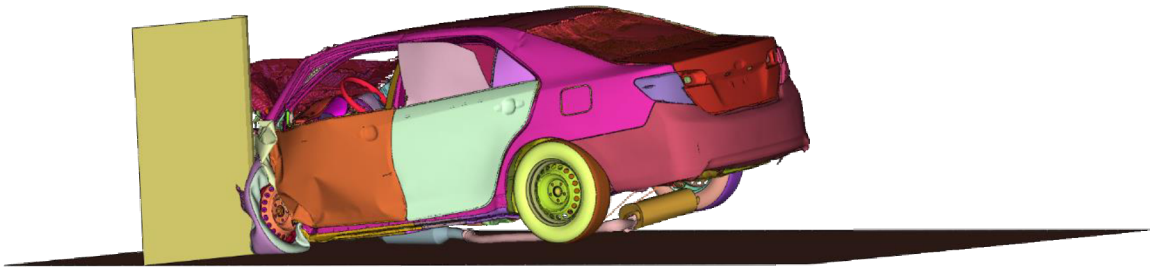
Obrázek 7.2: Začátek deformace předního kola podle výpočtu

V experimentu bylo poté přední kolo dále vtlačováno do spodní části A-sloupku. Došlo k velké deformaci kola samotného i A-sloupku. V horní části A-sloupku došlo ke ztrátě vzpěrné stability, jak můžeme vidět na obrázku 7.3. To je velký problém a vozidla, u kterých k tomu dojde, nelze považovat za moc bezpečná z hlediska nárazu s malým překrytím.



Obrázek 7.3: Vtlačení předního kola do A-sloupku při experimentu [14]

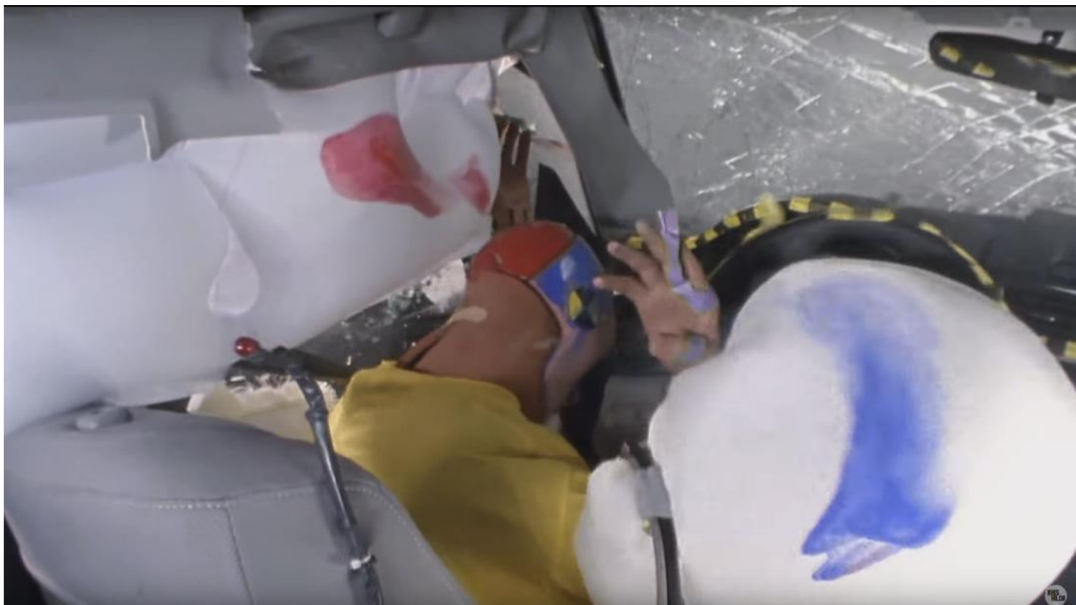
Na druhou stranu nedošlo k výrazné deformaci prahu, což pomáhá k udržení integrity prostoru posádky. Při výpočtu bylo kolo vtlačeno do A-sloupku, jak můžeme vidět na obrázku 7.4, podobně jako při experimentu. Došlo také ke ztrátě vzpěrné stability horní části A-sloupku a celkově se deformace v oblasti předního kola na straně řidiče velmi věrně podobají experimentu.



Obrázek 7.4: Vtlačení předního kola do A-sloupku při výpočtu

7.2 Deformace prostoru posádky

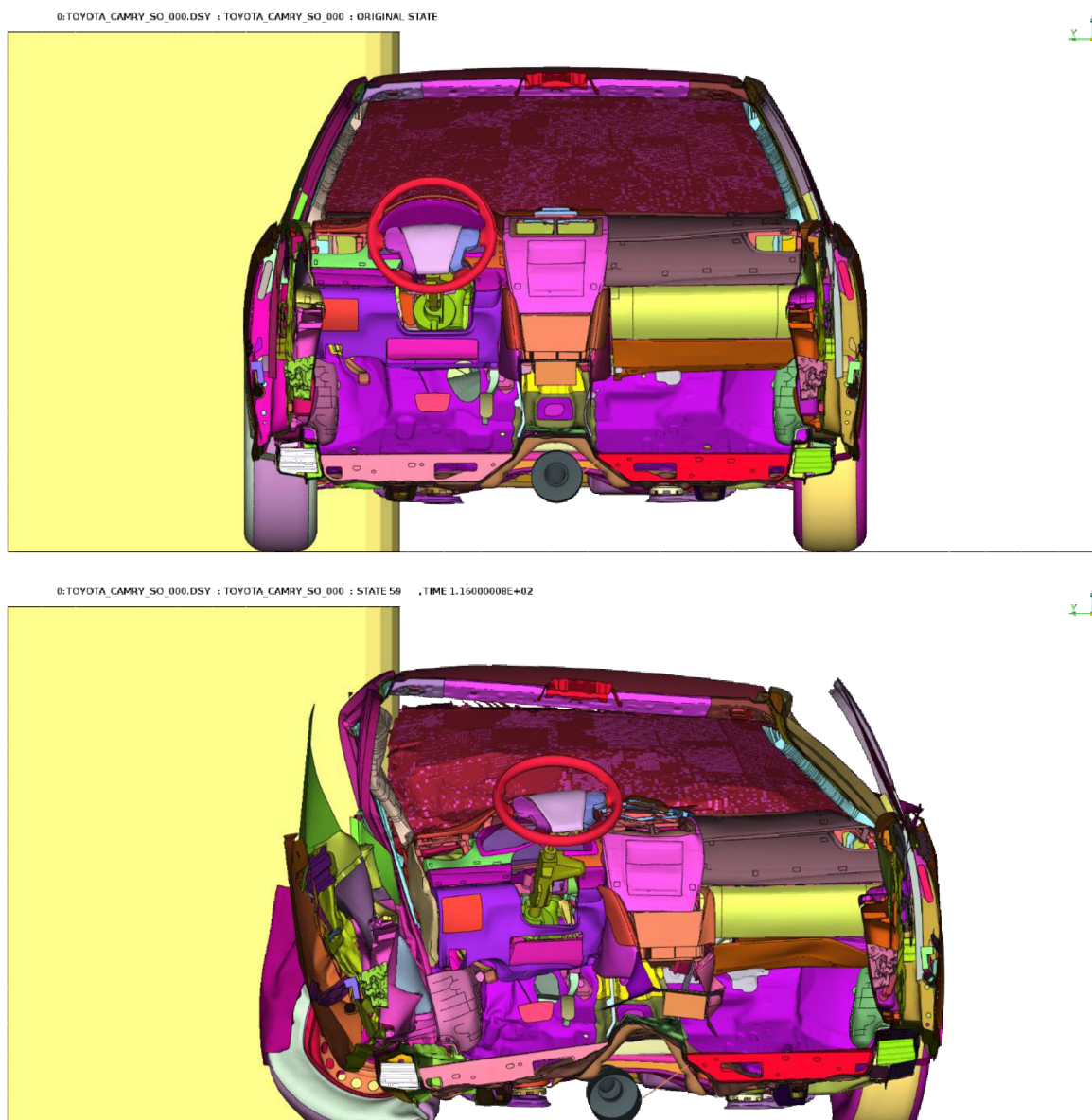
Jednou z věcí, které jsou při vyhodnocování nárazu tohoto typu nejdůležitější, jsou posuvy v oblasti prostoru posádky. Zejména je potom důležitý posuv koncové části sloupku řízení, jelikož je ve volantu zpravidla uložený airbag řidiče a pokud dojde k velkému posuvu tohoto bodu, nemůže airbag správně plnit svou funkci. To v praxi znamená, že se figurína/řidič o airbag nezastaví, jako k tomu došlo při experimentu, což můžeme vidět na obrázku 7.5, a může se udeřit do některé části interiéru vozidla.



Obrázek 7.5: Pohled na figurínu a interiér vozidla v průběhu nárazu [14]

Při výpočtu výchozí varianty došlo také k velkému posuvu sloupku řízení a můžeme předpokládat, že chování figuríny by v tomto případě bylo podobné jako při experimentu.

Bohužel nemohl být proveden výpočet s figurínou, jelikož nebyl k dispozici model figuríny, který by mohl být při výpočtu použit. Srovnání interiéru před a po nárazu je na obrázku 7.6.



Obrázek 7.6: Srovnání interiéru před a po nárazu podle výpočtu

7.3 Deformace celé přední části

Při nárazu v první fázi nedošlo k významné rotaci celého vozidla. Přední náprava byla vychýlena na stranu, jak je vidět na obrázku 7.7. Také došlo k odtržení předního nárazníku a předních světel.



Obrázek 7.7: Pohled se shora při experimentu [14]

Při výpočtu se vozidlo chovalo podobně. Pouze s tím rozdílem, že přední nárazník zůstal zachycený bariérou, jak je možné vidět na obrázku 7.8. To ovšem není z celkového pohledu důležité, jelikož je tento díl z velmi měkkého materiálu a má nízkou tloušťku oproti ostatním dílům. Proto je tento rozdíl mezi experimentem a výpočtem zanedbatelný.



Obrázek 7.8: Pohled se shora při výpočtu

7.3.1 Přední náprava

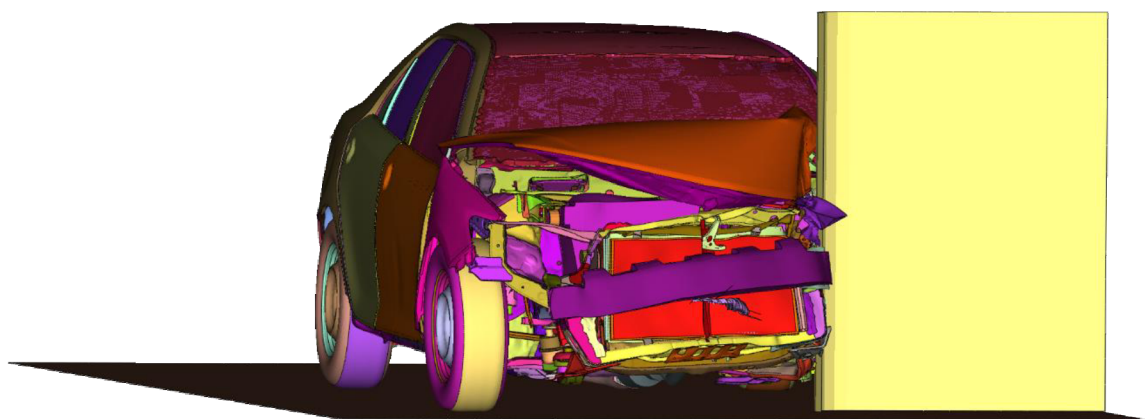
Při experimentálním nárazu došlo k odtržení předního kola na straně řidiče velmi brzy a díky tomu zůstalo přední kolo na straně spolujezdce natočené ve směru jízdy, jak je vidět na obrázku 7.9.



Obrázek 7.9: Pohled zepředu na vozidlo při experimentu [14]

Při výpočtu nastala obdobná situace. Přední kolo na straně spolujezdce zůstalo natočené ve směru jízdy, což můžeme vidět na obrázku 7.10. Pokud by tomu tak nebylo, nastala by komplikace, jelikož natočení předního kola může ovlivnit další chování celého vozidla. Pokud by bylo toto kolo nuceno kolem na straně řidiče, aby se otočilo (zatačelo doleva), celé vozidlo by potom mělo tendenci rotovat kolem bariéry.

0:TOYOTA_CAMRY_SO_000.DSY : TOYOTA_CAMRY_SO_000 : STATE 36 .TIME 7.00000000E+01

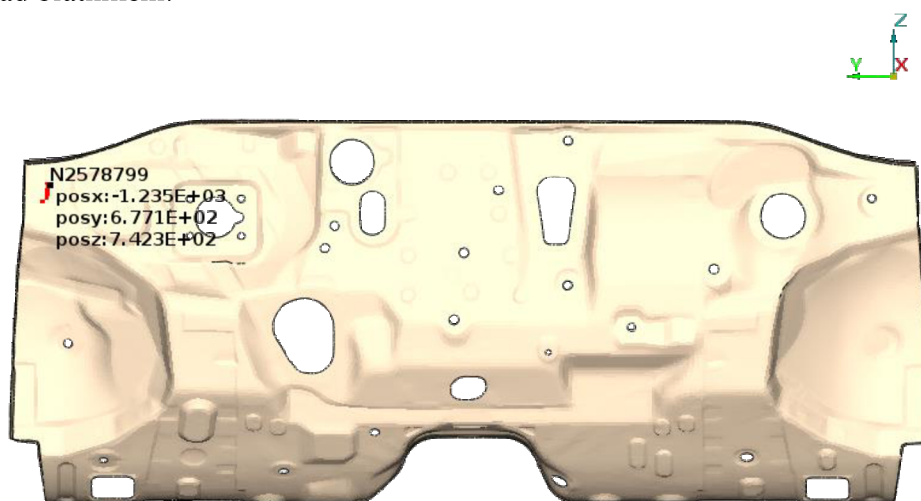


Obrázek 7.10: Pohled zepředu na vozidlo při výpočtu

7.4 Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky

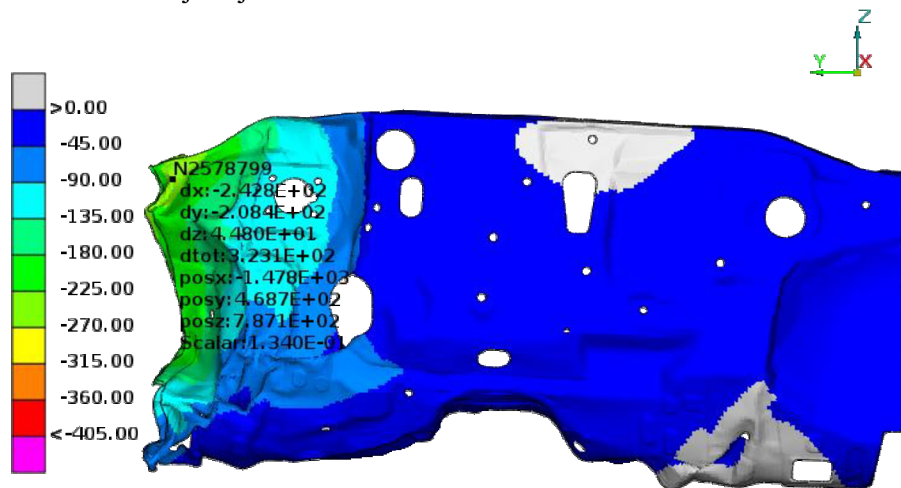
Pro vyhodnocení intruzí na této přepážce byl použit script popsáný v podkapitole 6.1.1. Nalezené body s maximálními intruzemi jsou zobrazeny na obrázku 7.11 červenou barvou. Uzel s maximální hodnotou intruze je zde vyznačen pomocí funkce findNode a jsou zde

vypsány i posuvy v jednotlivých osách vůči vozidlu. K největším intruzím došlo na straně řidiče v oblasti nad blatníkem.



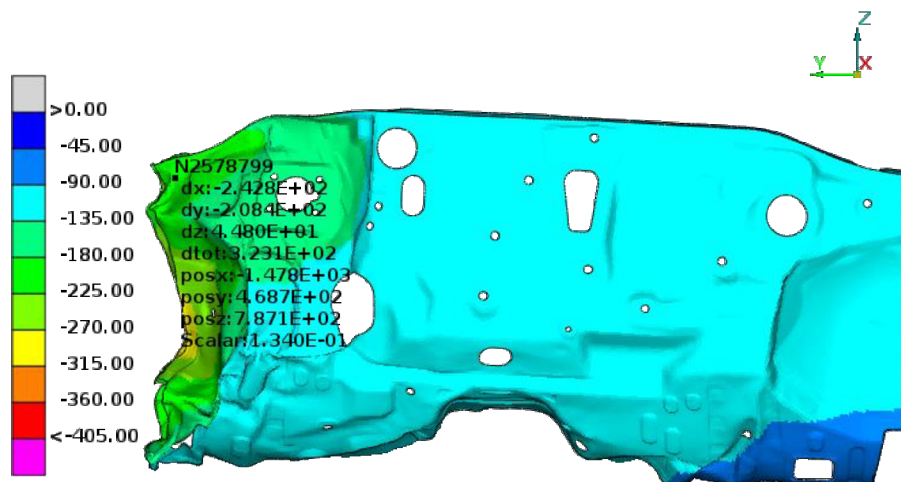
Obrázek 7.11: Přepážka mezi prostorem motoru a posádky ve výchozí variantě z pohledu posádky

Posuvy ve směru osy x můžeme vidět na obrázku 7.12. Posuvy ve směru osy x i ve směru osy y jsou zobrazeny na deformovaném tvaru přepážky mezi prostorem motoru a posádky. Na obrázku 7.12 vidíme, že k největším posuvům ve směru osy x došlo v oblasti maximálních intruzí. Intruze byly proti směru osy x . Z tohoto důvodu je škála od nuly do záporných hodnot, přičemž největší intruze mají nejnížší hodnotu.



Obrázek 7.12: Posuvy ve směru osy x na přepážce mezi prostorem motoru a posádky

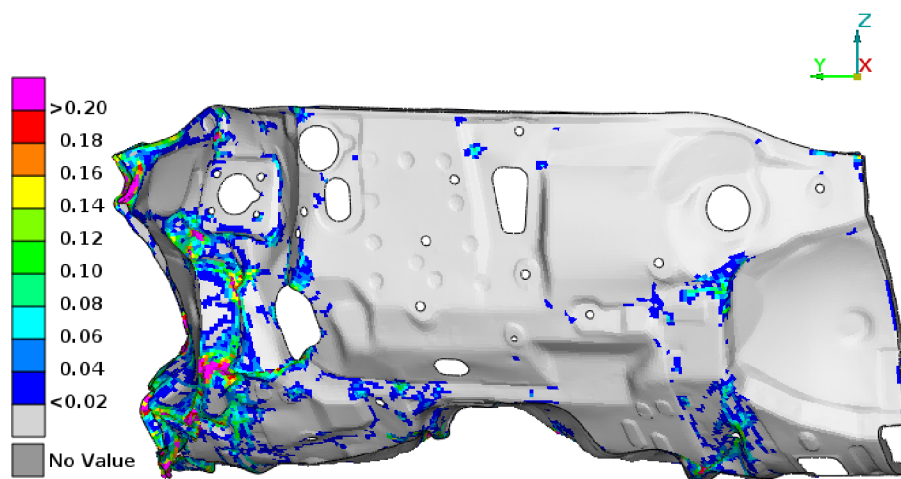
Na obrázku 7.13 vidíme posuvy ve směru osy y . K maximálním posuvům došlo opět na straně řidiče. Rozdíl je ovšem v tom, že tentokrát jsou největší posuvy o něco nižší a mimo oblast maximálních intruzí zjištěných pomocí scriptu. Můžeme tedy říct, že posuvy ve směru osy y jsou zde mnohem méně významné, než posuvy ve směru osy x . Posuvy ve směru osy y jsou důležité především u sloupku řízení.



Obrázek 7.13: Posuvy ve směru osy y na přepážce mezi prostorem motoru a posádky

Na obrázku 7.14 jsou plastická přetvoření. Vidíme zde, že k největším plastickým přetvořením došlo na straně řidiče v oblasti, kde došlo k vtláčení části kola do přepážky. K plastickým deformacím došlo také v oblasti středového tunelu, kde nebyly předpokládány. Poukazuje to na významné ovlivnění tvaru celého prostoru posádky. Plastické deformace se objevily také na straně spolujezdce v oblasti vtláčení předního kola.

Na obrázku 7.14 je také vidět, že došlo ke zvlnění spodní části přepážky a poukazuje to na ztrátu tvaru podlahy. Bylo by tedy vhodné i vyztužení spodní části vozidla.



Obrázek 7.14: Maximální plastické přetvoření přepážky mezi prostorem motoru a posádky

7.4.1 Posunutí koncového bodu sloupku řízení

Byly změřeny posuvy tohoto bodu vůči vozidlu za použití funkcí follow a iNode. Důležité jsou zejména posuvy ve směru osy y a také posuvy ve směru osy x.

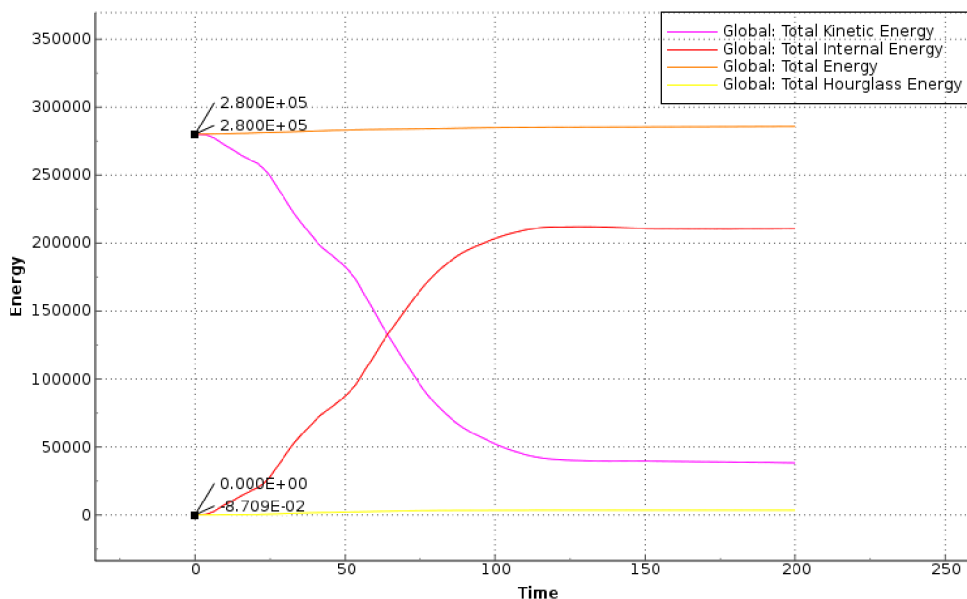
Aby airbag mohl správně fungovat, nesmí být posuv ve směru osy y příliš velký. Pro účely této diplomové práce byla stanovena hranice přijatelného posuvu v ose y na 100 mm. To výchozí varianta nespĺňuje, jak je vidět v tabulce 7.1.

Tabulka 7.1: Posuvy koncového bodu sloupku řízení u výchozí varianty

varianta	posuv ve směru osy x [mm]	posuv ve směru osy y [mm]
výchozí	-23,73	-198,5

7.5 Energie při nárazu

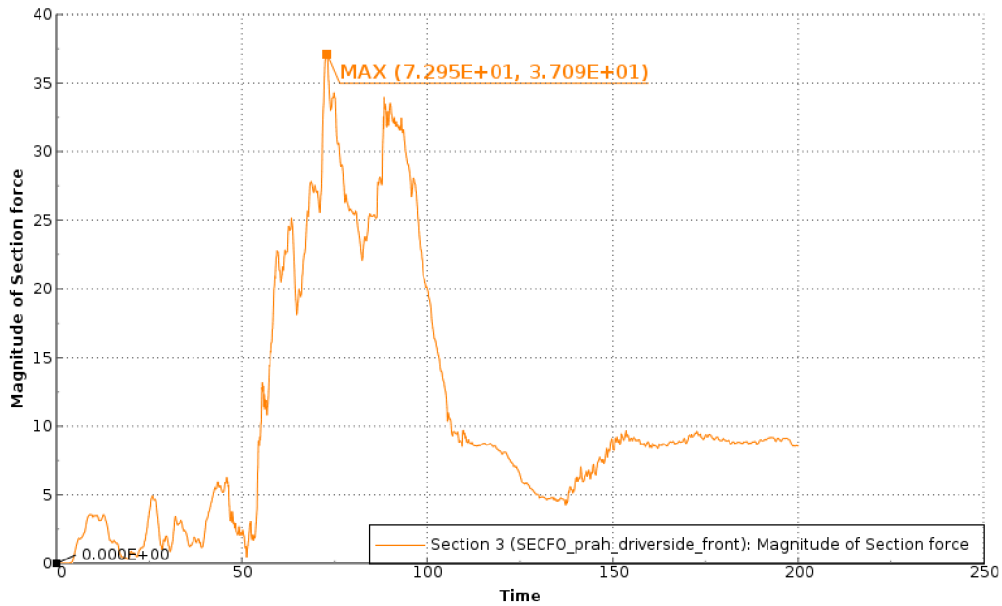
Důležitá je i přeměna energie při samotném nárazu. Celková energie by měla být konstantní. Kinetická energie se přeměňuje na vnitřní energii. Na obrázku 7.15 vidíme, že v průběhu výpočtu mírně narůstá energie hourglassingu (žlutou barvou). Na konci výpočtu je tato energie nižší než 5 % celkové vnitřní energie (červená barva). To znamená, že je to v pořádku a není zde žádný důvod k zásahu, jelikož energie hourglassingu není příliš velká. Celková energie (znázorněná oranžově) se v průběhu výpočtu příliš nemění. Kinetická energie (růžová barva) klesá a přeměňuje se vlivem deformací na vnitřní energii.



Obrázek 7.15: Závislost Energie [GPa] na čase [ms]

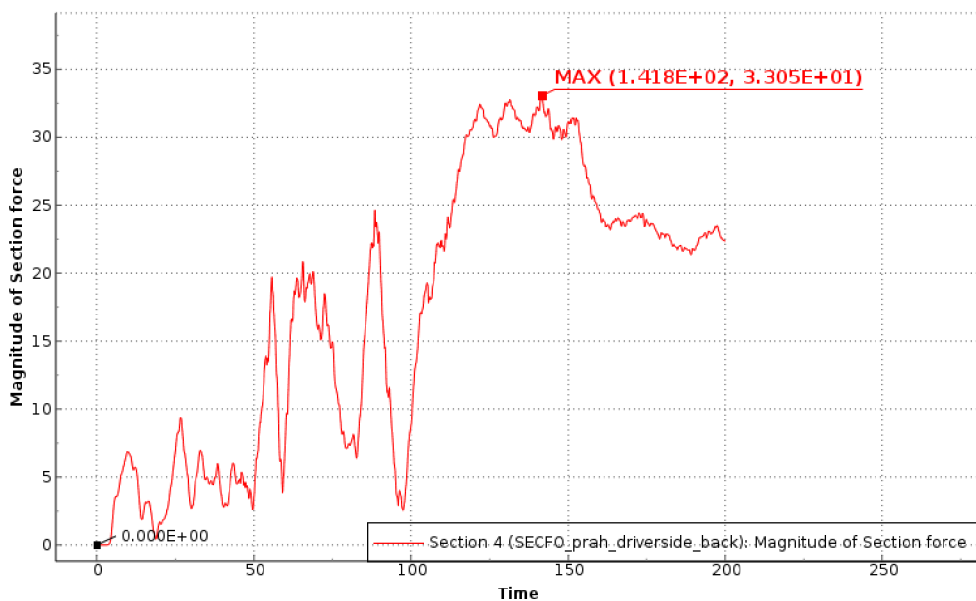
7.6 Velikost síly v prahu

Pro pozdější porovnání jednotlivých variant je důležitý průběh síly v prahu u řidiče. Tento práh by měl být tuhý a nemělo by dojít k jeho zborcení. Na obrázku 7.16 vidíme, že k největšímu silovému působení došlo mezi padesátou a stou milisekundou. Maximální hodnoty 37,09 kN nabyla síla v čase 72,95 ms.



Obrázek 7.16: Závislost velikosti síly v přední části prahu [kN] na čase [ms] u výchozí varianty

Na obrázku 7.17 je vidět, že k dosažení maximální hodnoty síly došlo až v čase 141,8 ms. Hodnota maximální dosažené síly byla 33,05 kN, tedy jen o něco menší než v přední části prahu. K dosažení maxima došlo až ve chvíli, kdy v přední části prahu byla síla mnohem menší. Hodnota této síly dosahovala přibližně 4 až 10 kN.

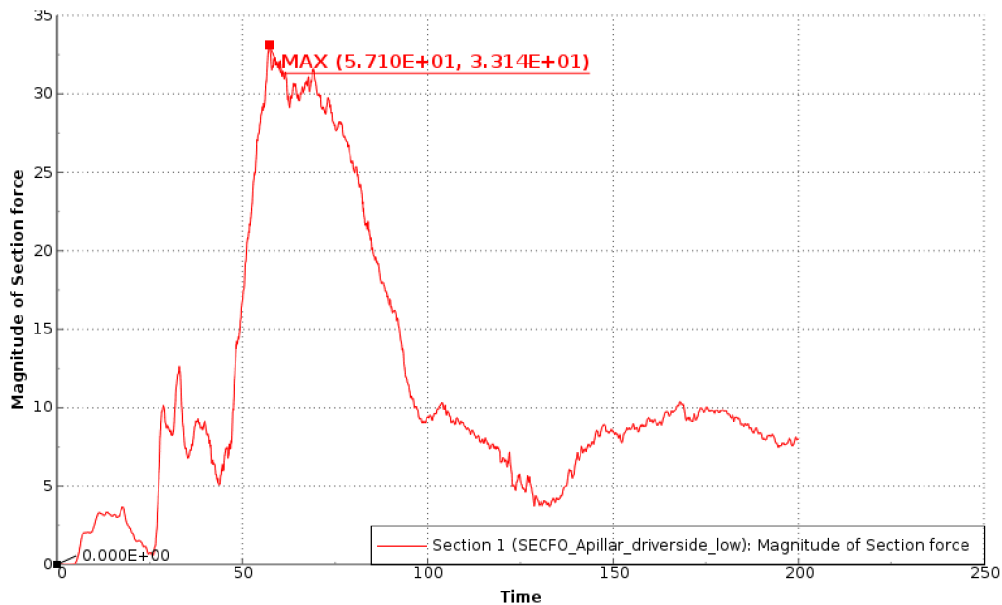


Obrázek 7.17: Závislost velikosti síly v zadní části prahu [kN] na čase [ms] u výchozí varianty

7.7 Velikost síly v horní části A-sloupku

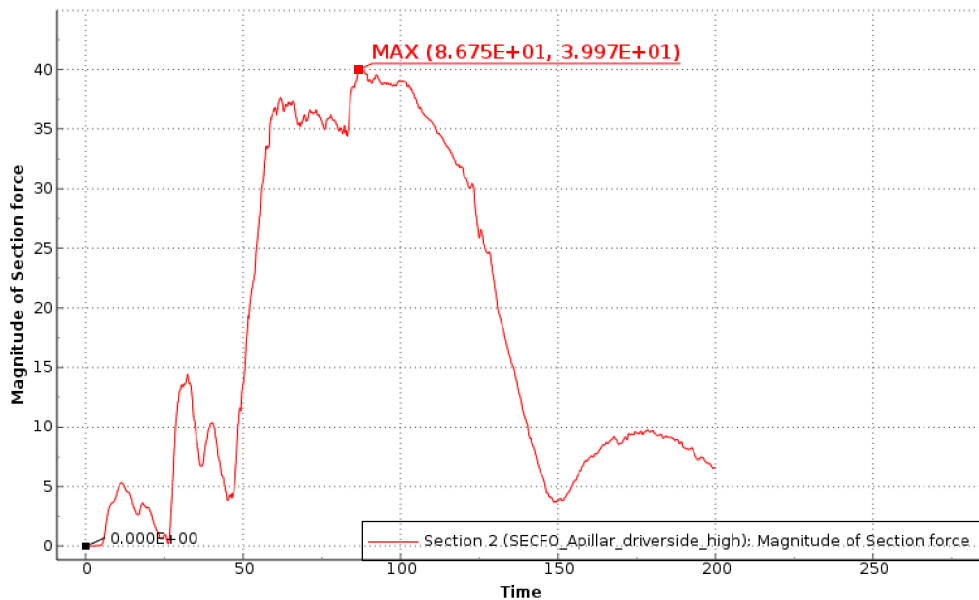
Ve výchozí variantě došlo ke ztrátě tvarové stability horní části A-sloupku, tzv. boomerangu. Proto byly vyhodnocovány i velikosti sil v boomerangu při jednotlivých variantách.

Síla ve spodní části boomerangu dosahuje maximální hodnoty 33,14 kN v čase 57,10 ms. Přibližně od 100 ms je hodnota síly ve spodní části nižší než 11 kN, jak je znázorněno na obrázku 7.18.



Obrázek 7.18: Závislost velikosti síly ve spodní části boomerangu [kN] na čase [ms] u výchozí varianty

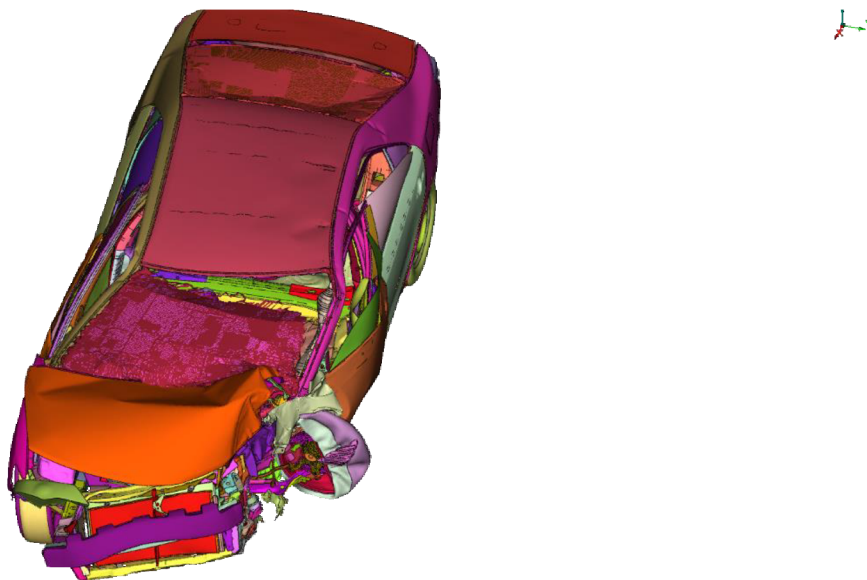
Na obrázku 7.19 je průběh síly v horní části boomerangu, která je dále od bariéry než spodní část. Největších hodnot dosahuje síla v rozmezí 50 až 140 ms.



Obrázek 7.19: Závislost velikosti síly v horní části boomerangu [kN] na čase [ms] u výchozí varianty

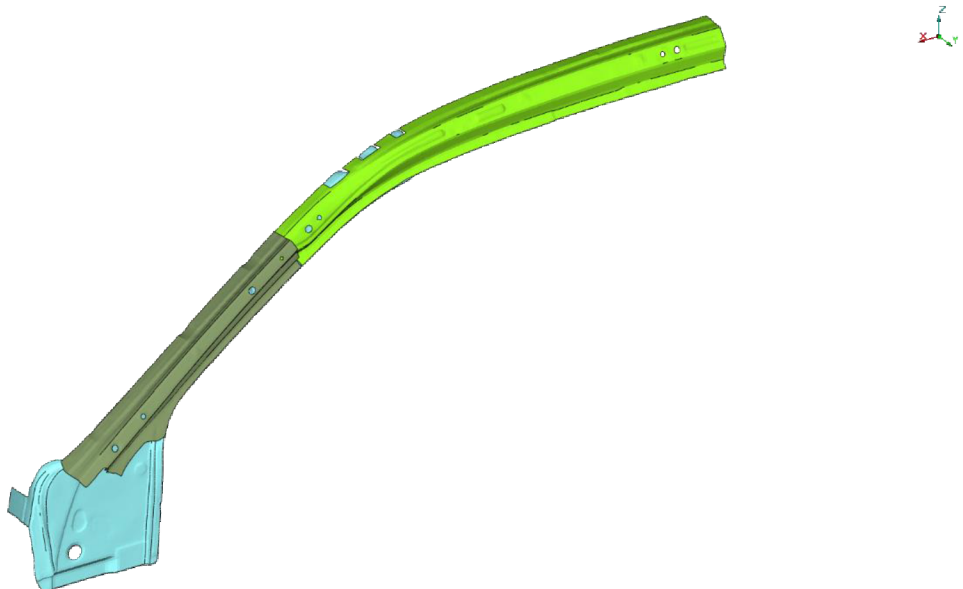
8 Úprava horní části A-sloupku

Při nárazu u výchozí varianty docházelo ke zborcení a vybočení boomerangu v blízkosti hlavy řidiče. To můžeme vidět na obrázku 8.1.



Obrázek 8.1: Zborcení boomerangu

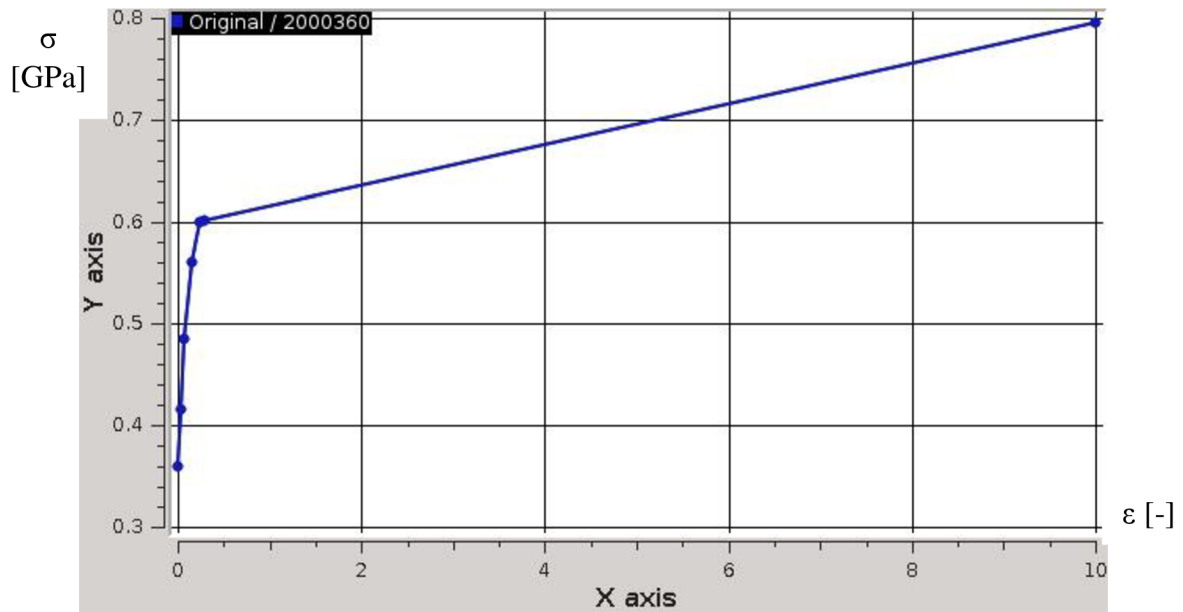
Byly vybrány díly boomerangu, u kterých došlo ke ztrátě vzpěrné stability, a tyto díly byly dále předmětem úprav za účelem zvýšení tuhosti boomerangu v oblasti hlavy řidiče a tím pádem i zvýšení tuhosti kabiny. Vybrané díly můžeme vidět na obrázku 8.2.



Obrázek 8.2: Vyselektované díly boomerangu

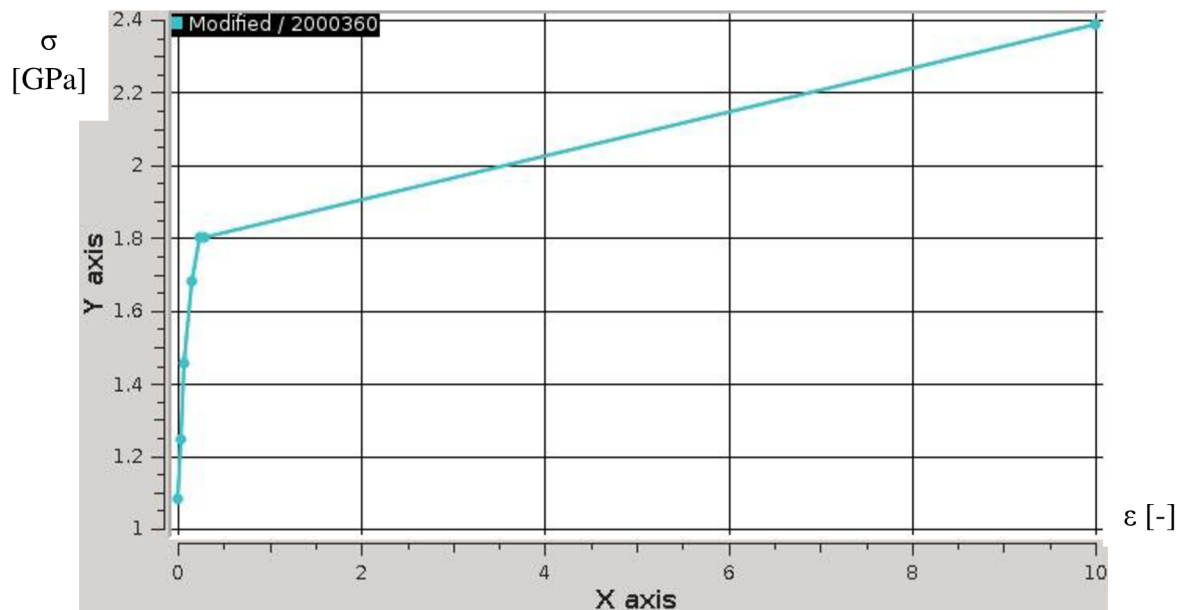
8.1 Materiály boomerangu

Původní materiály použité u dílů, které můžeme vidět na obrázku 8.2, měly mez kluzu 0,35 GPa. Následná závislost napětí na přetvoření je na obrázku 8.3.



Obrázek 8.3: Závislost napětí na přetvoření původního materiálu

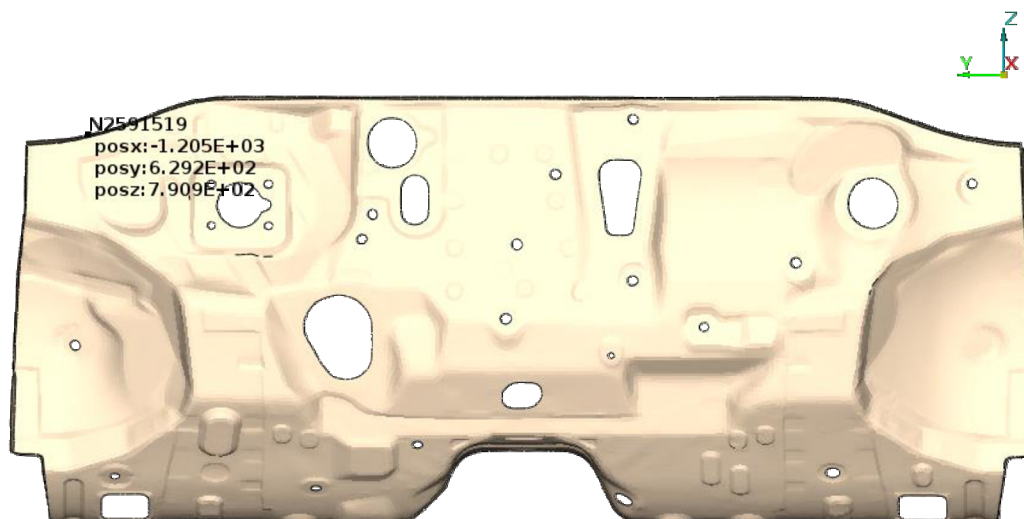
Pro zjištění vlivu materiálu vybraných dílů na deformaci boomerangu byl původní materiál zaměněn za nový materiál s extrémně vysokou mezí kluzu, který i při dalším zatěžování za mezí kluzu dosahuje vysokých hodnot napětí. Mez kluzu nového materiálu je 1,05 GPa, což můžeme vidět na zatěžovací křivce za mezí kluzu na obrázku 8.4.



Obrázek 8.4: Závislost napětí na přetvoření nového materiálu

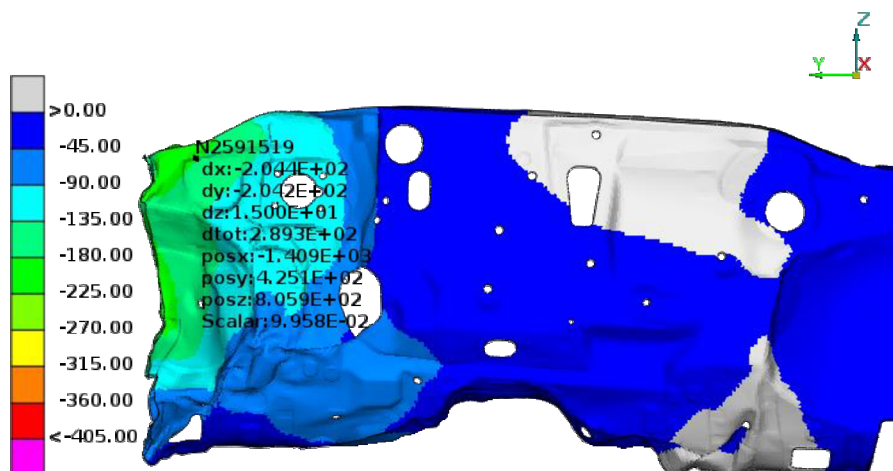
8.2 Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky

Pro zjištění intruzí byl spuštěn script popsáný v kapitole 6.1.1. Maximální intruze se oproti výchozí variantě liší umístěním. Tentokrát se nachází o něco níže, jak je vidět na obrázku 8.5.



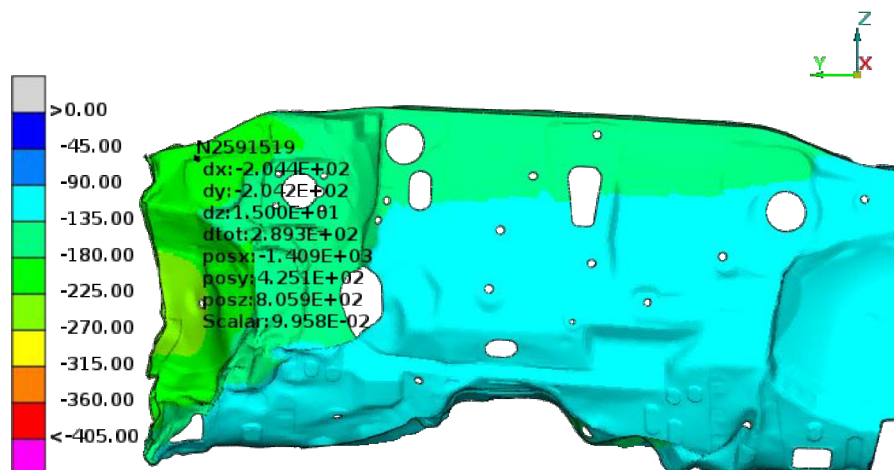
Obrázek 8.5: Přepážka mezi prostorem motoru a posádky ve variantě s úpravou horní části A-sloupku z pohledu posádky

Posuv bodu s maximální intruzí do prostoru posádky ve směru osy x byl tentokrát menší o 30 mm. Změna materiálu měla tedy pozitivní vliv na maximální intruze. K největším posuvům ve směru osy x došlo opět na straně řidiče v oblasti A-sloupku, jak je vidět na obrázku 8.6. Maximální intruze se objevuje v oblasti maximálních posuvů ve směru osy x .



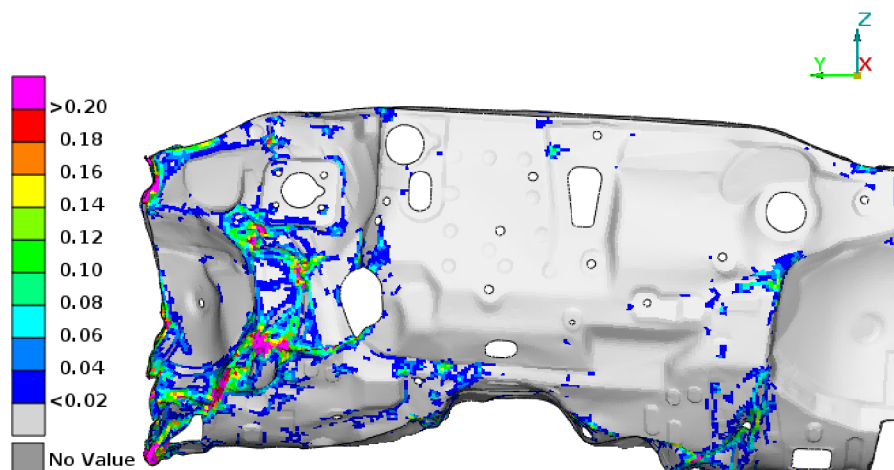
Obrázek 8.6: Posuvy ve směru osy x na přepážce mezi prostorem motoru a posádky

Podle obrázku 8.7 můžeme určit, že k maximálním posuvům ve směru osy y došlo u varianty s úpravou horní části A-sloupku, v oblasti A-sloupku na straně řidiče a v oblasti vtláčení předního kola do přepážky.



Obrázek 8.7: Posuvy ve směru osy y na přepážce mezi prostorem motoru a posádky

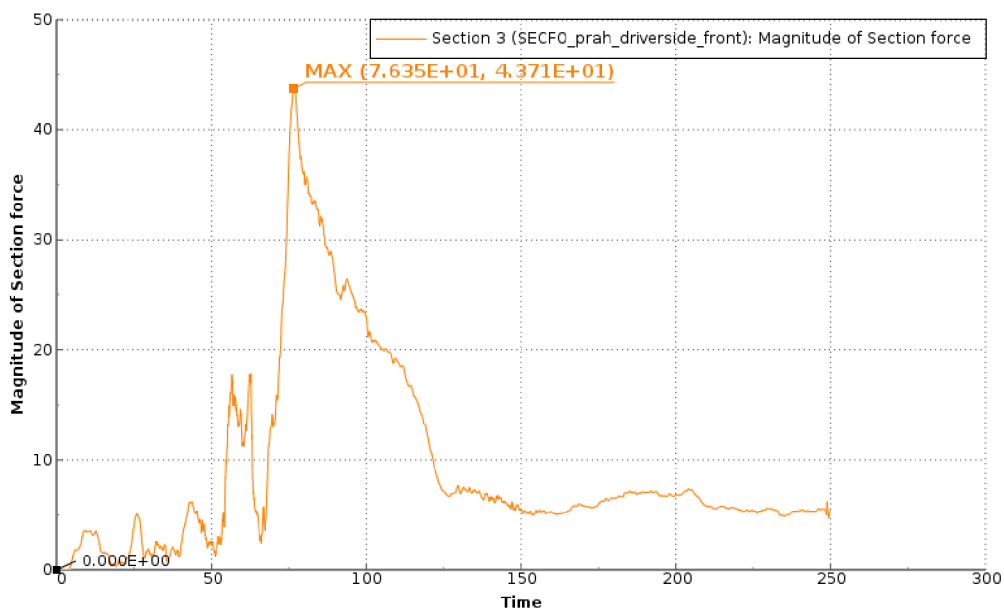
Rozložení plastických přetvoření na obrázku 8.8 je podobné jako u výchozí varianty na obrázku 7.14. I deformovaný tvar je velmi podobný. Je zde pouze menší deformace v oblasti blatníku na straně řidiče.



Obrázek 8.8: Maximální plastické přetvoření přepážky mezi prostorem motoru a posádky

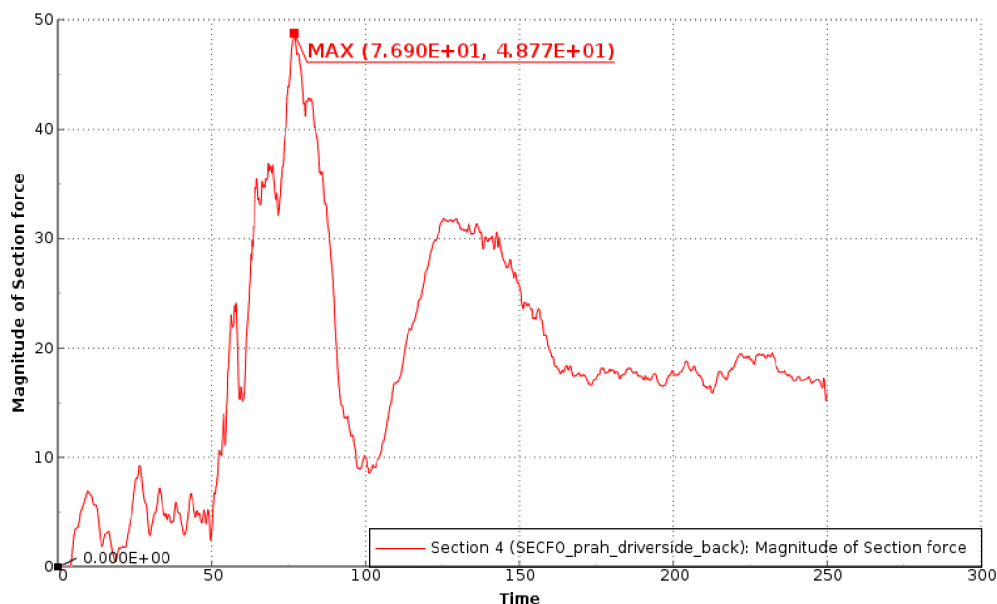
8.3 Velikost síly v prahu

Na obrázku 8.9 vidíme průběh síly v přední části prahu. Změna materiálu A-sloupku měla za důsledek zvýšení maxima této síly o 6,62 kN na 43,71 kN. Došlo tedy k přenesení zatížení na práh, což je v tomto případě žádoucí. Na druhou stranu nabývala síla v tomto místě vysokých hodnot kratší dobu. Po dosažení maximální hodnoty došlo k rychlému poklesu síly, kdežto u výchozí varianty došlo k mírnému poklesu a opětovnému navýšení síly, jak můžeme vidět na obrázku 7.16.



Obrázek 8.9: Závislost velikosti síly v přední části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s úpravou horní části A-sloupku

Na obrázku 8.10 vidíme, že i v zadní části prahu došlo k navýšení maximální zatěžující síly, a to o 15,72 kN oproti výchozí variantě. K dosažení maximální hodnoty došlo o 0,55 ms dříve, a to v 76,9 ms. Následoval pokles síly na 10 kN a poté nárůst na více než 30 kN, kdy už síla v přední části prahu klesla pod 10 kN.



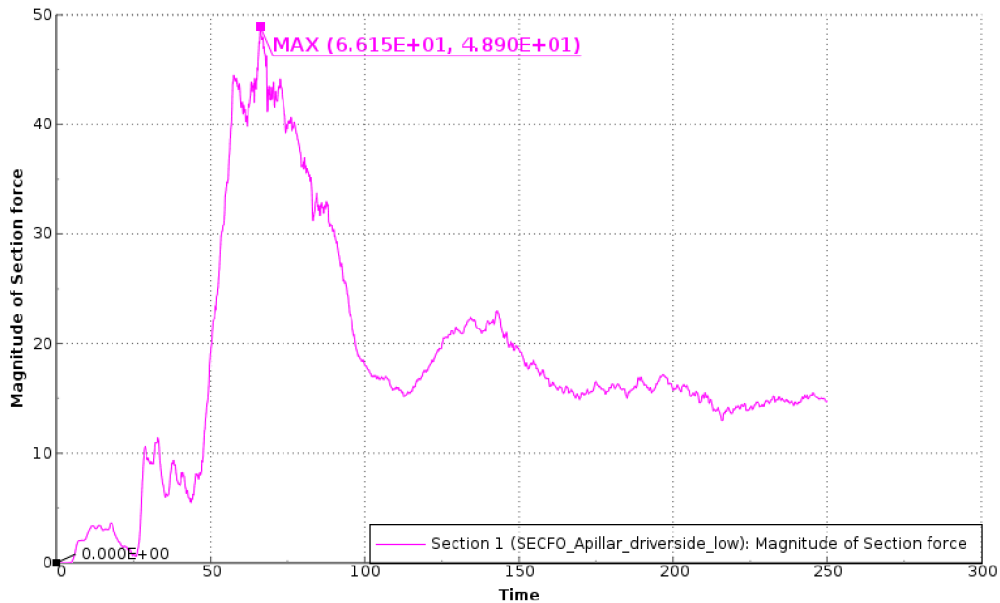
Obrázek 8.10: Závislost velikosti síly v zadní části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s úpravou horní části A-sloupku

Síly v prahu dosahovaly při této variantě vyšších hodnot a vyztužení boomerangu tedy plnilo do určité míry svůj účel.

8.4 Velikost síly v horní části A-sloupku (boomerangu)

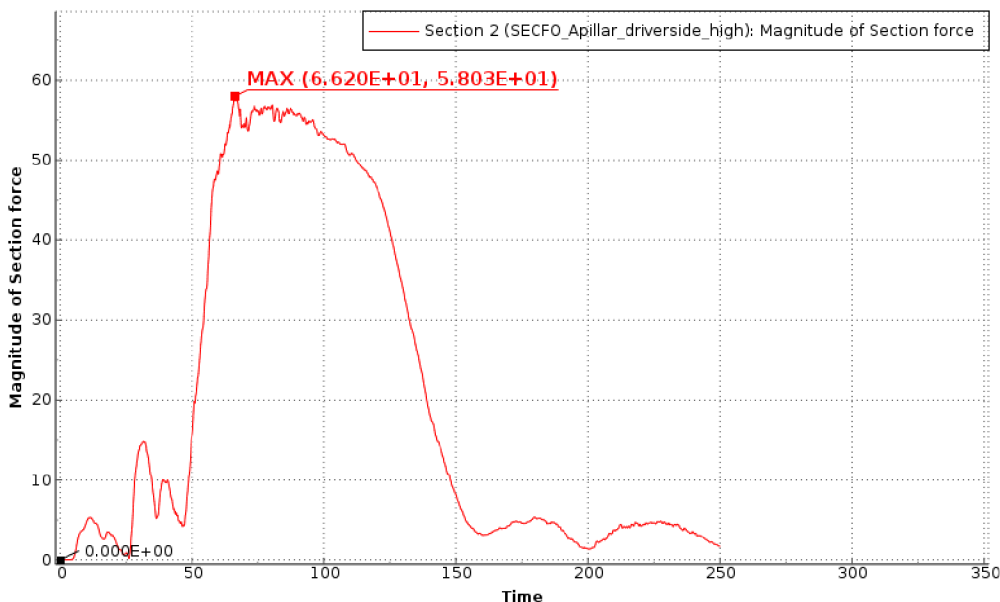
Průběh síly ve spodní části boomerangu byl podobný průběhu u výchozí varianty. Ovšem Maximální dosažená hodnota síly byla 48,9 kN, což je o 15,76 kN více než u výchozí varianty.

To znamená nárůst na 147,6 %. Poté velikost síly klesla do rozmezí 12 až 22 kN, jak je vidět na obrázku 8.11.



Obrázek 8.11: Závislost velikosti síly ve spodní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s úpravou horní části A-sloupku

Na obrázku 8.12 vidíme, že průběh síly v horní části boomerangu je podobný jako u výchozí varianty na obrázku 7.19. Maximální hodnota síly je tentokrát ovšem 58,03 kN, což je o 18,06 kN více. Došlo tedy k navýšení síly na 145,2 % původní hodnoty. Po 150 ms už síla nabývala hodnot pod 10 kN.



Obrázek 8.12: Závislost velikosti síly v horní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s úpravou horní části A-sloupku

8.5 Posuv koncového bodu sloupku řízení

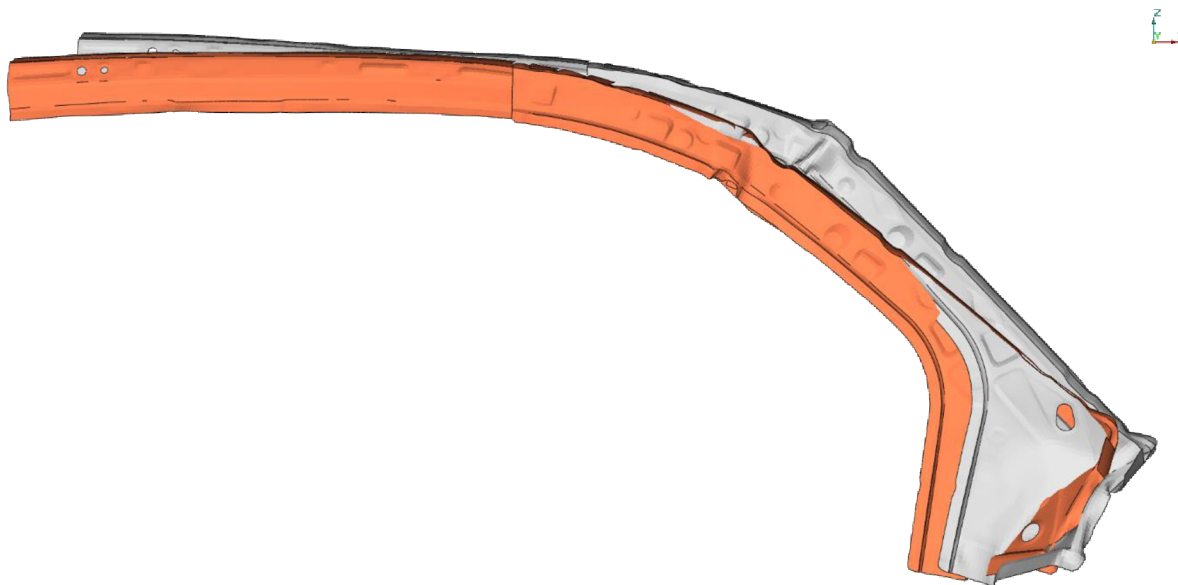
Opět byly vyhodnocovány posuvy ve směru osy y a ve směru osy x . V tabulce 8.1 vidíme, že posuv ve směru osy y je u této varianty o 33 mm menší než u výchozí varianty. Došlo tedy ke zlepšení, ale pořád je posuv více než 100 mm.

Tabulka 8.1: Posuvy koncového bodu sloupku řízení u varianty s úpravou horní části A-sloupku

varianta	posuv ve směru osy x [mm]	posuv ve směru osy y [mm]
změna materiálů boomerangu	-26,37	-164,9

8.6 Výsledky výpočtu s modifikovaným boomerangem

I při použití takto extrémně tuhého materiálu ale byly výsledky velice podobné výchozí variantě. Deformace upravené oblasti byla sice menší, ale pořád docházelo ke ztrátě vzpěrné stability u stejných dílů, jak můžeme vidět na obrázku 8.13. Původní varianta má šedou barvu, nová varianta je vykreslena oranžově.



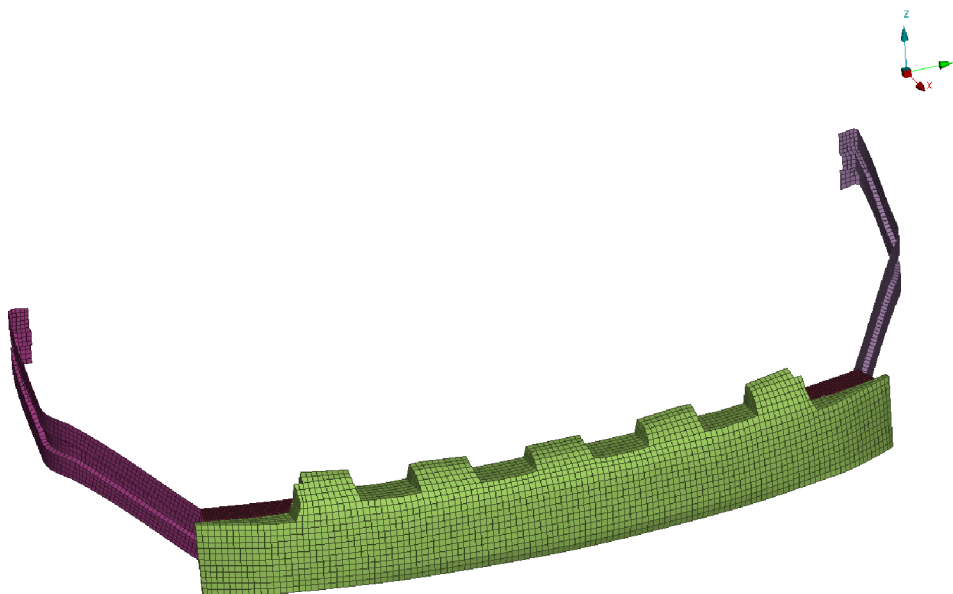
Obrázek 8.13: Porovnání deformací boomerangu

Došlo tedy ke zlepšení chování boomerangu, ale rozdíl je tak malý, že tuto variantu nelze označit jako dostatečnou. Navíc byl použit takový materiál, který by znamenal značné zvýšení nákladů na výrobu. Z těchto důvodů tato úprava není vhodná.

9 Výztuha na předním deformačním elementu

Jednou z možností zlepšení reakce vozidla na náraz je zvýšení jeho kompaktnosti. Při nárazu s překrytím pouhých 25 % se přední deformační element zcela vyhne bariéře a nedochází k významné deformaci tohoto elementu a téměř žádná kinetická energie vozidla se nepřemění na deformační energii při deformaci podélníků a předního deformačního elementu.

Aby bylo při nárazu alespoň částečně využito předního deformačního elementu a podélníků, byla přidána výztuha, která propojuje přední deformační element a konstrukci pod blatníkem. Výztuhy je možné vidět na obrázku 9.1.

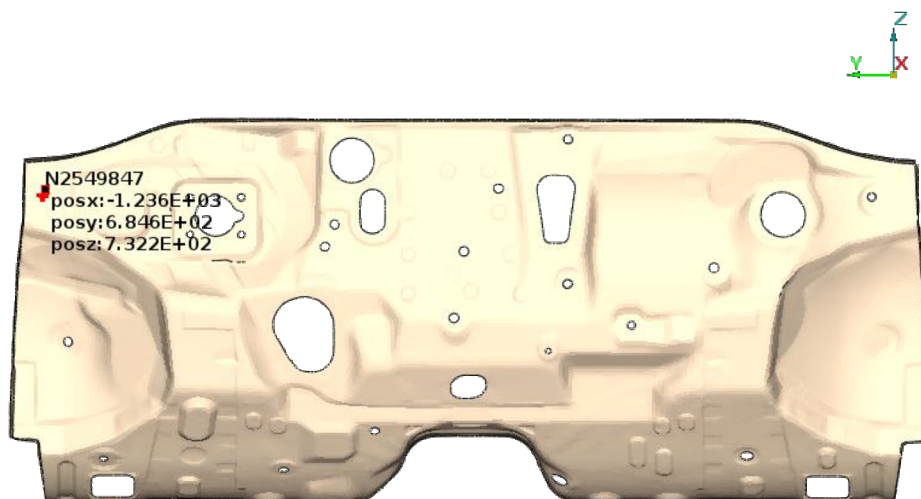


Obrázek 9.1: Přední deformační element s přidávanými výztuhami

Výztuhy byly připevněny pomocí Rigid body. Umístění výztuh bylo symetrické. Byl na nich vytvořen prolis po celé délce ke zvýšení jejich odporu proti deformaci, jelikož je žádoucí, aby si zachovaly tvar, pokud možno co nejdéle, a tím pádem pevně propojily konstrukci pod blatníky s předním deformačním elementem.

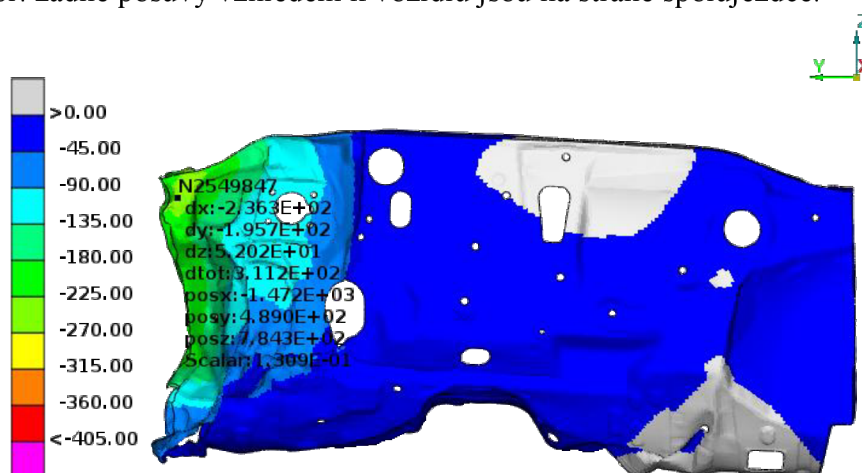
9.1 Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky

Na obrázku 9.2 vidíme, že k největším posuvům došlo opět v horní části přepážky na straně řidiče. Intruze byly vyhodnoceny pomocí scriptu popsáno v kapitole 6.1.1. Tentokrát se místo s největšími intruzemi objevilo o něco níže než u výchozí varianty. Nicméně k nim opět došlo v místě, kde přepážka mezi prostorem motoru a posádky navazuje na A-sloupek.



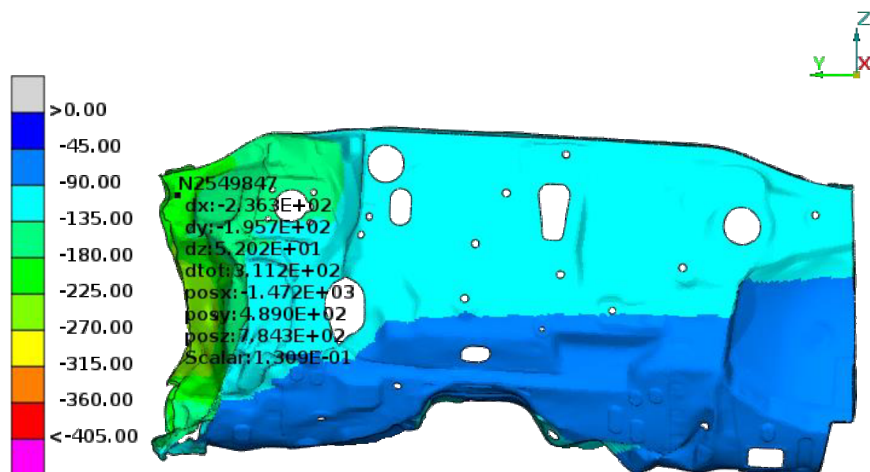
Obrázek 9.2: Přepážka mezi prostorem motoru a posádky u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu z pohledu posádky

Obrázek 9.3 ukazuje posuv ve směru osy x . Můžeme zde vidět, že rozložení posuvů je velice podobné výchozí variantě. Největší posuvy ve směru osy x jsou na straně řidiče. Naopak nejmenší, popř. žádné posuvy vzhledem k vozidlu jsou na straně spolujezdce.



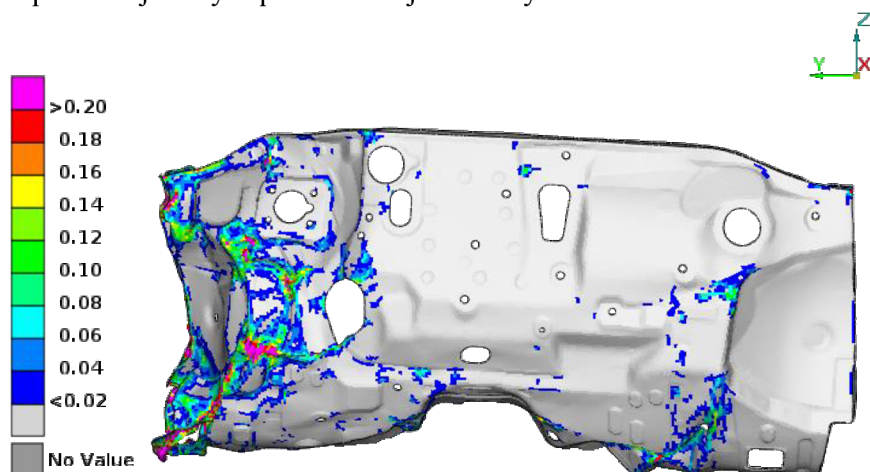
Obrázek 9.3: Posuvy ve směru osy x na přepážce mezi prostorem motoru a posádky u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu

Na obrázku 9.4 vidíme, že posuvy ve směru osy y jsou téměř stejné jako u výchozí varianty. Deformovaný tvar je také podobný výchozí variantě. Z hlediska posuvů, které se objevují na přepážce mezi prostorem motoru a posádky tedy k výraznému zlepšení bohužel nedošlo.



Obrázek 9.4: Posuvy ve směru osy y na přepážce mezi prostorem motoru a posádky u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu

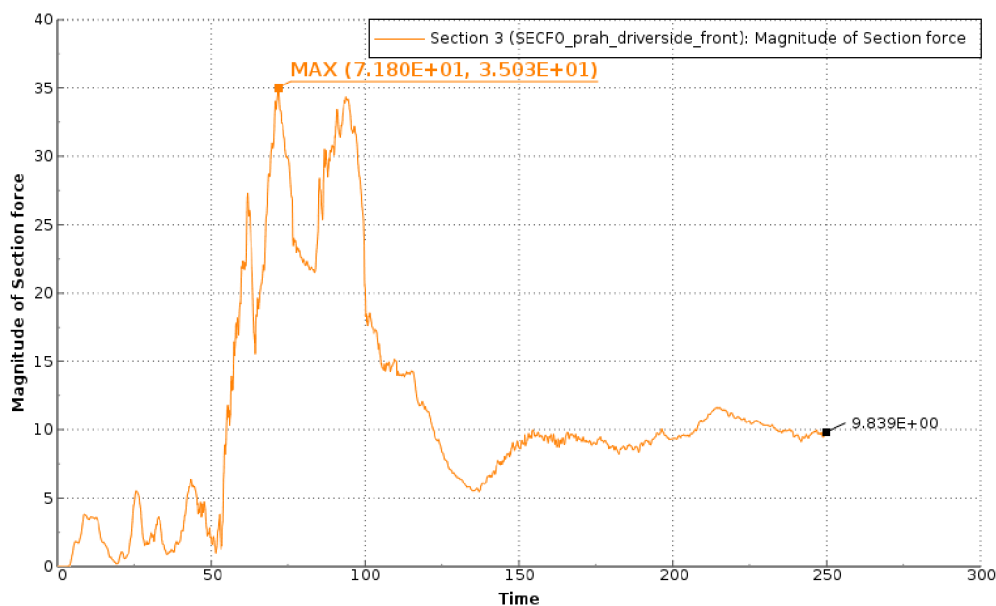
Plastická přetvoření na obrázku 9.5 jsou opět rozložením i velikostí velmi podobná výchozí variantě, což odpovídá zjištěným posuvům v jednotlivých osách.



Obrázek 9.5: Maximální plastické přetvoření přepážky mezi prostorem motoru a posádky u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu

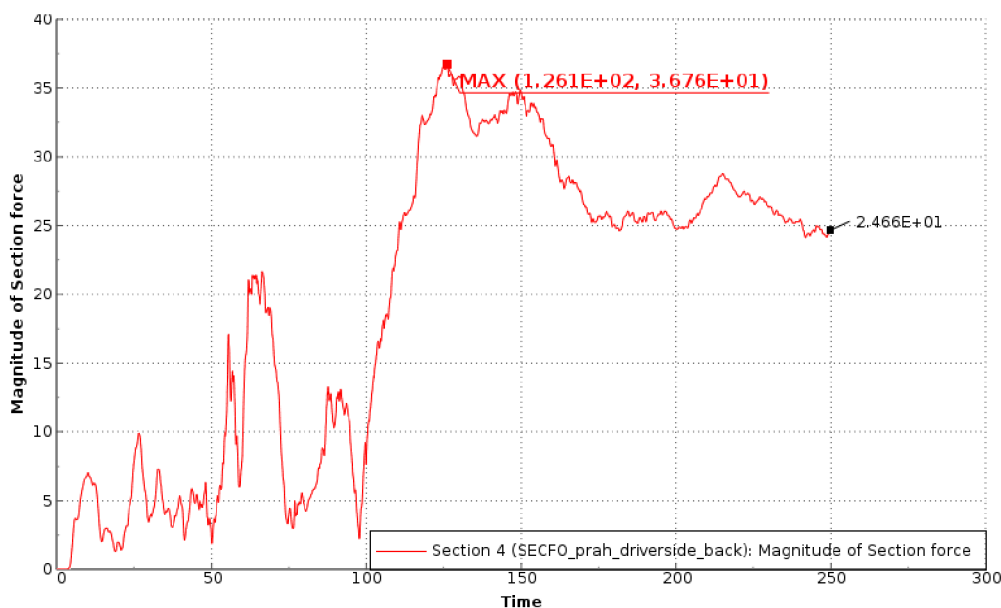
9.2 Velikost síly v prahu

Na obrázku 9.6 je vidět, že síla dosáhla o 2,06 kN méně než u výchozí varianty. Průběh síly v závislosti na čase byl po většinu času téměř stejný jako u výchozí varianty. Lišil se pouze v maximální dosažené hodnotě.



Obrázek 9.6: Závislost velikosti síly v přední části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu

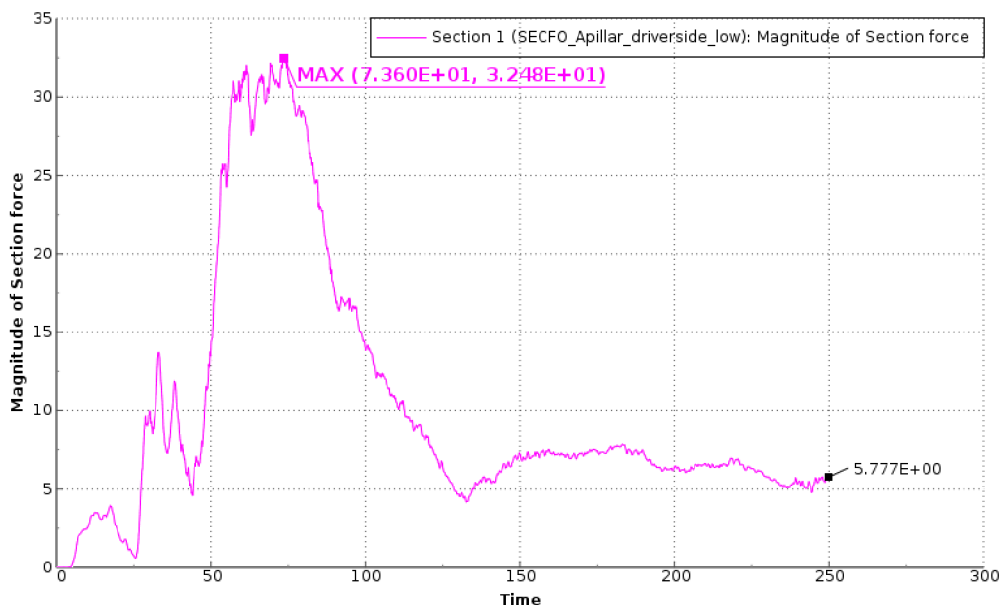
Na obrázku 9.7 vidíme, že průběh síly v zadní části prahu se velice podobá průběhu síly ve stejném místě u výchozí varianty. Pouze maximální dosažená hodnota síly je v tomto případě vyšší o 3,71 kN.



Obrázek 9.7: Závislost velikosti síly v zadní části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu

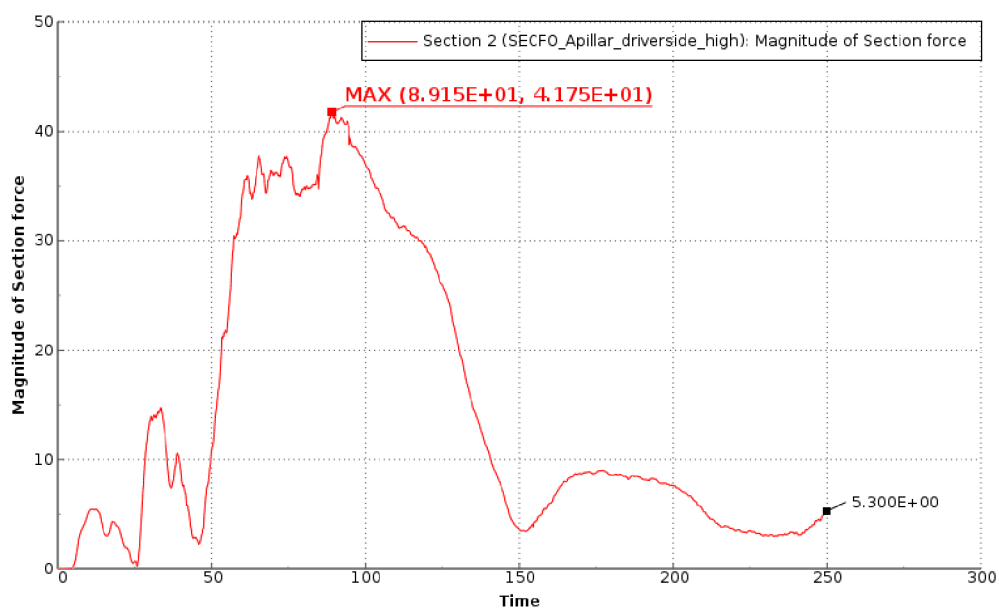
9.3 Velikost síly v horní části A-sloupku

Na obrázku 9.8 vidíme, že průběh síly ve spodní části boomerangu u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu je téměř stejný jako u výchozí varianty. Jediný rozdíl je v dosažené maximální hodnotě síly, která je v tomto případě nižší o 0,66 kN a dosahuje hodnoty 32,48 kN.



Obrázek 9.8: Závislost velikosti síly ve spodní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu

Průběh síly v horní části boomerangu se od výchozí varianty liší jen minimálně, jak je vidět na obrázku 9.9. Rozdíl v maximální dosažené hodnotě působící síly je zde 1,78 kN.



Obrázek 9.9: Závislost velikosti síly v horní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu

9.4 Posuv koncového bodu sloupku řízení

Byly vyhodnocovány posuvy ve směru osy y a ve směru osy x . Posuv ve směru osy y je tentokrát o 3,8 mm větší než u výchozí varianty. Opět byla hrubě překročena přijatelná hranice 100 mm.

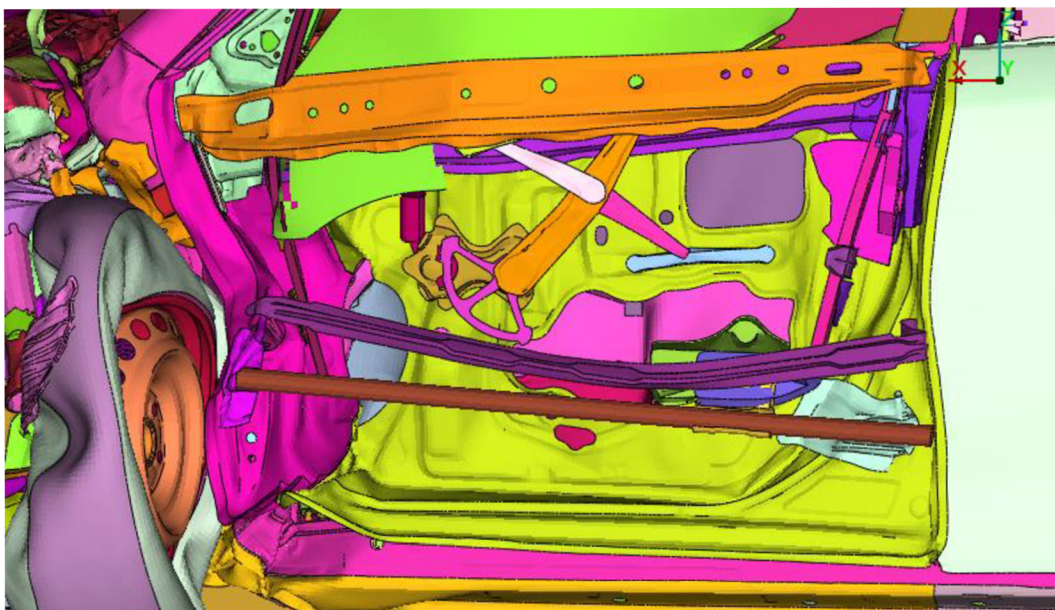
Tabulka 9.1: Posuvy koncového bodu sloupku řízení u varianty s výztuhou na předním deformačním elementu

varianta	posuv ve směru osy x [mm]	posuv ve směru osy y [mm]
výztuha na předním deformačním elementu	-22,71	-202,3

10 Vyztužení předních dveří

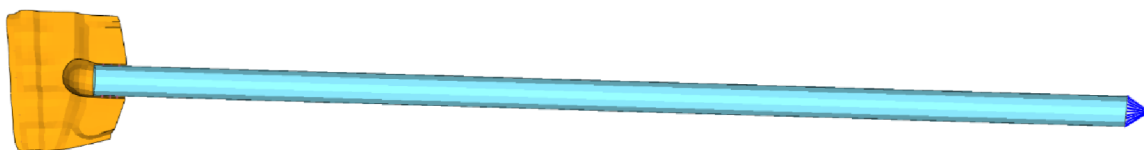
Při výchozím nárazu došlo k velké deformaci dveří řidiče, což je nežádoucí. Z tohoto důvodu byla navržena nová výztuha dveří.

Jak vidíme na obrázku 10.1, dochází k velké deformaci dveří v oblasti A-sloupku z důvodu natlačení předního kola do A-sloupku. Nová výztuha by tedy měla propojovat přední část dveří se zadní tak, aby se síla přenesla i do B-sloupku. Na obrázku 10.1 také můžeme vidět, že už dříve zde byla snaha o vyztužení dveří, ovšem stávající výztuhy nejsou zřejmě dostačující a dojde k vybočení jedné z nich, čímž už přestává správně fungovat.



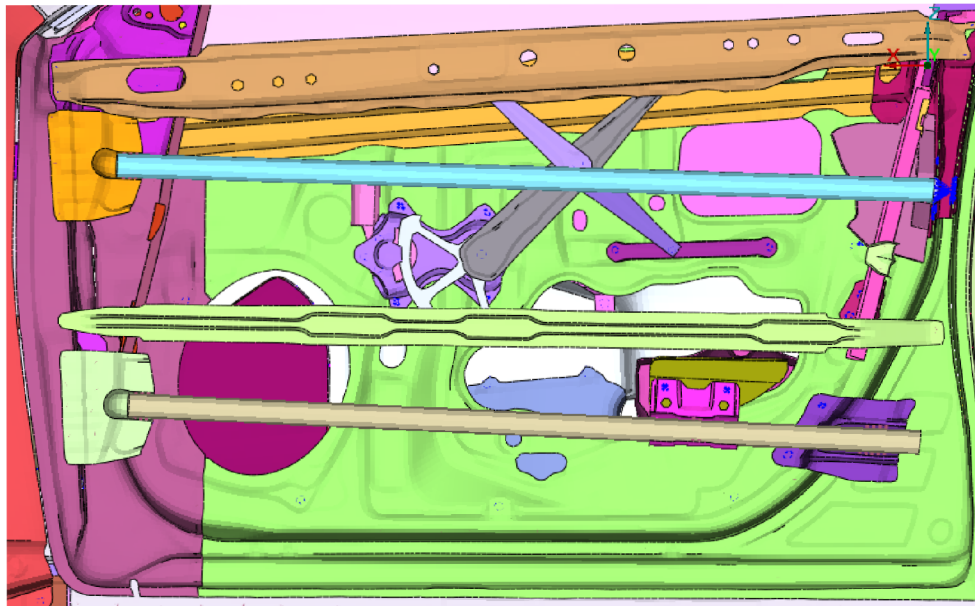
Obrázek 10.1: Deformace předních dveří u výchozí varianty

Výztuha dveří na obrázku 10.2 je tvořena trubkou o průměru 30 mm a délce 993 mm. Tloušťka trubky je 2,7 mm. V přední části je trubka navařena na plech o tloušťce 3,3 mm, který je poté přivařen k původní konstrukci dveří. V zadní části je trubka přichycena k původní konstrukci dveří pomocí Rigid body typu 0.



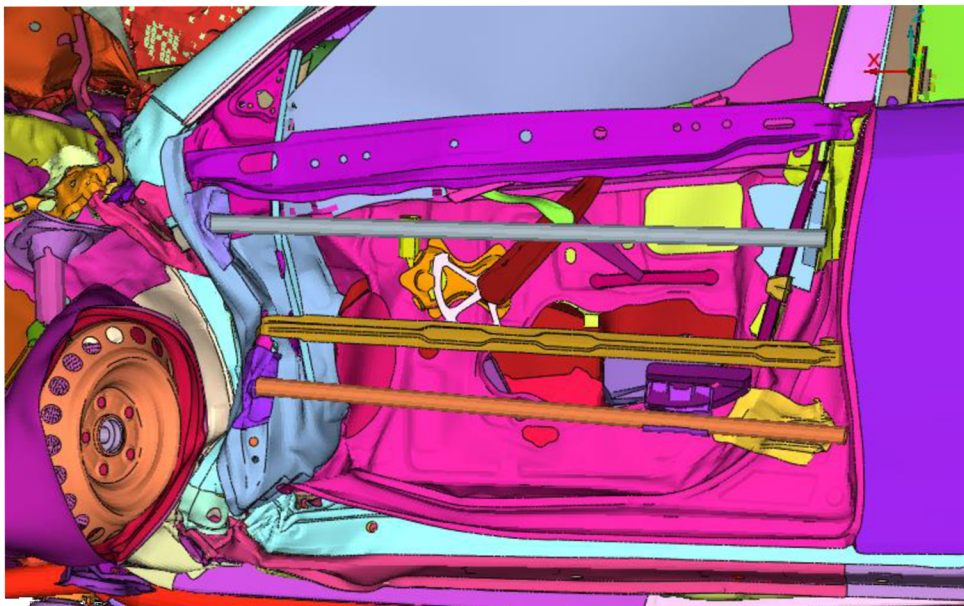
Obrázek 10.2: Výztuha dveří

Výztuha byla umístěna do horní části dveří, kde nedochází k průniku (intersekcii) s původními díly, jak můžeme vidět na obrázku 10.3.



Obrázek 10.3: Počáteční umístění výztuhy dveří

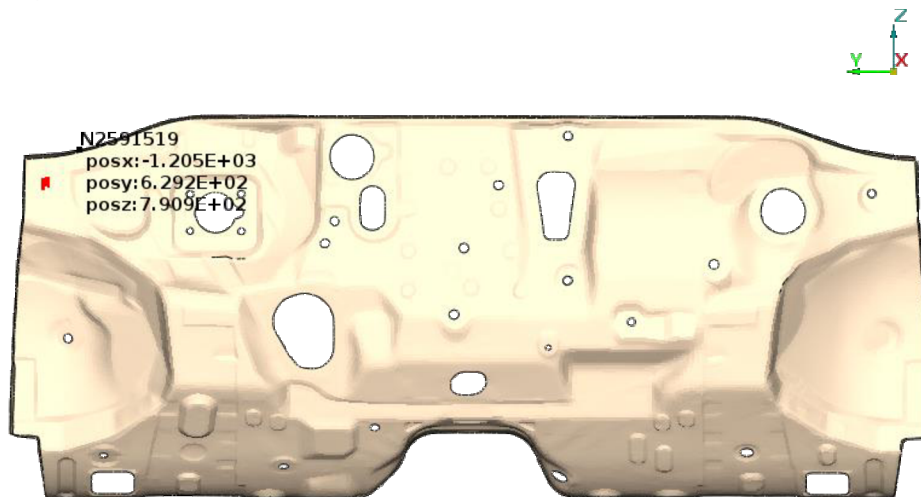
Deformovaný tvar dveří s novou výztuhou můžeme vidět na obrázku 10.4. Vidíme, že zde došlo ke zmenšení deformace předních dveří. Také původní výztuhy se v tomto případě chovaly mnohem lépe a nedocházelo k tak velkému vybočení do strany. Pořád se zde ovšem objevovaly velké deformace v oblasti natlačení předního kola do A-sloupku.



Obrázek 10.4: Deformovaný tvar dveří s výztuhou v počáteční poloze

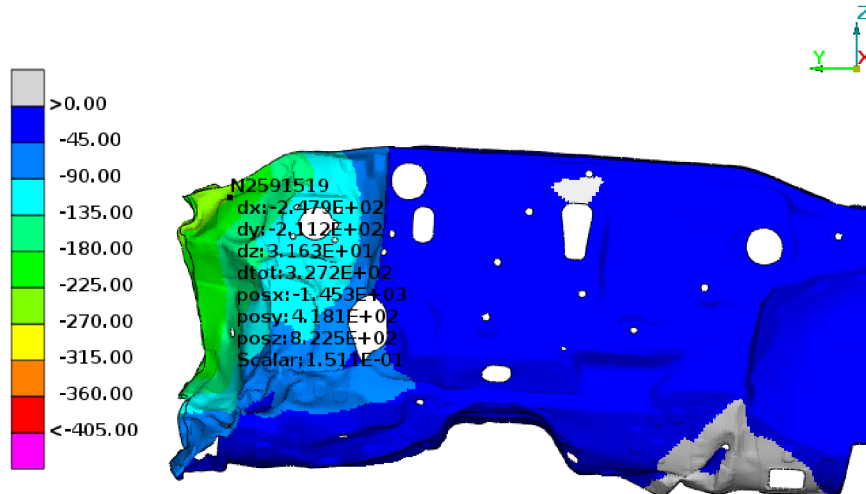
10.1 Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky

Maximální deformace se opět objevují v horní části přepážky, jak je to vidět na obrázku 10.5, kde jsou zvýrazněny červenou barvou. Největší posuv ve směru osy x je tentokrát menší o 30 mm, tedy o 2,43 %.



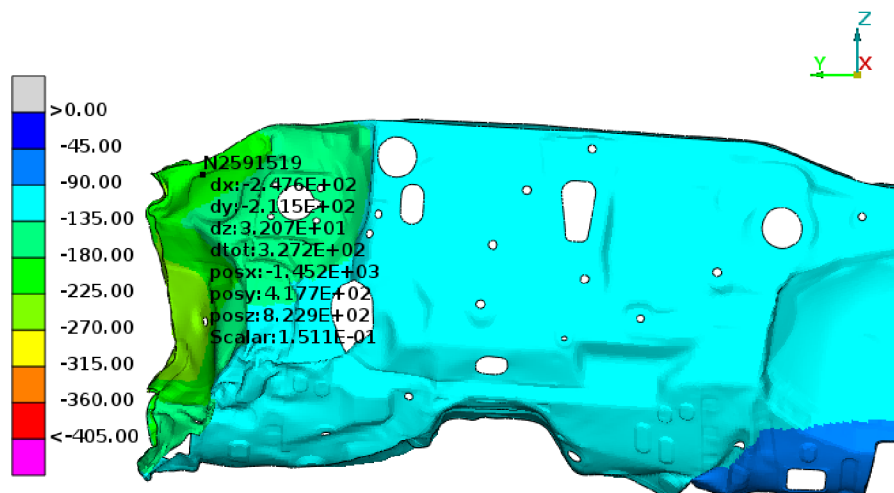
Obrázek 10.5: Přepážka mezi prostorem motoru a posádky u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze z pohledu posádky

Na obrázku 10.6 můžeme vidět, že posuvy ve směru osy x jsou rozsáhlejší než u výchozí varianty, ale zásadně se neliší.



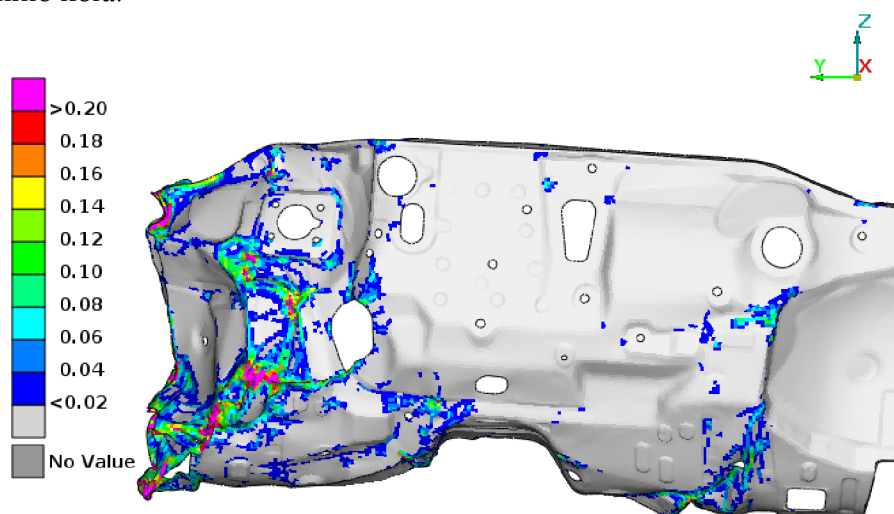
Obrázek 10.6: Posuvy ve směru osy x na přepážce mezi prostorem motoru a posádky u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze

Na obrázku 10.7 můžeme vidět, že posuvy ve směru osy y jsou téměř stejné jako u výchozí varianty. Na levé straně nedosahují tentokrát až tak vysokých hodnot.



Obrázek 10.7: Posuvy ve směru osy y na přepážce mezi prostorem motoru a posádky u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze

Obrázek 10.8 ukazuje, že nedošlo k výrazné změně plastických přetvoření na přepážce mezi prostorem motoru a posádky. Největší plastická přetvoření jsou na straně řidiče v oblasti vtláčení předního kola.



Obrázek 10.8: Maximální plastické přetvoření přepážky mezi prostorem motoru a posádky u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze

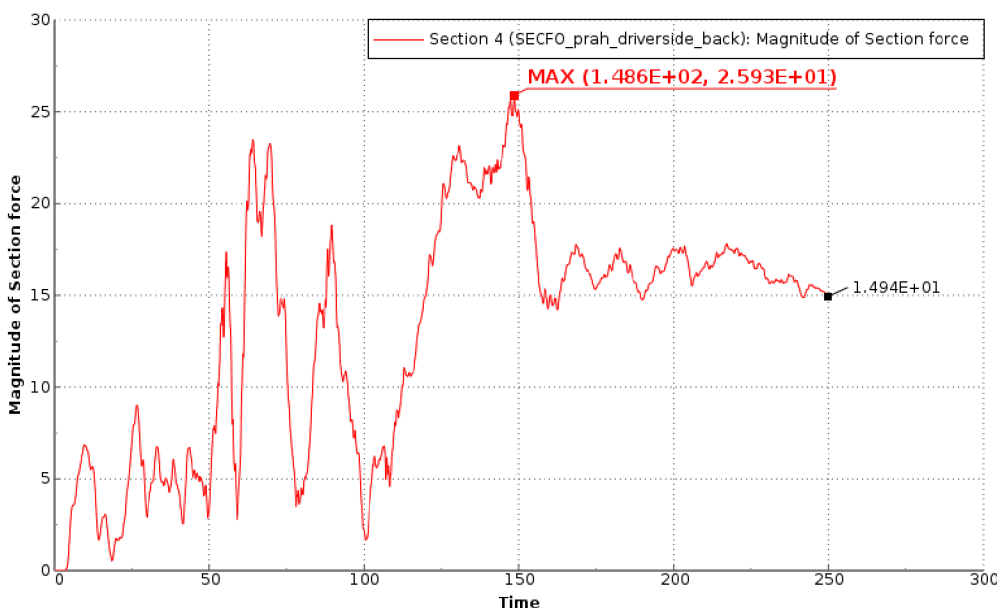
10.2 Velikost síly v prahu

Na obrázku 10.9 vidíme, že průběh síly v přední části prahu tentokrát značně odpovídal výchozí variantě. Maximum se ovšem posunulo o 6,97 kN na 44,06 kN. Zvýšení tuhosti dveří tedy mělo za následek zvýšení maximální síly v přední části prahu.



Obrázek 10.9: Závislost velikosti síly v přední části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze

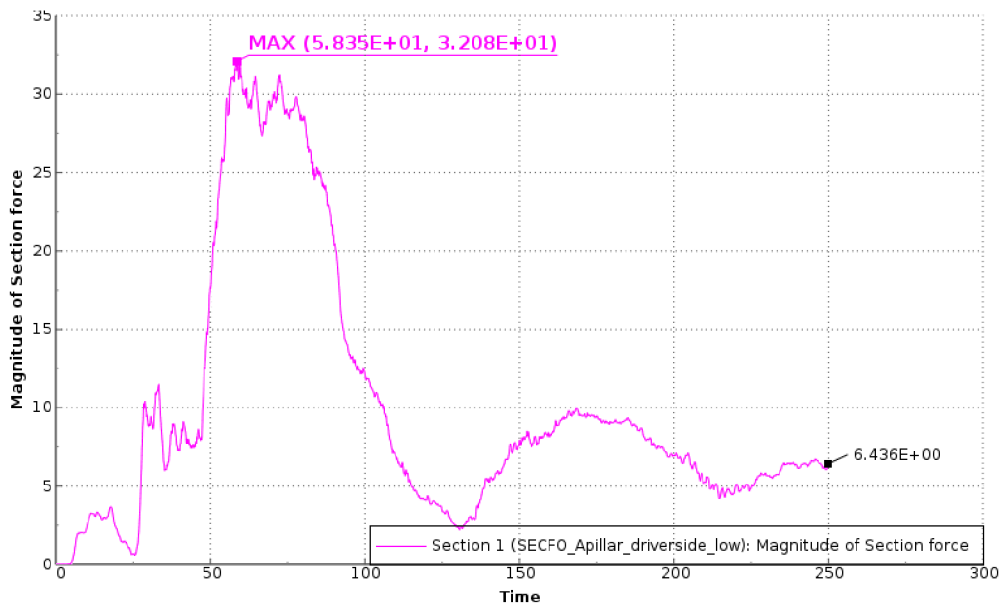
V zadní části naopak došlo k poklesu maximální dosažené síly o 7,12 kN na 25,93 kN. Můžeme tedy říct, že zatímco přední část prahu byla namáhána více, v zadní části došlo ke snížení přenášené síly.



Obrázek 10.10: Závislost velikosti síly v zadní části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze

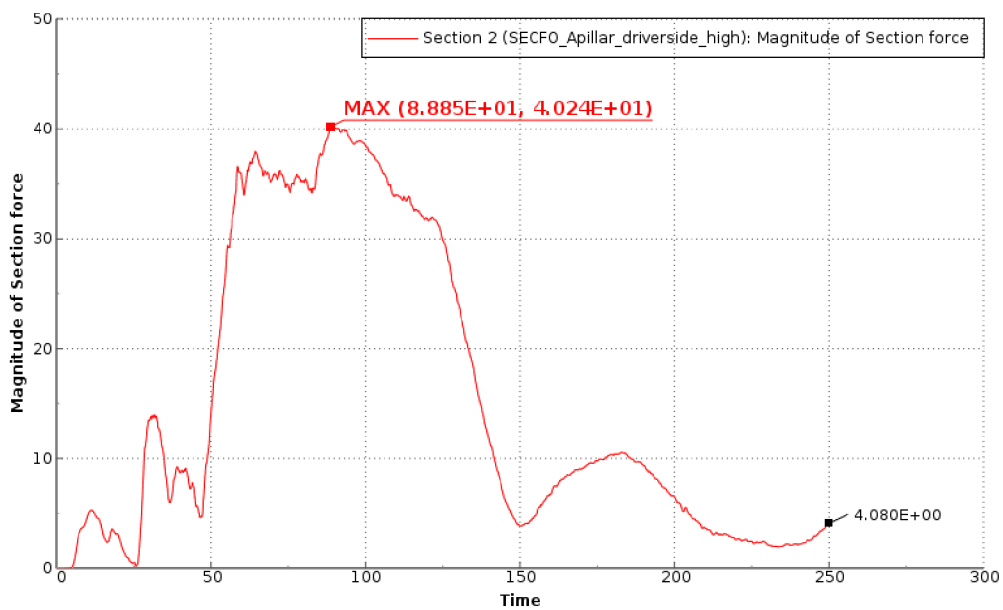
10.3 Velikost síly v horní části A-sloupku

Na obrázku 10.11 vidíme, že došlo ke snížení maximální síly ve spodní části boomerangu. Rozdíl byl sice pouhých 1,06 kN, ale i tak došlo k odlehčení boomerangu. To je velice žádoucí, jelikož boomerang je na tomto vozidle při daném nárazu velmi namáhán a dochází ke ztrátě tvarové stability boomerangu.



Obrázek 10.11: Závislost velikosti síly ve spodní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze

Podle obrázku 10.12 průběh síly u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze odpovídá průběhu síly u výchozí varianty. Maximum síly bylo navýšeno o 0,27 kN, což není žádoucí.



Obrázek 10.12: Závislost velikosti síly v horní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze

10.4 Posuv koncového bodu sloupku řízení

Opět byly vyhodnocovány posuvy ve směru osy y a ve směru osy x .

Tabulka 10.1: Posuvy koncového bodu sloupku řízení u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze

varianta	posuv ve směru osy x [mm]	posuv ve směru osy y [mm]
výztuha na dveřích v počáteční poloze	-32,98	-190,9

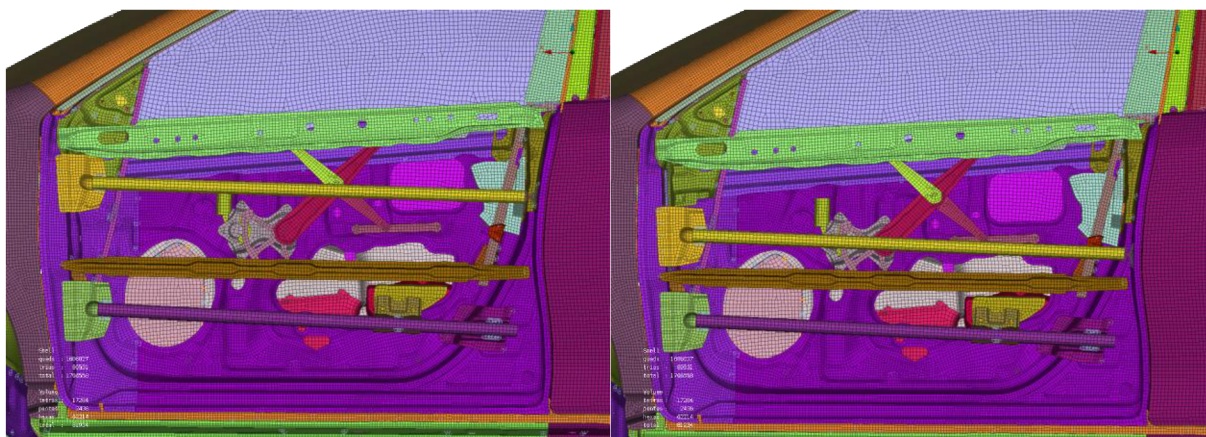
Vidíme, že posuv ve směru osy y je u této varianty o 7,6 mm menší než u výchozí varianty.

10.5 Informace získané z výpočtu varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze

Z výpočtu s výztuhou v počáteční poloze bylo zjištěno, že dochází k většímu zatížení prahu a odlehčení boomerangu, což napomáhá menší deformaci boomerangu. Je sice více zatížena spodní část vozidla, ale jen o 18,79 %.

Na druhou stranu pořád dochází k velké deformaci v oblasti vtlačení předního kola, jak je vidět na obrázku 10.8. To vede k velkým deformacím přepážky mezi prostorem motoru a posádky, což by mělo podstatný vliv na zdraví posádky.

Byla tedy navržena nová varianta s podobnou výztuhou, která byla pouze umístěna níže tak, aby snížila deformace přepážky. Upravené umístění výztuhy můžeme vidět na obrázku 10.13.

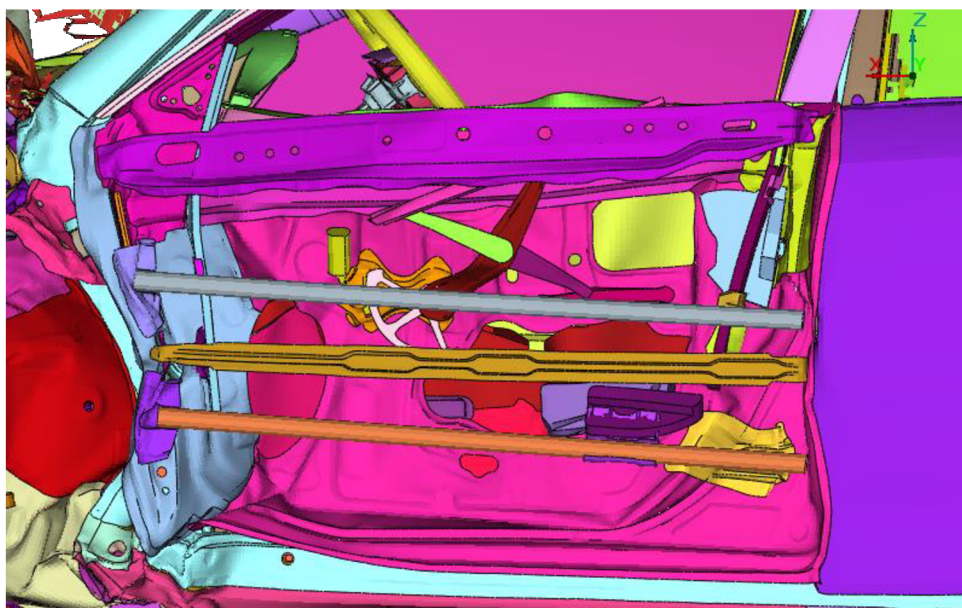


Obrázek 10.13: Úprava polohy výztuhy předních dveří

11 Vyztužení předních dveří s upraveným umístěním výztuhy

Do výchozí varianty byla přidána výztuha předních dveří, která je vidět na obrázku 10.13. Tato výztuha by měla přispět ke zmenšení deformace boomerangu a ke zmenšení intruzí na přepážce mezi prostorem posádky a motoru.

Výztuha je tvořena trubkou o průměru 30 mm, délce 990 mm a tloušťce 2,7 mm. V přední části je trubka navařena na plech o tloušťce 3,3 mm, který je přivařen ke konstrukci dveří. Na část dveří u B-sloupku je výztuha napojena pomocí Rigid body typu 0. Deformovaný tvar dveří s upravenou polohou výztuhy můžeme vidět na obrázku 11.1.



Obrázek 11.1: Deformovaný tvar předních dveří u varianty s výztuhou dveří s upraveným umístěním výztuhy

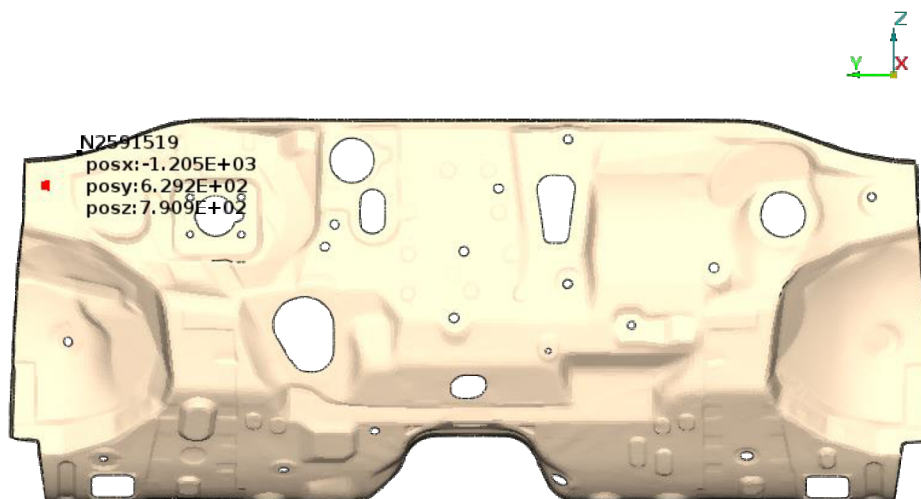
V této variantě si dveře mnohem lépe zachovaly svůj původní tvar, jak je vidět na obrázku 11.1. Posunutí výztuhy mělo pozitivní vliv na kompaktnost prostoru posádky a můžeme předpokládat zmenšení intruzí na přepážce mezi prostorem motoru a posádky.

Došlo sice k mírnému prohnutí nové výztuhy, ale nedošlo k jejímu zborcení nebo porušení vazeb výztuhy na dveře. Můžeme tedy říct, že konstrukce samotné výztuhy a její napojení na dveře jsou v pořádku.

Nová výztuha zamezila zborcení původních výztuh, jak tomu bohužel bylo u výchozí varianty.

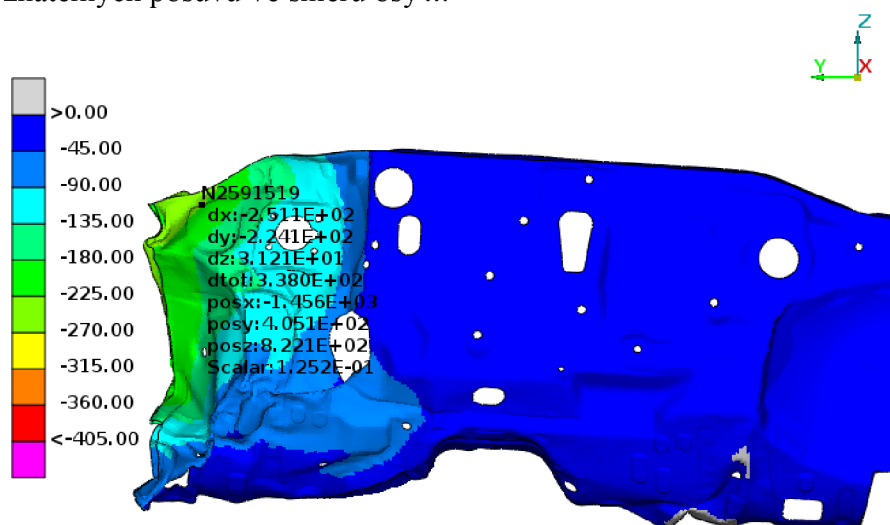
11.1 Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky

Na obrázku 11.1 vidíme, že největší intruze se sice objevují ve stejných místech jako u výchozí varianty, maximum je ovšem menší o 30 mm. To je stejná hodnota jako u výztuhy v počáteční poloze. Rozložení největších intruzí je také podobné jako u výztuhy v počáteční poloze.



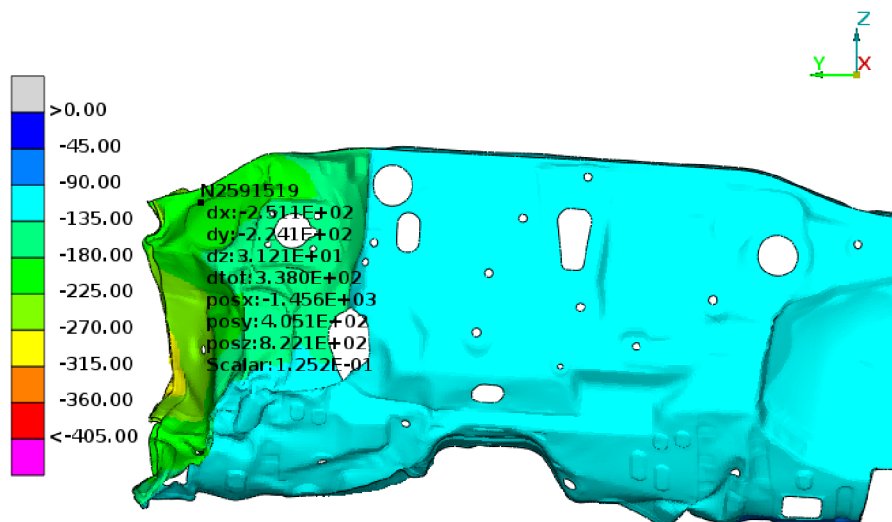
Obrázek 11.1: Přepážka mezi prostorem motoru a posádky u varianty s vyztužením předních dveří a upraveným umístěním výztuhy z pohledu posádky

Velikost posuvů ve směru osy x je podobná výchozí variantě. Pouze na straně spolujezdce jsou posuvy téměř po celé přepážce na rozdíl od výchozí varianty, kde jsou oblasti bez znatelných posuvů ve směru osy x .



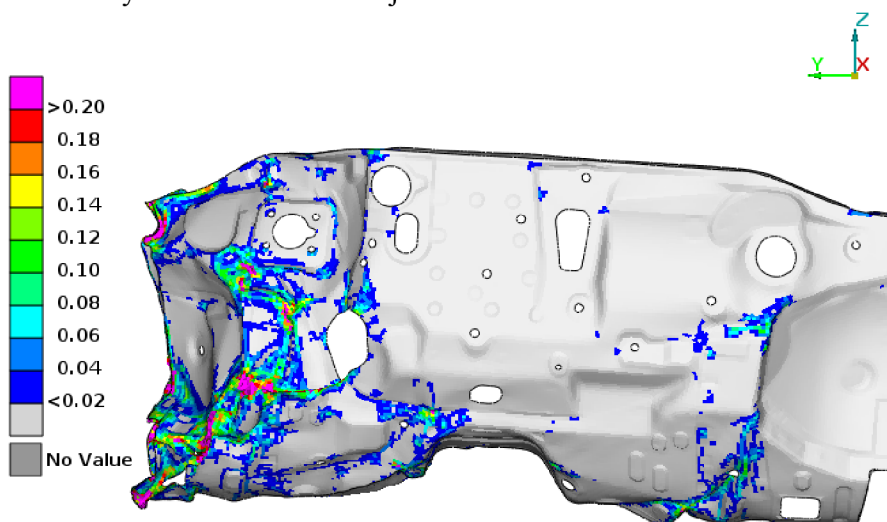
Obrázek 11.2: Posuvy ve směru osy x na přepážce mezi prostorem motoru a posádky u varianty s vyztužením předních dveří a upraveným umístěním výztuhy z pohledu posádky

Na obrázku 11.3 vidíme, že posuvy ve směru osy y jsou menší na straně spolujezdce oproti posuvům ve výchozí variantě. Stěžejní jsou ovšem posuvy na straně řidiče a ty se od výchozí varianty nijak zásadně neliší.



Obrázek 11.3: Posuvy ve směru osy y na přepážce mezi prostorem motoru a posádky u varianty s vyztužením předních dveří a upraveným umístěním výztuhy z pohledu posádky

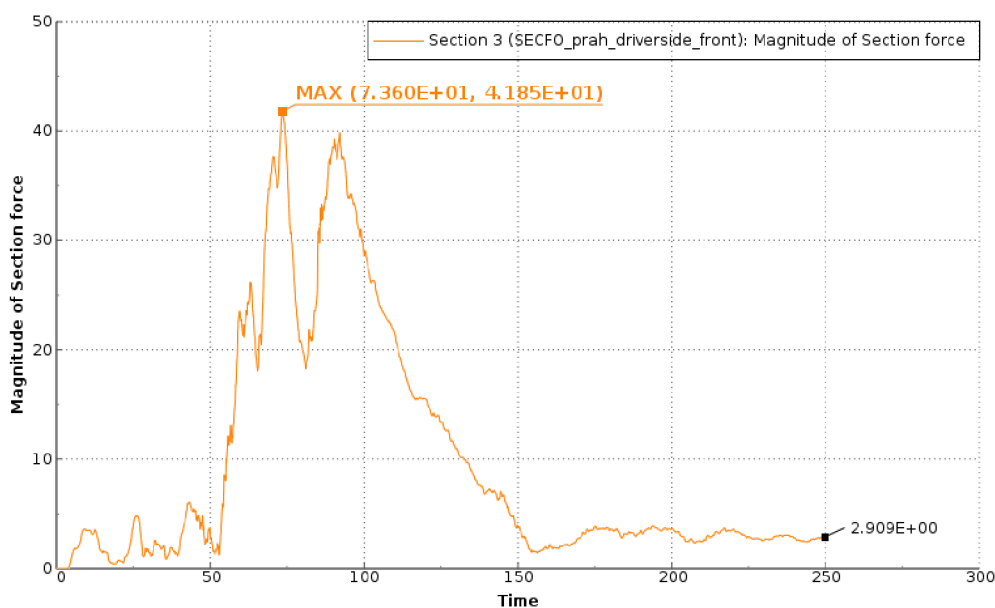
Obrázek 11.4 ukazuje plastické deformace na přepážce mezi prostorem motoru a posádky, které jsou srovnatelné s výchozí variantou a nijak zásadně se od ní neliší.



Obrázek 11.4: Maximální plastické přetvoření přepážky mezi prostorem motoru a posádky u varianty s vyztužením předních dveří a upraveným umístěním výztuhy z pohledu posádky

11.2 Velikost síly v prahu

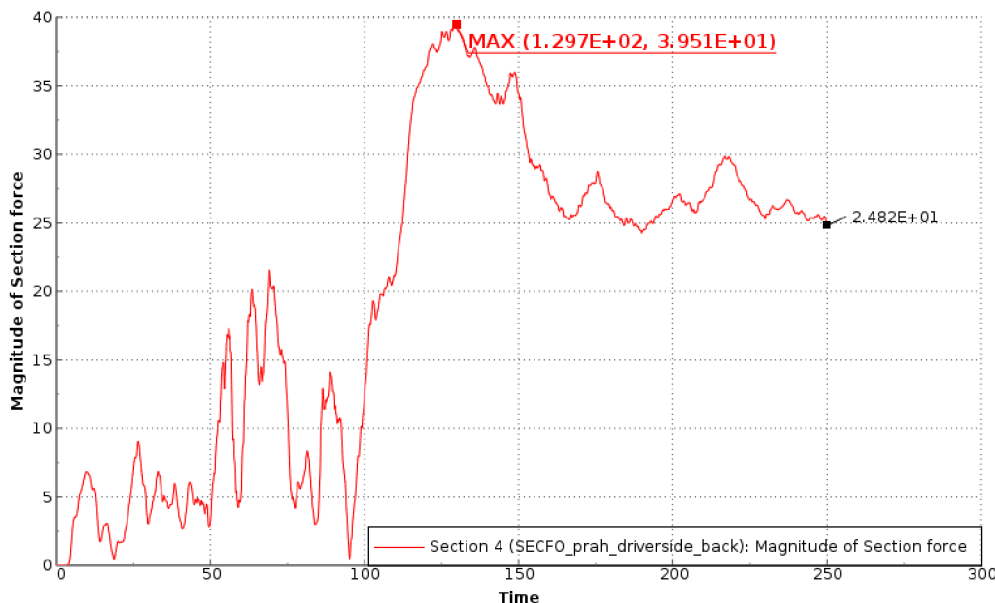
Síla v přední části prahu dosáhla u této varianty nejvyšší hodnoty 41,85 kN, jak je vidět na obrázku 11.5. To je o 4,76 kN více než u výchozí varianty. Došlo tedy k většímu zatížení přední části prahu a následně síla klesla pod 5 kN.



Obrázek 11.5: Závislost velikosti síly v přední části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s vyztužením předních dveří a upraveným umístěním výztuhy

Na obrázku 11.6 můžeme vidět, že síla v zadní části prahu dosáhla až 39,51 kN, což je o 6,46 kN více než u výchozí varianty.

Vidíme tedy, že u této varianty byl práh u řidiče mnohem více zatížen než u výchozí varianty.

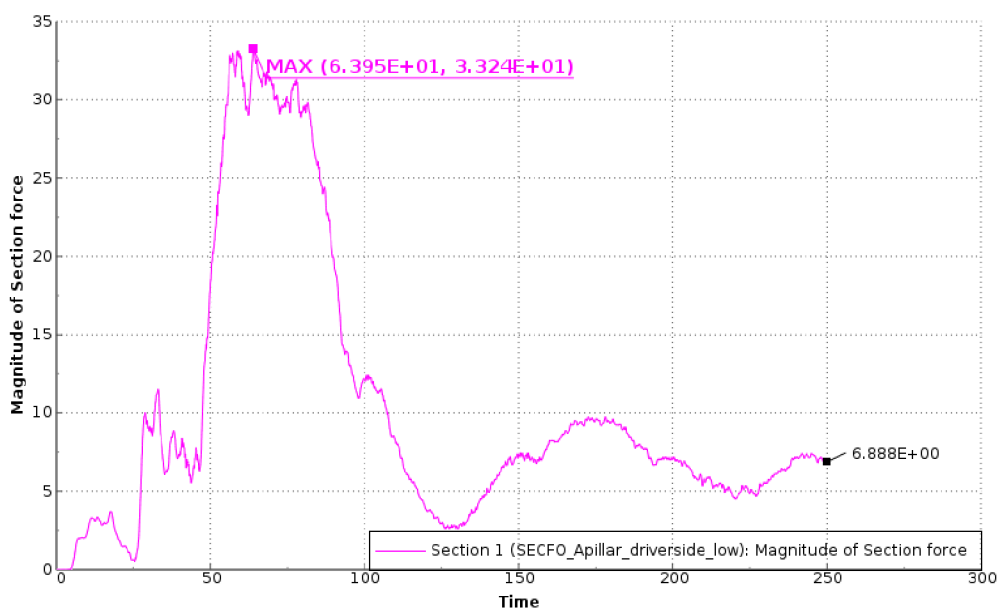


Obrázek 11.6: Závislost velikosti síly v zadní části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s vyztužením předních dveří a upraveným umístěním výztuhy

11.3 Velikost síly v horní části A-sloupku

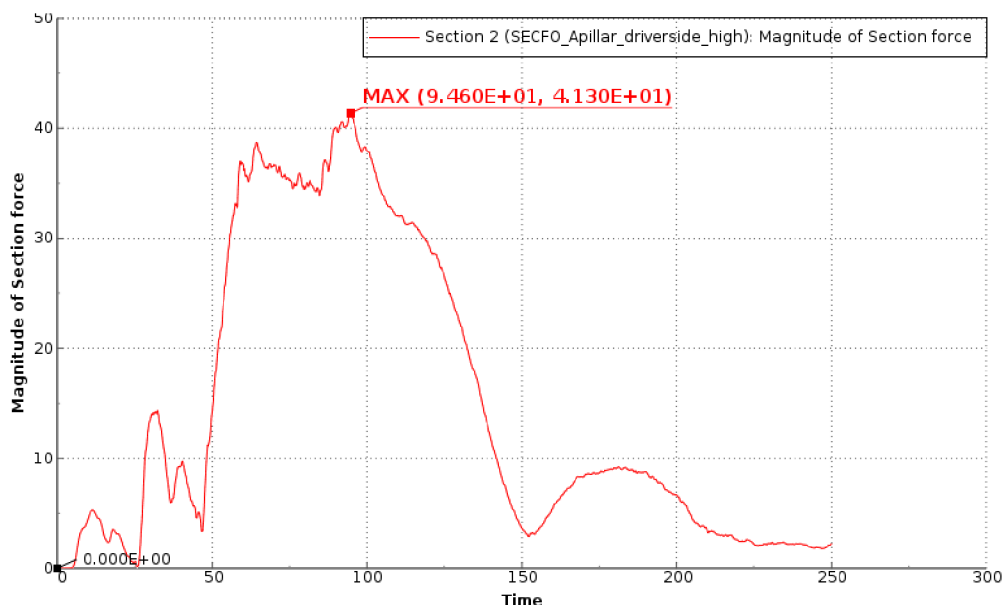
Na obrázku 11.7 vidíme průběh síly ve spodní části boomerangu. Důležité je zde především srovnání s variantou s výztuhou dveří v počáteční poloze a s výchozí variantou. Oproti variantě s výztuhou dveří v počáteční poloze zde byl nárůst maximální síly o 1,16 kN, což se dalo očekávat vzhledem k tomu, že výztuha je tentokrát dále od boomerangu.

Ve srovnání s výchozí variantou byla maximální hodnota síly ve spodní části boomerangu také vyšší, a to 0,1 kN. Jde o malý nárůst, ale očekáváno bylo spíše snížení maximální hodnoty síly ve spodní části boomerangu.



Obrázek 11.7: Závislost velikosti síly ve spodní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s vyztužením předních dveří a upraveným umístěním výztuhy

Důležité je i srovnání síly v horní části boomerangu, kterou pro tuto variantu můžeme vidět na obrázku 11.8. Oproti variantě s výztuhou dveří v počáteční poloze zde byl nárůst maximální síly o 1,06 kN. Ve výchozí variantě byla hodnota maximální síly v horní části boomerangu nižší o 1,33 kN.



Obrázek 11.8: Závislost velikosti síly v horní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s vyztužením předních dveří a upraveným umístěním výztuhy

Došlo tedy k navýšení sil v boomerangu nejen vzhledem k variantě s výztuhou dveří v počáteční poloze, ale i vzhledem k výchozí variantě, což je poměrně problémové. Boomerang

byl totiž u výchozí varianty jedním z kritických míst a došlo na něm ke ztrátě tvarové stability. Bylo by tedy spíše vhodné, pokud by došlo k odlehčení této části vozidla.

11.4 Posuv koncového bodu sloupku řízení

Byly zjišťovány posuvy ve směru osy y a ve směru osy x .

Tabulka 11.1: Posuvy koncového bodu sloupku řízení u varianty s vyztužením předních dveří a upraveným umístěním výztuhy

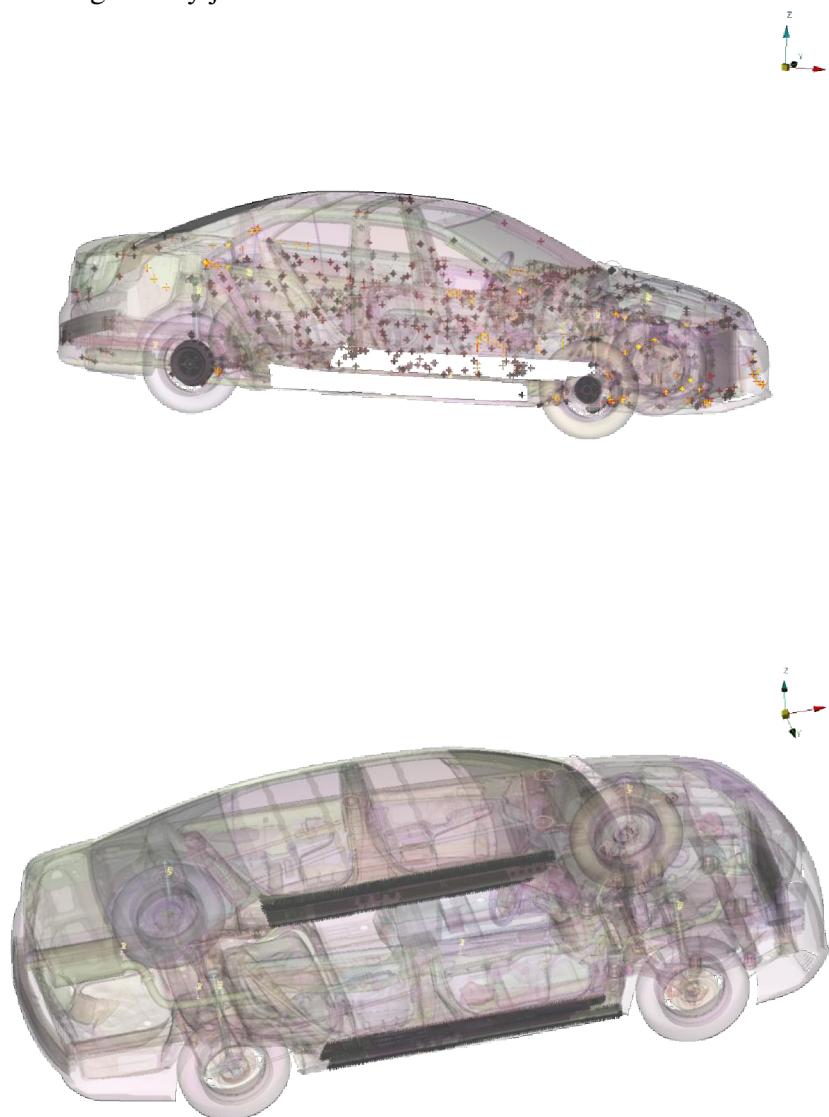
varianta	posuv ve směru osy x [mm]	posuv ve směru osy y [mm]
výztuha na dveřích s upraveným umístěním	-35,6	-193,9

Tentokrát byl posuv ve směru osy y menší pouze o 4,6 mm.

12 Vyztužení prahů vozidla

Při nárazu dojde k natlačení předního kola do A-sloupku a prahu u řidiče. Proto bylo jednou z navržených úprav vyztužení těchto prahů. Především mělo být zmírněno deformování prostoru posádky.

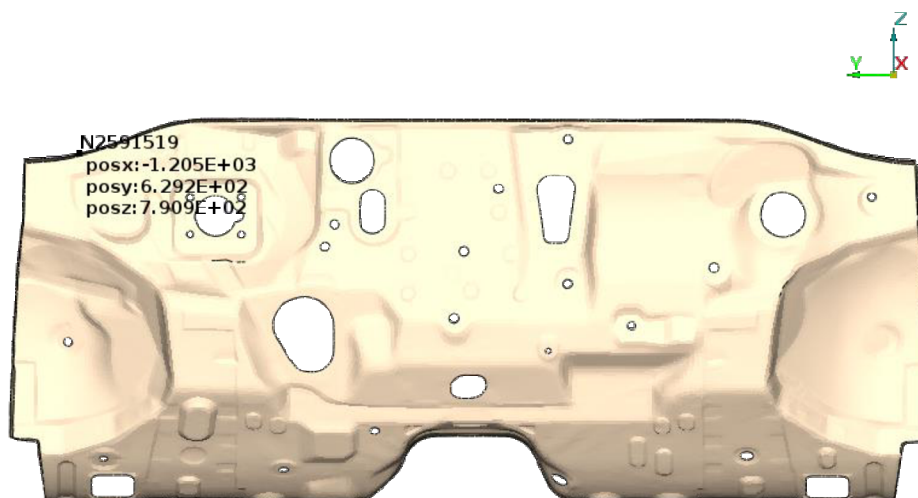
Vyztužení prahů bylo dosaženo pomocí Rigid body typu 0 v každém z prahů. Rigid body úplně zamezilo vzájemnému posuvu uzlů daného prahu a byla tak dosažena nekonečná tuhost prahů. Nové Rigid body jsou vidět na obrázku 12.1.



Obrázek 12.1: Přidané Rigid body do vozidla

12.1 Deformace přepážky mezi prostorem motoru a posádky

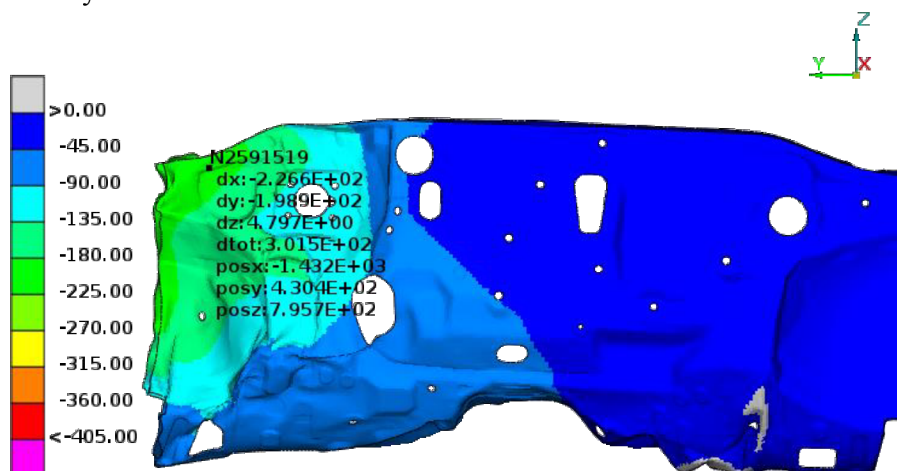
Intruze byly zjištěny pomocí scriptu popsáno v podkapitole 6.1.1. Můžeme je vidět na obrázku 12.2.



Obrázek 12.2: Přepážka mezi prostorem motoru a posádky u varianty s vyztuženými prahy z pohledu posádky

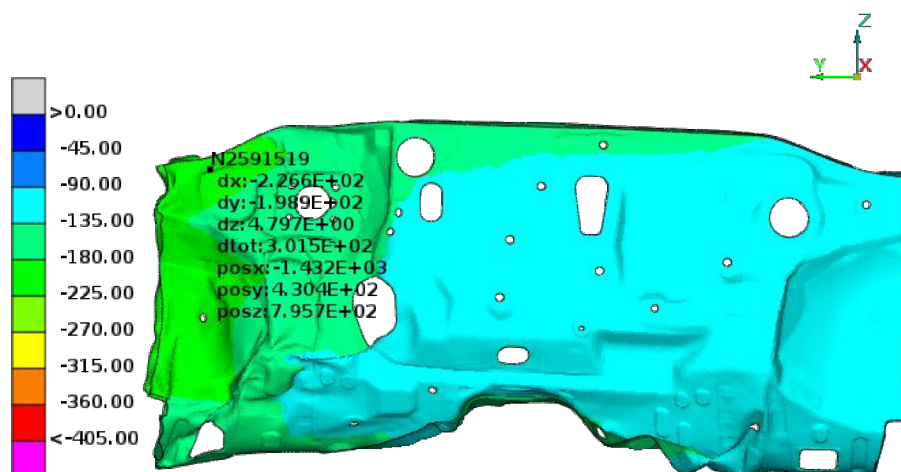
Největší intruze byla opět v horní části na straně řidiče. Ve směru osy y nabyla hodnoty o 30 mm menší než u výchozí varianty.

Na obrázku 12.3. můžeme vidět, že posuvy ve směru osy x u této varianty dosáhly vyšších hodnot na celé straně řidiče. Na straně spolujezdce můžeme také pozorovat mírné navýšení posuvů ve směru osy x .



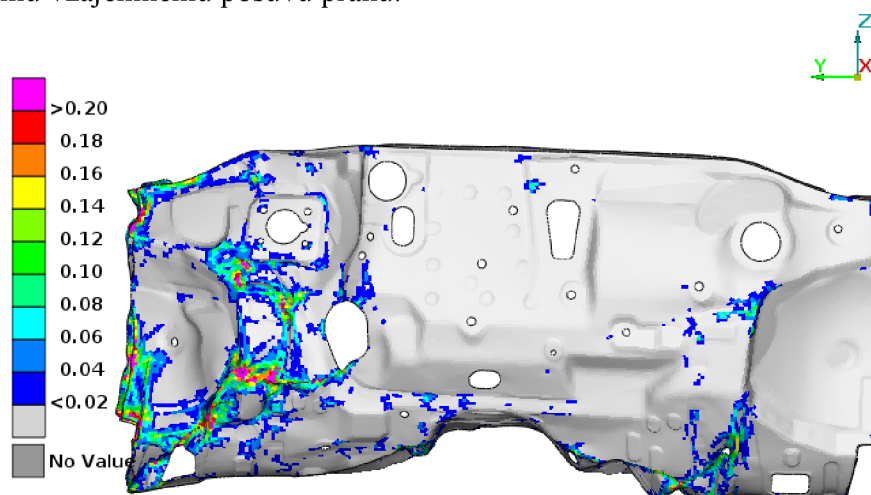
Obrázek 12.3: Posuvy ve směru osy x na přepážce mezi prostorem motoru a posádky u varianty s vyztuženými prahy

Na obrázku 12.4 je vidět, že posuvy ve směru osy y byly oproti výchozí variantě větší na celé přepážce mezi prostorem motoru a posádky. Posuvy ve směru osy y vůči vozidlu poukazují na deformaci podlahy vozidla.



Obrázek 12.4: Posuvy ve směru osy y na přepážce mezi prostorem motoru a posádky u varianty s vyztuženými prahy

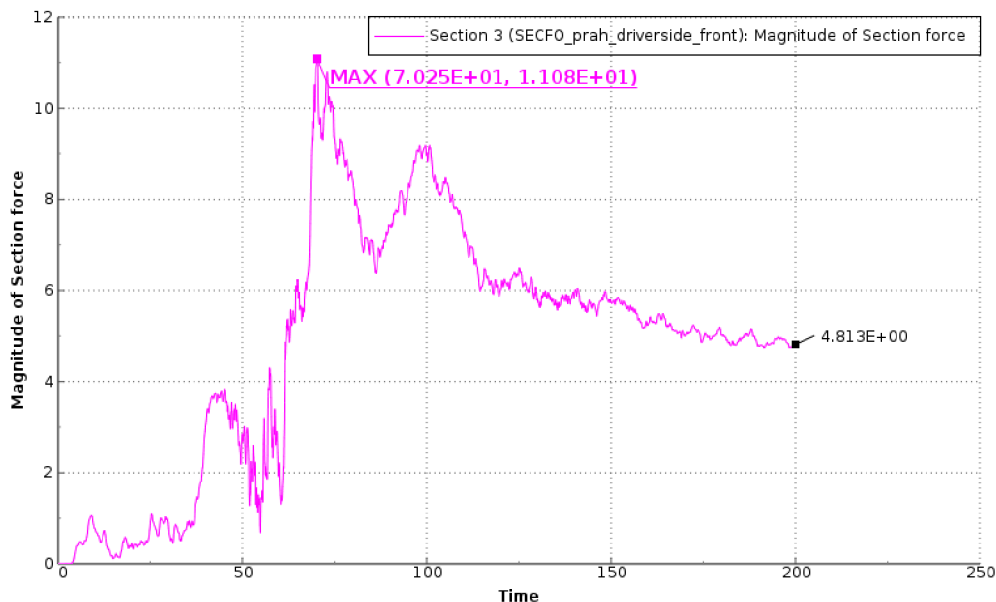
Na obrázku 12.5 vidíme, že podlaha je značně deformovaná. Je tedy pravděpodobné, že došlo k velkému vzájemnému posuvu prahů.



Obrázek 12.5: Maximální plastické přetvoření přepážky mezi prostorem motoru a posádky u varianty s vyztuženými prahy

12.2 Velikost síly v prahu

Na obrázku 12.6 vidíme, že průběh síly je v této variantě úplně jiný než ve výchozí variantě, kterou můžeme vidět v podkapitole 7.6. Je to způsobeno zvýšenou tuhostí prahů. Maximální dosažená hodnota síly je zde pouze 11,08 kN.



Obrázek 12.6: Závislost velikosti síly v přední části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s vyztuženými prahy

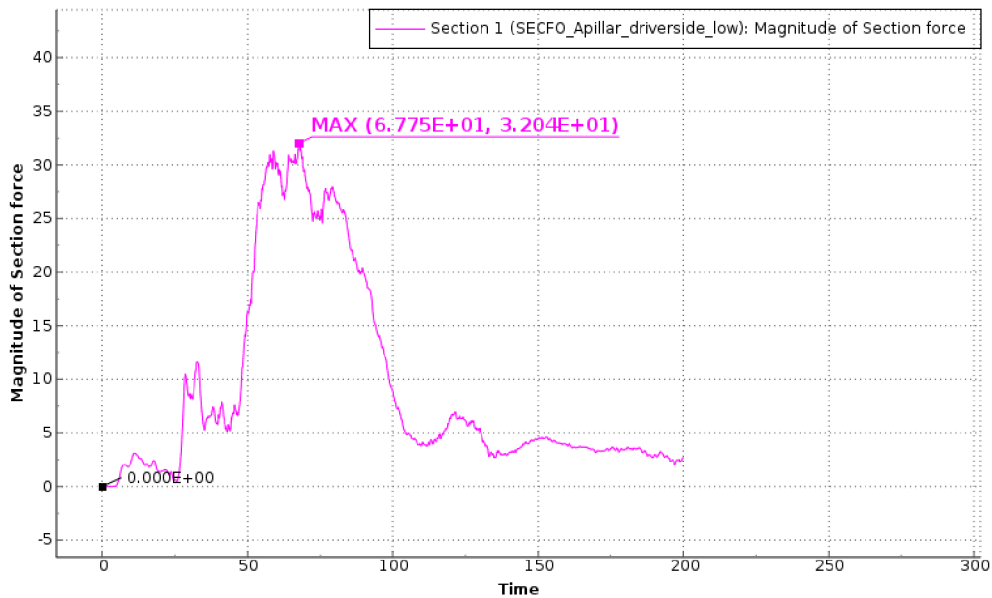
Velikost síly v zadní části prahu je mnohem menší než u výchozí varianty. Maximální dosažená hodnota je zde velmi malá, a to pouhých 6,3 kN. Opět je to způsobeno zvýšenou tuhostí prahů.



Obrázek 12.7: Závislost velikosti síly v zadní části prahu [kN] na čase [ms] u varianty s vyztuženými prahy

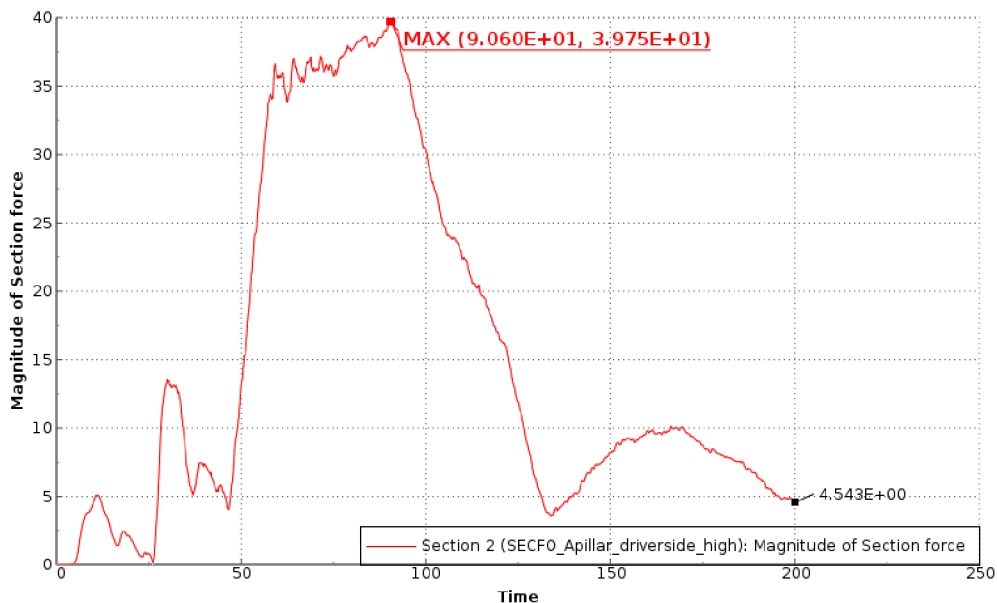
12.3 Velikost síly v horní části A-sloupku

Na obrázku 12.8 vidíme, že průběh síly ve spodní části boomerangu je velice podobný průběhu síly u výchozí varianty. I maximální dosažená hodnota 32,04 kN se od té ve výchozí variantě liší pouze o 0,9 kN.



Obrázek 12.8: Závislost velikosti síly ve spodní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s vyztuženými prahy

Průběh síly v horní části boomerangu na obrázku 12.9 je také velmi podobný průběhu síly u výchozí varianty. Maximální dosažená hodnota síly je 39,75 kN, což je o 0,22 kN méně než u výchozí varianty.



Obrázek 12.9: Závislost velikosti síly v horní části boomerangu [kN] na čase [ms] u varianty s vyztuženými prahy

12.4 Posuv koncového bodu sloupku řízení

Opět byly vyhodnocovány posuvy ve směru osy y a ve směru osy x .

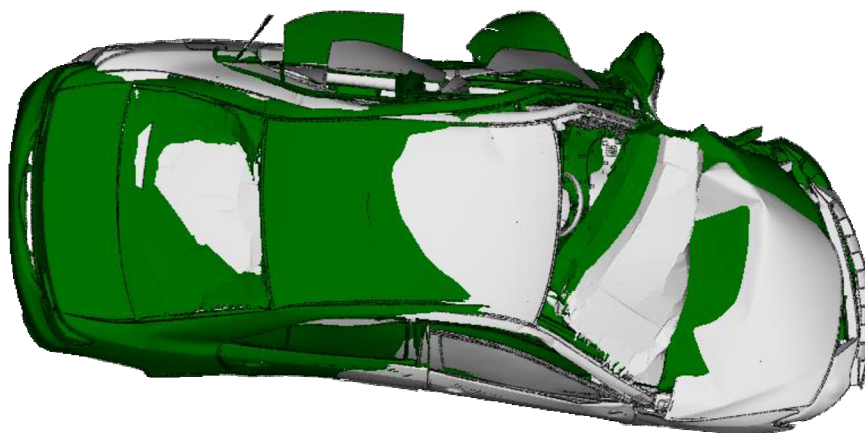
Tabulka 12.1: Posuvy koncového bodu sloupku řízení u varianty s vyztuženými prahy

varianta	posuv ve směru osy x [mm]	posuv ve směru osy y [mm]
vyztužení prahů vozidla	-37,18	-148,6

U varianty s vyztuženými prahy sice došlo k největšímu posuvu ve směru osy x , ale ve směru osy y byl výsledek ze všech variant nejlepší. Rozdíl činil 49,9 mm.

12.5 Grafické srovnání s výchozí variantou

Na obrázku 12.10 je výchozí varianta znázorněna šedou barvou, varianta s vyztuženými prahy je potom znázorněna zelenou barvou. Můžeme zde vidět, že deformovaný tvar je podobný. U výchozí varianty došlo k většímu vybočení přední části.



Obrázek 12.10: Grafické srovnání s výchozí variantou

13 Závěr

V této diplomové práci jsem se zabýval návrhem konstrukčních úprav pro zmírnění následků předního nárazu automobilu do nedeformovatelné bariéry. Vzájemné překrytí bariéry a automobilu bylo 25% šířky vozidla. Simulace nárazu byla provedena pomocí výpočtového modelování za použití explicitní formy metody konečných prvků. Konečnoprvkový model vozidla Toyota Camry byl vytvořen Centrem pro bezpečnost a analýzu kolizí a skládal se z 1086 částí, které byly tvořeny 2 257 280 prvky.

Entity používané řešičem LS-Dyna byly konvertovány na entity pro řešič PAM-Crash v prostředí Visual-Environment. Model byl následně upravován v preprocesoru ANSA a samotný výpočet byl proveden v řešiči PAM-Crash s následným vyhodnocením v programu META.

Byly navrženy následující konstrukční úpravy: Změna materiálu boomerangu, přidání výztuh na přední deformační element, přidání výztuhy do předních dveří s následnou úpravou umístění a vyztužení prahu vozidla. Vliv výše uvedených konstrukčních úprav byl posuzován z následujících hledisek:

- 1) Intruze na přepážce mezi prostorem motoru a posádky
- 2) Maximální síly v prahu
- 3) Maximální síly v boomerangu
- 4) Posuvy koncového bodu sloupku řízení

13.1 Intruze na přepážce mezi prostorem motoru a posádky

Tabulka 13.1: Maximální intruze pro jednotlivé varianty

varianta	Maximální intruze - posuv ve směru osy x [mm]	Procentuální rozdíl oproti výchozí variantě
výchozí	-242,8	–
změna materiálů boomerangu	-204,4	-16%
výztuha na předním deformačním elementu	-236,3	-3%
výztuha na dveřích v počáteční poloze	-247,6	2%
výztuha na dveřích s upraveným umístěním	-251,1	3%
vyztužení prahů vozidla	-226,6	-7%

U většiny variant došlo ke snížení maximálních intruzí. Pouze u variant s vyztužením dveří byly intruze navýšeny, ale pouze o méně než 10 mm. Nejnižších intruzí bylo dosaženo u varianty se změnou materiálů boomerangu.

Z hlediska bezpečnosti posádky to není dostatečné a intruze jsou pořád příliš velké. Stávající přepážka mezi prostorem motoru a posádky je tedy nevyhovující a měla by být navržena znovu s ohledem na možnost deformace A-sloupku.

13.2 Zatížení prahu u spolujezdce

Tabulka 13.2: Maximální síly v prahu pro jednotlivé varianty

varianta	Max. síla v přední části prahu [kN]	Max. síla v zadní části prahu [kN]
výchozí	37,09	33,05
změna materiálů boomerangu	43,71	48,77
výztuha na předním deformačním elementu	35,03	36,76
výztuha na dveřích v počáteční poloze	44,06	25,93
výztuha na dveřích s upraveným umístěním	41,85	39,51
vyztužení prahů vozidla	11,08	63,03

Záměrem bylo co nejvíce přenést zatížení na práh, aby byly odlehčeny ostatní části konstrukce. Nejzajímavější bylo především zatížení v přední části prahu, jelikož tam docházelo k největším deformacím.

Největšího zatížení v přední části bylo dosaženo u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze a u varianty se změnou materiálů boomerangu. Můžeme tedy říct, že z hlediska zatížení v přední části prahu jsou tyto varianty nejlepší. Naopak nejmenší zatížení v přední části prahu bylo dosaženo u varianty s vyztužením prahů.

V zadní části bylo dosaženo nejvyšší síly u varianty s vyztužením prahů, ale kvůli nízké síle v přední části je tato varianta z hlediska sil v prahu nevhodná. Při vynechání této varianty byla varianta s nejvyšší silou v zadní části prahu varianta se změnou materiálů boomerangu.

Jelikož bylo dosaženo u varianty se změnou materiálů boomerangu nejvyšších sil v prahu u řidiče, jeví se tato varianta z tohoto hlediska jako nejlepší.

13.3 Zatížení boomerangu

Tabulka 13.3: Maximální síly v boomerangu pro jednotlivé varianty

varianta	Max. síla ve spodní části boomerangu [kN]	Max. síla v horní části boomerangu [kN]
výchozí	33,14	39,97
změna materiálů boomerangu	48,9	58,03
výztuha na předním deformačním elementu	33,61	40,29
výztuha na dveřích v počáteční poloze	32,08	40,24
výztuha na dveřích s upraveným umístěním	33,24	41,3
vyztužení prahů vozidla	32,04	39,75

U výchozí varianty došlo ke zborcení boomerangu, a proto bylo vhodné snížení sil jak ve spodní, tak horní části boomerangu. Výjimkou byla pouze varianta se změnou materiálů boomerangu, kde byl upravován přímo boomerang, a nelze ji tedy z tohoto hlediska porovnávat s ostatními variantami.

Dosažené síly ve spodní části se nijak zásadně neliší. Nejnížší síly ve spodní části boomerangu bylo dosaženo u varianty s výztuhou dveří v počáteční poloze a při vyztužení prahů vozidla. V horní části bylo dosaženo nejnížší síly u stejných variant a u varianty s výztuhou předního deformačního elementu. Ke snížení síly v horní části boomerangu došlo ale jen při vyztužení prahů vozidla.

Z hlediska maximálních dosažených sil v boomerangu se nejlépe jeví varianta s výztuhou na dveřích v počáteční poloze a varianta s vyztužením prahů. Žádná z variant nedopadla vyloženě špatně a nedošlo ke výraznému zvýšení sil na boomerangu.

13.4 Posuvy koncového bodu sloupku řízení

Tabulka 13.4: Posuvy koncového bodu sloupku řízení pro jednotlivé varianty

varianta	posuv ve směru osy x [mm]	posuv ve směru osy y [mm]
výchozí	-23,73	-198,5
změna materiálů boomerangu	-26,37	-164,9
výztuha na předním deformačním elementu	-21,6	-187,3
výztuha na dveřích v počáteční poloze	-32,98	-190,9
výztuha na dveřích s upraveným umístěním	-35,6	-193,9
vyztužení prahů vozidla	-37,18	-148,6

U sloupku řízení byl, jak už bylo uvedeno, nejdůležitější posuv ve směru osy y, protože přímo ovlivňuje míru fungování airbagu řidiče. Byla stanovena hranice posuvu ve směru osy y 100 mm nutná pro správné fungování airbagu.

Bohužel u žádné z variant nedošlo k menšímu posuvu ve směru osy y, než je stanovená hranice. Nejmenší posuv byl u varianty s vyztužením prahů a poté u varianty se změnou materiálu boomerangu.

Ve směru osy x docházelo spíše k navýšení posuvu, jež nebylo příliš významné a na funkci airbagu by tyto malé změny pravděpodobně neměly vliv.

13.5 Navrhované úpravy

Z provedených výpočtů můžeme vyvodit několik závěrů. Bylo by vhodné znovu navrhnout přepážku mezi prostorem motoru a posádky. Dále se jeví jako správný postup vyztužení horní části A-sloupku, tzv. boomerangu, a prahů u předních dveří.

Při vyztužení prahů u předních dveří je také doporučeno vyztužení podlahy, aby nedošlo k vzájemnému posuvu prahů.

Také je možné dodatečné vyztužení dveří, ale bylo by nutné další testování různých způsobů vyztužení a zajištění správného chování dané výztuhy. V počítaných variantách sice došlo ke zlepšení chování vozidla při nárazu v určitých ohledech, ale zároveň ovšem došlo ke zhoršení v jiných ohledech, jako například x-ový posuv koncového bodu sloupku řízení a intruze na přepážce mezi prostorem motoru a posádky. V dané situaci bych tedy vyztužení dveří nedoporučoval.

Seznam použitých zdrojů

- [1] *Info.cz* [online]. b.r. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://www.info.cz/magazin/moudrost-do-kapsy-top-20-citatu-stephena-hawkinga-722.html>
- [2] VRAŽINA, L. *Parametrická studie absorpčního prvku zadní části vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Šebek.
- [3] *Euro NCAP* [online]. b.r. [cit. 2019-02-25]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/>
- [4] *Insurance Institute for Highway Safety* [online]. b.r. [cit. 2019-02-25]. Dostupné z: www.iihs.org
- [5] *National Highway Traffic Safety Administration* [online]. b.r. [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: <https://www.nhtsa.gov/>
- [6] *Vyr-prod-exp19_2-1* [online]. b.r. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: https://autosap.cz/wp-content/uploads/2019/03/vyr-prod-exp19_2-1.pdf
- [7] *Center for Collision Safety and Analysis* [online]. 4087 University Drive, Suite 2100 Fairfax, VA 22030, b.r. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.ccsa.gmu.edu/>
- [8] *Development & Validation of a Finite Element Model for the 2012 Toyota Camry Passenger Sedan* [online]. b.r. [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://www.ccsa.gmu.edu/wp-content/uploads/2016/06/2012-toyota-camry-tech-summary-v5.pdf>
- [9] *Small Overlap Frontal Crashworthiness Evaluation Crash Test Protocol (Version VI)* [online]. b.r. [cit. 2019-02-25]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=12&ved=2ahUKEwiIq92BvdbgAhVEx4UKHXeUA-4QFjALegQIBxAC&url=https%3A%2F%2Fwww.iihs.org%2Fmedia%2Fec54a7ea-1a1d-4fb2-8fc3-b2e018db2082%2FZtykhw%2FRatings%2FProtocols%2Fcurrent%2Fsmall_overlap_test_protocol.pdf&usg=AOvVaw1wgv86QSFO1GCOVd4VdH_S
- [10] WU, Shen R. a Lei GU. *Introduction to the explicit finite element method for nonlinear transient dynamics*. Hoboken, NJ: Wiley, 2012. ISBN 9780470572375.
-

- [11] *Wave Propagation in 3D - Continuum Wave propagation velocity in 3D-continuum:* [online]. b.r. [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://www.dynasupport.com/tutorial/lis-dyna-users-guide/time-step-size>
- [12] STRÁNÍK, R. *Parametrická studie absorpčního prvku přední části vozidla z hlediska bezpečnosti posádky vozidla při čelní kolizi.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 94 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.
- [13] BOŘKOVEC, Jan a Miroslav SUCHÁNEK. *Výpočtové modely tvárného porušování kovů v simulaci technologických procesů: Závěrečná zpráva projektu FRVŠ 2842/2006/G1.* Vysoké učení technické v Brně Fakulta strojního inženýrství, 2006.
- [14] *2012 Toyota Camry driver-side small overlap IIHS crash test* [online]. b.r. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=LNG7Nm9XDko>