

Západočeská univerzita v Plzni

Fakulta aplikovaných věd

Katedra mechaniky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Numerická analýza bezpečnosti pasažérů při
převrácení osobního automobilu

Plzeň 2017

Tereza Fayová

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracovala samostatně a výhradně s použitím citovaných pramenů.

V Plzni dne 10. srpna 2017

Tereza Fayová

Poděkování

Ráda bych poděkovala vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Vychytilovi, Ph.D. za věnovaný čas, předané zkušenosti, cenné rady a trpělivost při vedení práce. Dále bych chtěla poděkovat své rodině za obrovskou podporu a motivaci při studiu i při vzniku této práce.

Tato práce byla podpořena studentským grantovým projektem SGS-2016-059.

Abstrakt

Diplomová práce je zaměřena na analýzu bezpečnosti pasažérů při nehodě, při níž dojde k převrácení osobního automobilu přes střechu (tzv. rollover). Cílem práce je otestovat použitelnost virtuálního modelu lidského těla VIRTHUMAN založeného na bázi multi-body systému pro tento druh nehody. V práci je popsán multi-body systém, princip metody konečných prvků, základy kontaktní mechaniky a model VIRTHUMAN. V další části je definován systém pro dynamický rollover test (tzv. DRoTS). Na jeho základě je popsán a vytvořen virtuální model pro tzv. Buck test. Výsledky numerické simulace Buck testu jsou porovnány s dostupnými výsledky z experimentů. Dále je provedena analýza bezpečnosti pasažérů v závislosti na použití různých typů bezpečnostních pásů. V závěru práce je doporučen vhodný typ pásu pro tento typ nehody.

Klíčová slova: rollover, VIRTHUMAN, MBS, bezpečnostní pásy

The Abstract

The diploma thesis is focused on the safety analysis of passengers in the event of a car rollover overturning (so called rollover). The aim of the thesis is to test the suitability of the virtual body model VIRTHUMAN based on the multi-body system for this type of accident. The thesis describes a multi-body system, finite element principle, contact mechanics and VIRTHUMAN model. The next section defines a dynamic rollover test system (so called DRoTS). Based on this, a virtual model for the so-called Buck test is described and created. The results of the numerical simulation of the Buck test are compared with the available experimental results. Passenger safety analysis is also carried out depending on the use of different types of seat belts. At the end of the work, a suitable belt type for this type of accident is recommended.

Keywords: rollover, VIRTHUMAN, MBS, safety belts

Obsah

1	Úvod	1
2	Teorie	3
	2.1 Multi-body systém.....	3
	2.2 Metoda konečných prvků.....	6
	2.3 Kontaktní mechanika.....	9
	2.4 Model VIRTHUMAN.....	11
3	Rollover test	13
	3.1 Systém DRoTS.....	13
	3.2 Buck test.....	15
	3.2.1 Geometrie klece.....	15
	3.2.2 Model VIRTHUMAN.....	16
	3.2.3 Bezpečnostní pás.....	18
	3.2.4 Nastavení testu.....	20
4	Testy s různými typy pásů	21
	4.1 Třibodový pás.....	22
	4.2 Pás integrovaný v sedadle.....	24
	4.3 Čtyřbodový pás.....	25
5	DRoTS test	27
	5.1 Čelní náraz.....	27
	5.2 Boční náraz na kůl.....	29
	5.3 Příprava na DRoTS test.....	31

6	Výsledky	32
	6.1 Kinematické odezvy.....	32
	6.2 Relativní pohyb krku.....	35
	6.3 Pravděpodobnost poranění krku.....	35
7	Závěr	37
8	Příloha	39
	Literatura	59

1 Úvod

K dopravním nehodám, při nichž dojde k převrácení přes střechu vozidla (tzv. rollover), nedochází tak často jako k nehodám, při nichž dochází k čelnímu nebo bočnímu nárazu. Podle statistik americké společnosti NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) z roku 2010, dojde k nehodě typu rollover pouze při necelých 3 % všech nehod [12]. Bohužel ve více než třetině těchto případů dojde ke smrtelnému zranění osob cestujících ve vozidle.

Legislativa Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK/OSN) klade důraz na ochranu cestujících v silniční dopravě a ukládá výrobcům automobilů povinnost provést testy dle předpisů č. 94 a č. 95 z roku 1958 o schvalování vozidel před jejich uvedením na trh. Předpis č.94 popisuje podmínky a metodiku testu čelního nárazu a předpis č.95 pojednává o tomtéž ohledně bočního nárazu [1], [2].

Výrobci automobilů jsou si vědomi, že bezpečnost vozidla je jedním z prvních kritérií, které při jeho pořízení zákazník zkoumá. Proto se výrobci snaží rozšířit rozsah testovaných typů nehod. Pro evropský trh provádí nárazové zkoušky automobilů (tzv. crashtesty) nezávislá organizace Euro NCAP a stanovuje počtem hvězdiček bezpečnost testovaného vozidla [3].

Pro různé druhy nárazových zkoušek se používají různé typy figurín. Například k testu čelního nárazu se používají figuríny Hybrid III a THOR, k testu bočního nárazu zase figuríny EuroSID [18]. Pro test typu rollover není vyvinut speciální typ figuríny. V laboratorních testech se prozatím používá figurína Hybrid III [14]. Z ekonomického hlediska je provedení crashtestu velmi drahé, proto jsou podporovány simulace virtuálních crashtestů. Pro virtuální prototyping je potřebný rozvoj výpočtových modelů, které zvyšují přesnost a předvídatelnost chování modelu. Tím se sníží celkové náklady na vývoj a testování reálného prototypu.

Jedním z hlavních důvodů vývoje virtuálních modelů lidského těla je fakt, že jsou modely používány při návrhu a vývoji pasivních a aktivních bezpečnostních systémů ve vozidlech. Modely lidského těla je možné rozdělit dle přístupu na modely typu ARB (articulated rigid body) a modely FE (finite element) [20]. Největší výhodou ARB modelů je velmi krátký výpočetní čas, ale ARB modely bohužel neposkytují dostatečný popis vzniklých deformací a poranění. Anatomicky přesné FE modely tyto informace přinášejí za cenu dlouhé doby výpočtu. Poslední dobou se projevuje snaha vytvářet tzv. hybridní modely, které kombinují oba zmíněné přístupy. V této práci je používán škálovatelný model VIRTHUMAN vytvořený spoluprací společnosti MECAS ESI s.r.o se Západočeskou univerzitou v Plzni. Materiálové parametry tohoto modelu jsou podobné parametrům tkání lidského těla.

Právě zjištění, zda je model VIRTHUMAN použitelný pro simulaci nehody typu rollover, je jedním z cílů této práce. Chování modelu je porovnáno s experimenty dle dostupné literatury [14], [24]. Dalším cílem práce je vyhodnotit bezpečnost při nehodě, a to pro různé pasažéry a různé typy bezpečnostních pásů a z toho plynoucí návrh vhodného řešení. Posledním cílem je provést rollover test s deformovatelným vozidlem podle [10].

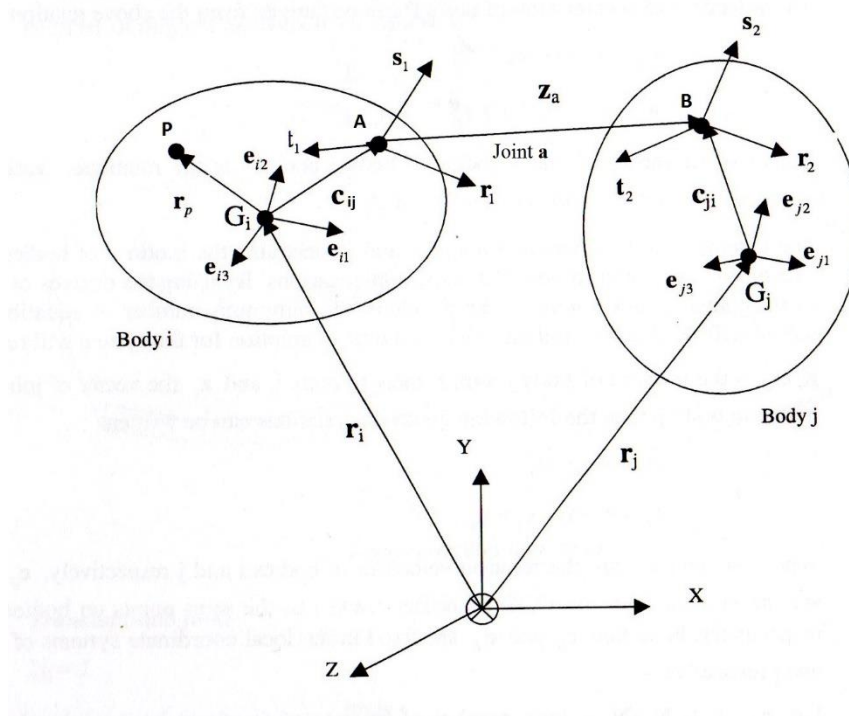
Práce je rozčleněna do 7 kapitol včetně úvodu a závěru. Ve druhé kapitole je uvedena potřebná teorie, o kterou se tato práce opírá. Stručně je vysvětlena tvorba a kinematika multi-body systému (MBS), princip metody konečných prvků, základy mechaniky kontaktu a je zde uveden popis modelu VIRTHUMAN. Třetí kapitola popisuje systém pro dynamický rollover test (DRoTS) na základě kterého je vytvořen virtuální model klece pro tzv. Buck test, jenž je popsán v [14]. Je zde uvedena konstrukce zkušební klece, příprava modelu VIRTHUMAN, natažení bezpečnostního pásu a podmínky testu. Čtvrtá kapitola popisuje rozšíření základního Buck testu o varianty modelu muže a ženy s použitím různých typů pásů. V páté kapitole je představen konečnoprvkový model automobilu Chrysler Neon. Je zde popsáno, jakým způsobem byla otestována použitelnost modelu pro zkoumaný typ nehody. Šestá kapitola obsahuje zpracování a vyhodnocení získaných výsledků jednotlivých simulací. V závěru jsou shrnuty získané výsledky a zároveň je zde uvedeno doporučení vhodného typu pásu pro typ nehody rollover.

2 Teorie

V následujících podkapitolách je uvedena potřebná teorie, kterou diplomová práce využívá. V první podkapitole je uvedena tvorba a kinematika multi-body systému. Druhá podkapitola stručně popisuje princip metody konečných prvků. Další podkapitola uvádí do problematiky kontaktní mechaniky. Poslední podkapitola popisuje škálovatelný virtuální model lidského těla VIRTHUMAN.

2.1 Multi-body systém

Multi-body systém je tvořen skupinou tuhých těles (rigid bodies) propojených klouby. Tato struktura je nazývána otevřenou, pokud existuje pouze jedna cesta mezi tuhými tělesy. V opačném případě je struktura nazývána uzavřenou. Teoretický manuál PAM-SCL [6] uvádí, že metoda řešení je založena na vyjádření zrychlení všech tuhých těles ve struktuře jako funkce zrychlení základního tělesa (base body). Podrobný popis teorie MBS lze najít v knize Dynamics of Multibody Systems [21].



Obr. 2.1: Tělesa i a j propojená kloubem a [6].

Jsou uvažována dvě tuhá tělesa i a j propojená kloubem a (obr. 2.1). Na tělese i je definováno těžiště G_i , jehož pozice je popsána vektorem \mathbf{r}_i z počátku O a třemi úhly natočení s ohledem na globální souřadnicový systém. V těžišti G_i je definován lokální

souřadnicový systém, který je shodný se směrem hlavních os setrvačnosti. Pohyb jednotlivých tuhých těles je možné vyjádřit posunutím vybraného bodu na příslušném tělese a jeho rotací kolem referenčního bodu. Pak posunutí bodu P na tělese i je vyjádřeno jako

$$\mathbf{X}_P = \mathbf{r}_i + \mathbf{r}_P^{global} \quad (2.1)$$

respektive

$$\mathbf{X}_P = \mathbf{r}_i + \mathbf{R}\mathbf{r}_P^{local}, \quad (2.2)$$

kde \mathbf{R} je transformační matice rotace z lokálního do globálního souřadného systému a \mathbf{r}_P^{local} je vektor lokálních souřadnic bodu P . Rychlost v bodě P \mathbf{v}_P a jeho zrychlení \mathbf{a}_P jsou dány následujícími vztahy

$$\mathbf{v}_P = \mathbf{v}_i + \boldsymbol{\omega}_i \times \mathbf{r}_P^{global} \quad (2.3)$$

$$\mathbf{a}_P = \mathbf{a}_i + \boldsymbol{\omega}_i \times \boldsymbol{\omega}_i \times \mathbf{r}_P^{global} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_i \times \mathbf{r}_P^{global} \quad (2.4)$$

kde je označena rychlost \mathbf{v}_i a zrychlení \mathbf{a}_i těžiště G_i , $\boldsymbol{\omega}_i$ je úhlová rychlost a $\dot{\boldsymbol{\omega}}_i$ značí úhlové zrychlení tělesa i .

V závislosti na typu kloubu a mezi tělesy i a j je omezen pohyb těchto těles. Dle typu kloubu je určen počet stupňů volnosti (DOF) kloubu a tím je dán i odpovídající počet rovnic pro řešení. Pokud úhlová rychlost $\boldsymbol{\omega}_{ij}$ označuje rotaci tělesa j vzhledem k tělesu i a \mathbf{z}_a je vektor z bodu A určující kloub na tělese i do bodu B kloubu na tělese j , pak platí následující vztahy

$$\boldsymbol{\omega}_{ij} = \boldsymbol{\omega}_j - \boldsymbol{\omega}_i \quad (2.5)$$

$$\mathbf{z}_a = \mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i - \mathbf{c}_{ij} + \mathbf{c}_{ji}, \quad (2.6)$$

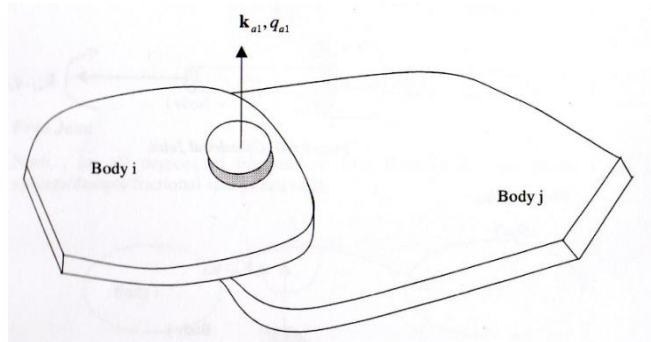
kde $\boldsymbol{\omega}_i$ a $\boldsymbol{\omega}_j$ jsou příslušné úhlové rychlosti těles a \mathbf{c}_{ij} respektive \mathbf{c}_{ji} jsou vektory z těžiště příslušného tělesa do bodu A respektive B a jsou spojeny s lokálními souřadnicovými systémy. Je-li počet stupňů volnosti kloubu označen jako $q_{al}, l = 1$ a celkový počet stupňů volnosti N_j , pak lze vyjádřit úhlovou rychlost $\boldsymbol{\omega}_{ij}$ a vektor \mathbf{z}_a jako

$$\boldsymbol{\omega}_{ij} = \sum_{l=1}^{N_j} \mathbf{k}_{al} \dot{q}_{al} \quad (2.7)$$

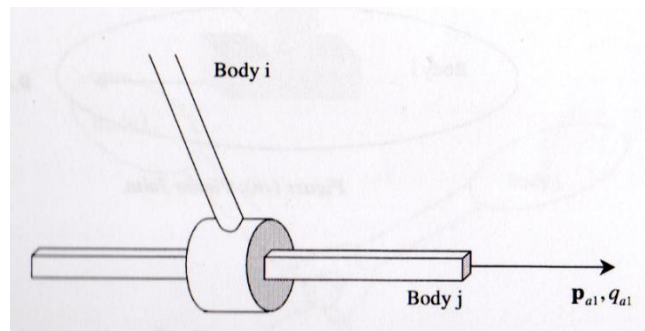
$$\mathbf{z}_a = \sum_{l=1}^{N_j} \mathbf{p}_{al} q_{al}, \quad (2.8)$$

kde \mathbf{k}_{al} a \mathbf{p}_{al} jsou směrové vektory podél odpovídajících kloubů dle stupňů volnosti.

Základní typy, tedy rotační a posuvný kloub odpovídající $N_j = 1$ jsou znázorněny na obrázku (obr. 2.2) (obr. 2.3).



Obr. 2.2: Rotační kloub [6].



Obr. 2.3: Posuvný kloub [6].

Na základě kinematických vztahů pro tuhá tělesa a kloub jsou definovány vztahy

$$\mathbf{Y}_j = \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{r}}_j \\ \boldsymbol{\omega}_j \end{Bmatrix} = \mathbf{D}_{ij} \mathbf{Y}_i + \mathbf{E}_{ji} \dot{\mathbf{q}}_a \quad (2.9)$$

$$\dot{\mathbf{q}}_a = \langle \dot{q}_{a1}, \dot{q}_{a2}, \dots, \dot{q}_{a6} \rangle^T, \quad (2.10)$$

kde \mathbf{Y}_i a \mathbf{Y}_j jsou příslušné posuvné a rotační vektory rychlosti, $\dot{\mathbf{q}}_a$ je vektor počtu stupňů volnosti kloubu a . Matice \mathbf{D}_{ij} a \mathbf{E}_{ji} závisí na geometrii a typu kloubu. Ze vztahu (2.9) je možné vyjádřit vztahy pro zrychlení

$$\dot{\mathbf{Y}}_j = \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{r}}_j \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_j \end{Bmatrix} = \mathbf{D}_{ij} \dot{\mathbf{Y}}_i + \mathbf{E}_{ji} \ddot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{G}_{ji} \quad (2.11)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_a = \langle \ddot{q}_{a1}, \ddot{q}_{a2}, \dots, \ddot{q}_{a6} \rangle^T. \quad (2.12)$$

Matice \mathbf{D}_{ij} , \mathbf{E}_{ji} a \mathbf{G}_{ji} opět závisí na geometrii a typu kloubu.

Virtuální posunutí a rotace tělesa j $\delta \mathbf{Y}_j$ jsou definovány jako

$$\delta \mathbf{Y}_j = \begin{Bmatrix} \delta \mathbf{r}_j \\ \delta \boldsymbol{\pi}_j \end{Bmatrix} = \mathbf{D}_{ij} \delta \mathbf{Y}_i + \mathbf{E}_{ji} \delta \mathbf{q}_a, \quad (2.13)$$

kde $\delta \mathbf{q}_a$ označuje virtuální počet stupňů volnosti kloubu.

Pomocí principu virtuálních prací pro otevřenou strukturu je formulován vztah v následujícím tvaru

$$\delta W = \sum_{n=1}^{NBS} (\delta \mathbf{r}_n \cdot (\mathbf{M}_n \ddot{\mathbf{r}}_n - \mathbf{F}_n) + \delta \boldsymbol{\pi}_n \cdot (\mathbf{J}_n \dot{\boldsymbol{\omega}}_n + \boldsymbol{\omega}_n \times \mathbf{J}_n \cdot \boldsymbol{\omega}_n - \mathbf{T}_n)) + \sum_{c=1}^{NJS} \delta W_c \quad (2.14)$$

kde $\delta \mathbf{Y}_n = \begin{Bmatrix} \delta \mathbf{r}_n \\ \delta \boldsymbol{\pi}_n \end{Bmatrix}$ je virtuální posunutí a rotace tělesa n , \mathbf{M}_n a \mathbf{J}_n jsou matice hmotnosti a matice setrvačnosti. \mathbf{F}_n je výsledná vnější síla a \mathbf{T}_n je celkový moment, které působí na těleso n . δW_c je virtuální práce od sil a momentů působících v kloubu c . Zkratka NBS označuje počet těles a NJS udává počet kloubů ve struktuře. Prostřednictvím principu virtuálních prací lze formulovat pohybové rovnice ve tvaru

$$\mathbf{M}_n \ddot{\mathbf{r}}_n = \mathbf{F}_n \quad (2.15)$$

$$\mathbf{J}_n \dot{\boldsymbol{\omega}}_n + \boldsymbol{\omega}_n \times \mathbf{J}_n \cdot \boldsymbol{\omega}_n = \mathbf{T}_n \cdot \quad (2.16)$$

2.2 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků (FEM) je numerická metoda, která se používá pro prostorovou diskretizaci parciálních diferenciálních rovnic popisujících zadaný problém. Principem metody je rozdělení spojitého kontinua na konečný počet prvků.

Vychází z vyjádření spojitých posuvů vnitřních bodů prvku jako lineární kombinace tvarových funkcí a konečného počtu posuvů uzlů prvku, tedy

$$\mathbf{u}(x, z, y, t) = \mathbf{A}(x, y, z) \mathbf{q}(t), \quad (2.17)$$

kde vektor $\mathbf{u} = [u_x, u_y, u_z]^T$ představuje spojitě pole posuvů, \mathbf{A} je matice tvarových funkcí a $\mathbf{q} = [u_{1x}, u_{1y}, u_{1z}, u_{2x}, u_{2y}, u_{2z}, \dots]^T$ označuje vektor posuvů jednotlivých uzlů [13]. Spojité pole přetvoření $\mathbf{e} = [e_x, e_y, e_z, e_{xy}, e_{yz}, e_{zx}]^T$ lze vyjádřit pomocí transformační matice \mathbf{B} , která vyplývá ze známé matice \mathbf{A} , pak

$$\mathbf{e}(x, z, y, t) = \mathbf{B}(x, y, z) \mathbf{q}(t). \quad (2.18)$$

Spojité pole napjatosti $\boldsymbol{\tau} = [\tau_x, \tau_y, \tau_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]^T$ lze poté vyjádřit z Hookeova zákona, jenž udává lineární závislost mezi tímto polem a spojitým polem přetvoření

$$\boldsymbol{\tau}(x, z, y, t) = \mathbf{E} \mathbf{e}(x, z, y, t), \quad (2.19)$$

kde \mathbf{E} je matice elasticity, která závisí na Youngově modulu pružnosti $E[Pa]$ a Poissonově konstantě $\nu [-]$.

Podle principu virtuálních prací je virtuální deformační energie rovna virtuální práci vnějších sil, která je vykonána při virtuálním posuvu $\delta \mathbf{u}$ bodu L . Virtuální práce vnějších sil je definována jako

$$\delta W = \int_V \delta \mathbf{u}^T \mathbf{X} dV + \int_S \mathbf{u}_p^T \mathbf{P} dS + \delta \mathbf{q}^T \mathbf{Q}, \quad (2.20)$$

kde \mathbf{X} značí objemové síly, \mathbf{P} jsou síly plošné a \mathbf{Q} označují síly osamělé. Virtuální deformační energie při virtuálním pohybu $\delta \mathbf{u}$ je vyjádřena jako

$$\delta U = \int_V \boldsymbol{\tau}^T \delta \mathbf{e} dV, \quad (2.21)$$

kde $\delta \mathbf{e}$ vyjadřuje virtuální přetvoření kontinua. Podle principu virtuálních prací tedy platí

$$\delta U = \delta W. \quad (2.22)$$

Na základě vztahů (2.17) a (2.18) platí pro virtuální posuv bodu $\delta \mathbf{u}$ a virtuální přetvoření kontinua $\delta \mathbf{e}$

$$\delta \mathbf{u} = \mathbf{A} \delta \mathbf{q} \quad (2.23)$$

$$\delta \mathbf{e} = \mathbf{B} \delta \mathbf{q}, \quad (2.24)$$

kde $\delta \mathbf{q}$ je libovolné virtuální posunutí. Objemové síly pro jednotkový objem jsou vyjádřeny jako

$$\mathbf{X} = -\rho \ddot{\mathbf{u}}, \quad (2.25)$$

pak na základě vztahu (2.17) platí

$$\ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{A} \ddot{\mathbf{q}}. \quad (2.25)$$

Dosazením výše vyjádřených vztahů do rovnosti (2.22) platí pro každý prvek vztah

$$\delta \mathbf{q}^T \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} dV \cdot \mathbf{q} = -\delta \mathbf{q}^T \int_V \rho \mathbf{A}^T \mathbf{A} dV \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \delta \mathbf{q}^T \int_S \mathbf{A}_S^T \mathbf{P} dS + \delta \mathbf{q}^T \mathbf{Q}. \quad (2.26)$$

Pro lineární i nelineární kontinuum platí podmínka rovnováhy vnitřních a vnějších sil ve tvaru

$$\mathbf{R} = \mathbf{Q}_{celk}, \quad (2.27)$$

kde \mathbf{Q}_{celk} reprezentuje vnější síly v uzlech prvku. Vnitřní síly napjatosti v uzlech prvku \mathbf{R} lze vyjádřit jako

$$\mathbf{R} = \int_V \mathbf{B}^T \boldsymbol{\tau} dV = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} dV \cdot \mathbf{q} = \mathbf{K}_e \mathbf{q}_e, \quad (2.28)$$

kde \mathbf{K}_e je matice tuhosti prvku. Celkovou vnější sílu \mathbf{Q}_{celk} lze vyjádřit jako součet sil

$$\mathbf{Q}_{celk} = -\mathbf{Q}_{obj} + \mathbf{Q}_{pl} + \mathbf{Q}_{os}. \quad (2.29)$$

Objemové síly jsou vyjádřeny

$$\mathbf{Q}_{obj} = \int_V \rho \mathbf{A}^T \mathbf{A} dV \cdot \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{M}_e \ddot{\mathbf{q}}_e, \quad (2.30)$$

kde \mathbf{M}_e je matice hmotnosti prvku. Pro plošné síly \mathbf{Q}_{pl} a osamělé síly \mathbf{Q}_{os} platí

$$\mathbf{Q}_{pl} = \int_S \mathbf{A}_S^T \mathbf{P} dS \quad (2.31)$$

$$\mathbf{Q}_{os} = \mathbf{Q}. \quad (2.32)$$

Dosazením vyjádřených vztahů do (2.27) vzniká pohybová rovnice prvku ve tvaru

$$\mathbf{M}_e \ddot{\mathbf{q}}_e(t) + \mathbf{K}_e \mathbf{q}_e(t) = \mathbf{Q}^e(t), \quad (2.33)$$

kde

$$\mathbf{Q}^e(t) = \mathbf{Q}_{pl} + \mathbf{Q}_{os}. \quad (2.34)$$

Matice hmotnosti prvku \mathbf{M}_e a matice tuhosti prvku \mathbf{K}_e jsou singulární.

Provedením sumace ve smyslu MKP je získána pohybová rovnice kontinua ve tvaru

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{q}(t) = \mathbf{Q}(t). \quad (2.35)$$

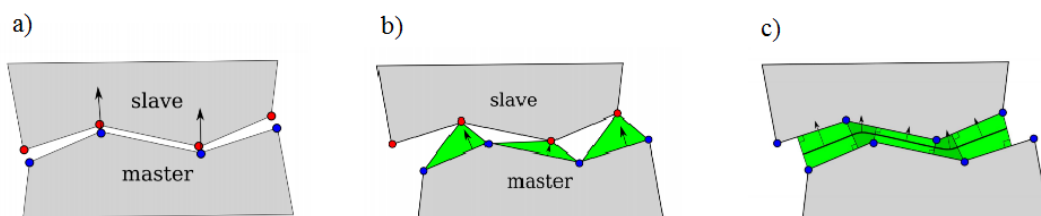
Po zavedení okrajových podmínek jsou globální matice hmotnosti \mathbf{M} a matice tuhosti \mathbf{K} regulární.

2.3 Kontaktní mechanika

Z pohledu mechaniky deformovatelných těles je kontaktem myšlena interakce mezi jednotlivými tělesy, které přicházejí do styku. Kontakt se vyskytuje na rozhraní vytvořeném dvěma samostatnými spojitými plochami.

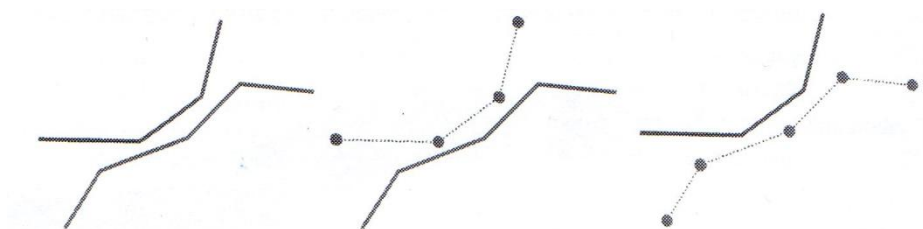
Kontaktní prvky jsou jakýmsi můstkovými prvky mezi kontaktními plochami. Každý kontaktní prvek obsahuje součásti (uzly, hrany, segmenty nebo jejich části) obou povrchů. Složení těchto součástí závisí na volbě kontaktní metody diskretizace. Mohou se rozlišovat tři hlavní typy diskretizace (obr. 2.4) [23]:

- uzel – uzel (NTN: Node-To-Node)
- uzel – segment (NTS: Node-To-Segment)
- segment – segment (STS: Segment-To-Segment)



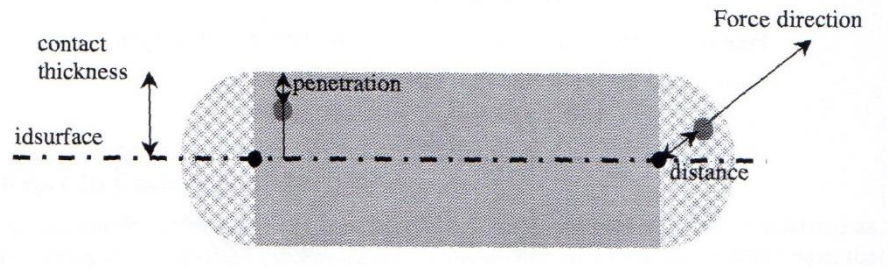
Obr 2.4: Typy diskretizace: a) NTN, b) NTS, c) STS [23].

Na konečnoprvkové síti, která patří ke kontaktnímu rozhraní a kontaktnímu segmentu, jsou definovány uzly slave a master. Pro často využívaný typ kontaktu STS jsou při prvním průchodu uzly prvního segmentu označeny jako slave vzhledem k druhému master segmentu. Při druhém průchodu jsou uzly druhého segmentu označeny jako slave vzhledem k master uzlům segmentu prvního. Tento kontakt je tedy symetrický (obr. 2.5).



Obr 2.5: Typy diskretizace: a) NTN, b) NTS, c) STS [6].

Cílem je pro každý kontaktní pár určit do jaké míry a v jakém směru může dojít k penetraci. K penetraci dojde, pokud vzdálenost slave uzlu je menší než zadaná kontaktní tloušťka (obr. 2.6). Pro každý možný kontaktní pár, pro který dojde k penetraci, je určena kontaktní síla, která odstraní penetraci. K určení této síly je používána tzv. Penaltová metoda [6], kdy je penetrace povolena, ale zároveň penalizována. Existují tři způsoby zjištění kontaktní síly.



Obr. 2.6: Příklad penetrace [6].

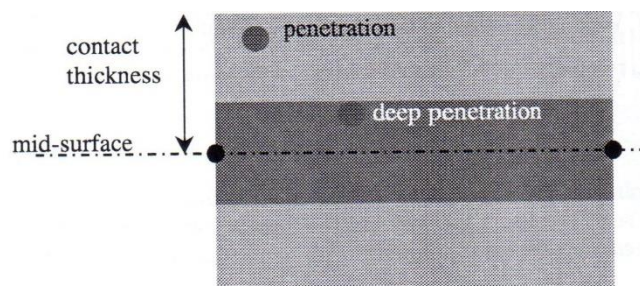
Prvním způsobem je lineární závislost kontaktní síly na hloubce penetrace, tedy

$$F_{contact} = k \cdot p, \quad (2.31)$$

kde p je hloubka penetrace a k je koeficient tuhosti. Zároveň je nastavena limitní hodnota pro kontaktní sílu. Použitím tohoto způsobu není zaručeno odstranění penetrace. Dalším způsobem je nelineární vyjádření, které závisí na třetí mocnině hloubky penetrace, tedy

$$F_{contact} = k_{lin} \cdot p + k_{nonlin} \cdot p^3. \quad (3.32)$$

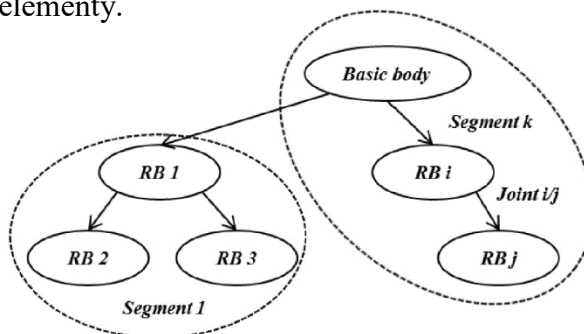
Ani zde není zaručeno odstranění penetrace. Metoda se používá pro úlohy s velkým časovým krokem. Posledním způsobem je tzv. kinematicky-iterativní metoda, při které není dovolena další penetrace, pokud je nějaká již zjištěna. V této metodě funguje lineární vyjádření, dokud není detekována hluboká penetrace (obr. 2.7). V případě zjištění hluboké penetrace je spočtena potřebná síla k jejímu odstranění.



Obr. 2.7: Hluboká penetrace [6].

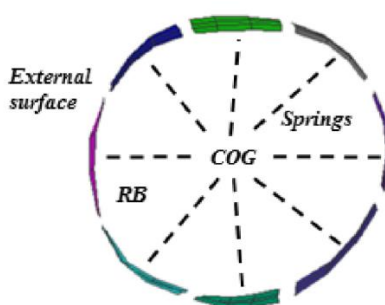
2.4 Model VITRHUMAN

Model VIRTHUMAN je virtuální model lidského těla vytvořený v programu VPS CRASH-PAM společnosti ESI Group, který popisuje globální chování lidského těla při různých nárazech. Model vznikl kombinací multi-body systému (MBS) s deformovatelnými elementy.



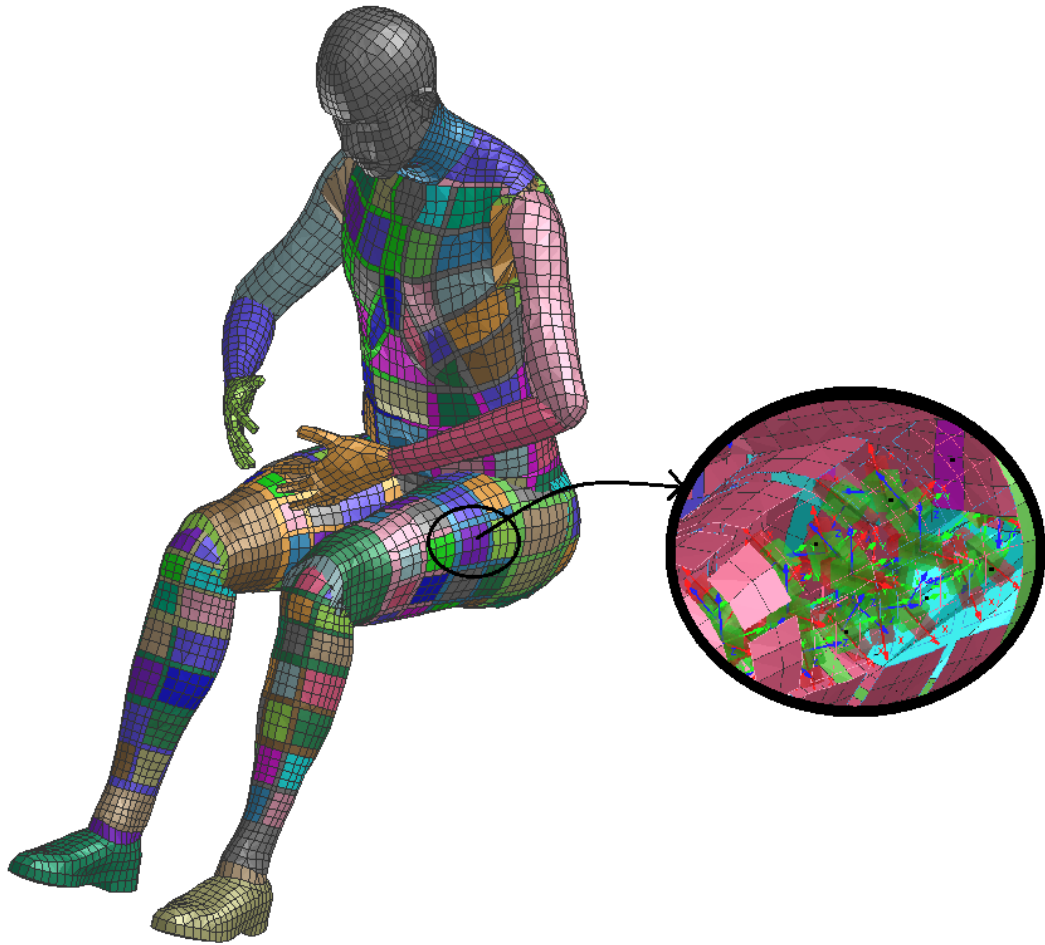
Obr. 2.8: Struktura MBS [9].

Tento systém je vytvořen z tuhých těles (rigid bodies) propojených obecnými klouby se 6 stupni volnosti daných mechanických parametrů a pružinami, které společně tvoří větvící se stromovou strukturu (obr. 2.8) [20]. Model je rozdělen na části hlava-krk, hrudník, břicho a tři části na horních a tři na dolních končetinách, kdy každá z těchto částí zahrnuje jedno nebo více tuhých těles. Z hlediska dynamiky je každé tuhé těleso definováno těžištěm (COG), hmotností a momenty setrvačnosti (obr. 2.9) [9].



Obr. 2.9: Vnitřní struktura tuhého tělesa [9].

Povrch modelu je rozčleněn do tuhých částí (tzv. superelementy), které jsou propojeny pruhy elementů bez materiálových vlastností, čímž je zajištěna hladkost a spojitost celého povrchu těla. Superelementy jsou k základní struktuře MBS vázány pomocí nelineárních pružin a tlumičů, které přenášejí deformace pouze v jednom směru. Proto je každá část těla rozdělena velké množství malých superelementů, které jsou připojeny pružinami z různých směrů. Pružiny jsou naladěny tak, aby umožňovaly pouze biologicky přípustnou deformaci příslušného superelementu způsobenou vnějším zatížením. Validace modelu je popsána detailně v [20].



Obr. 2.10: Model VIRTHUMAN.

Geometrie modelu je vytvořena na základě evropské antropometrické databáze CAESAR a zároveň tak, aby se přiblížila rozměrům figurín Hybrid III a EuroSID II [20]. Model je možno škálovat podle požadovaného pohlaví, věku, výšky a hmotnosti a lze jej podle potřeby polohovat s ohledem na anatomii a fyziologii lidského těla (obr. 2.10).

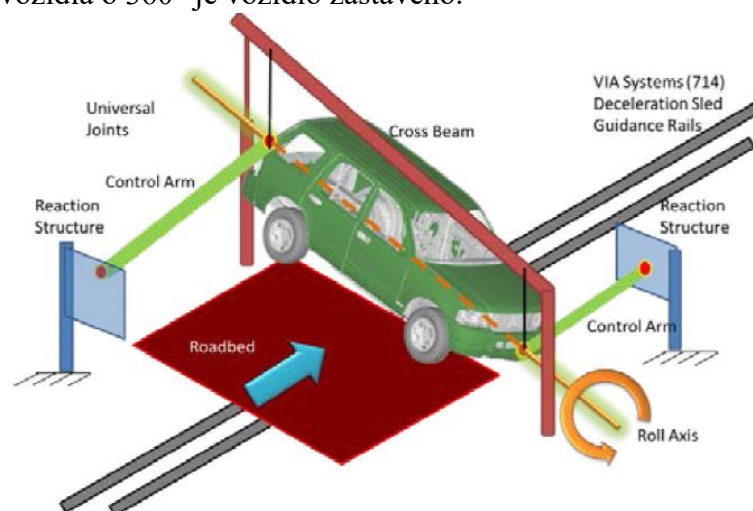
3 Rollover test

Zranění cestujících, ke kterým dochází při nehodách typu rollover, závisejí na pozici cestujících a jejich kontaktu s interiérem vozidla bez ohledu na způsob nárazu vozidla. Nejkritičtějším ze všech bývá kontakt hlavy cestujícího s vozidlem [22]. Pro minimalizaci četnosti vzniklých poranění i jejich následků je důležitý vývoj a navrhování účinných opatření. Bohužel studium kinematiky cestujících je stále omezené nedostatkem dat.

Zatím nebyla navržena figurína, která by byla nejvíce vhodná pro zkoumání tohoto typu nehod. Doposud používaný model Hybrid III, který má přibližný tvar lidského těla, vykazuje rozdílné kinematické odezvy od odezvy dobrovolníků či mrtvých těl. Příčinou může být vyšší tuhost páteře, která byla navržena pro testování při čelním nárazu. Pro nedostatek údajů o celkovém pohybu těla při dynamickém testu nebylo možné porovnat biologickou spolehlivost dosud získaných dat.

3.1 Systém DRoTS

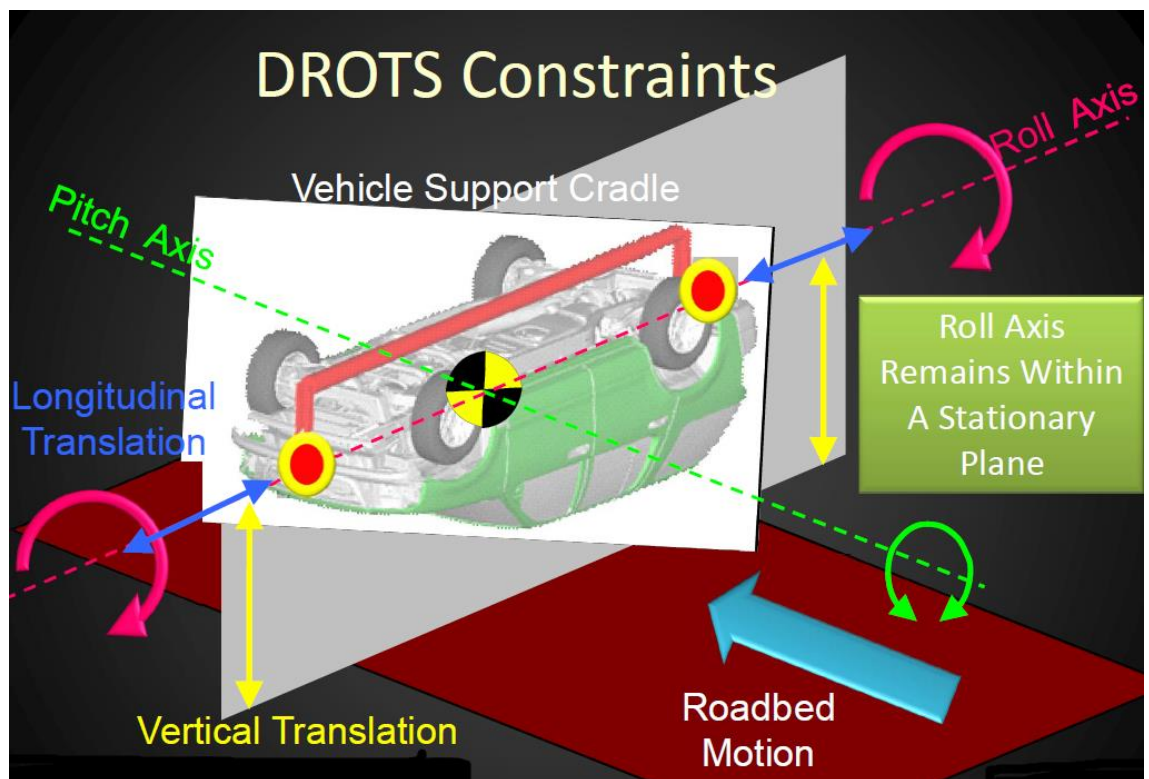
Na Univerzitě ve Virginii byl vyvinut systém pro dynamický rollover test (tzv. DRoTS) (obr. 3.1) [10]. Test simuluje jednu otočku, při které dojde ke kontaktu s vozovkou. Vozidlo je zepředu a zezadu uchyceno dvěma horizontálně orientovanými ocelovými tyčemi o průměru 127 [mm] [11], jejichž střed prochází středem hmotnosti vozidla. Vozidlo je v klidu, je umístěné ve vzduchu v pozici podvozkem dolů a je uvedeno do rotace. Rotuje až do polohy testovacího úhlu a požadované úhlové rychlosti. Zároveň je uvedena do lineárního pohybu vozovka pod vozidlem ve směru kolmém na osu vozidla. Při dosažení polohy v zadaném testovacím úhlu dojde k uvolnění vozidla a jeho nárazu na pohybující se vozovku. Následně se auto samovolně odvaluje po vozovce. Při dokončení rotace vozidla o 360° je vozidlo zastaveno.



Obr. 3.1: Systém DRoTS [12].

Při tomto testu je možné nastavit několik veličin (obr. 3.2) [10]:

- výšku, ze které dochází k uvolnění vozidla ($0 - 0,305 [m]$)
- rychlost vozovky ($3,8 - 17 [m/s]$)
- úhel sklonu horizontálních tyčí (pitch angle) v okamžiku kontaktu vozidla s vozovkou ($0 - 15 [^\circ]$)
- úhel vychýlení vůči směru pohybu vozovky (yaw angle)
- testovací úhel natočení vozidla a úhlovou rychlost v okamžiku kontaktu



Obr. 3.2: Nastavení testu DRoTS [12].

Systém DRoTS se také používá k uchycení a otáčení vozidla bez kontaktu s vozovkou. V literatuře se používá označení Buck test. Pro tento typ testu byla zkonstruována zkušební klec (tzv. vehicle buck). Osa rotace zkušební klece prochází středem její hmotnosti. Geometrie exteriéru a interiéru byla vytvořena na základě průměrných rozměrů z 12 amerických vozidel typu crossover [14]. Klec je navržena tak, aby bylo možné snadněji měřit pohyb cestujících a bylo možné test opakovat. Pro zjednodušení modelu byla z používaných materiálů pro konstrukci klece zvolena ocel.

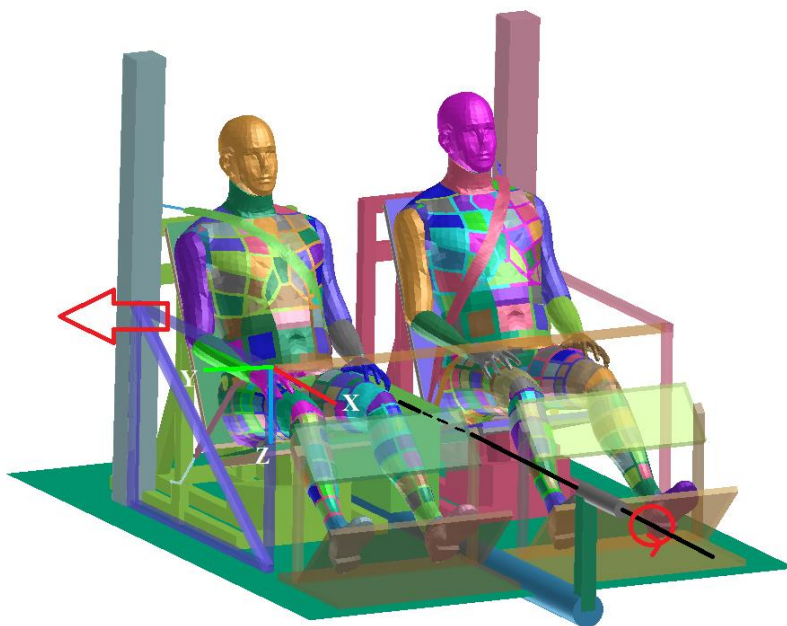
3.2 Buck test

Na základě článku [10] byl v prostředí PAM-CRASH vytvořen model a s tímto modelem byl proveden tzv. Pure Dynamic Roll Test. Test spočívá v jednoduchém otočení klece, ve které jsou usazeni a připoutáni dva cestující. Rotace probíhá z vodorovné roviny o 360° . V průběhu rotace klece je sledována kinematická odezva vybraných bodů na modelech VIRTHUMAN.

3.2.1 Geometrie klece

Protože nebyly dostupné informace o přesných rozměrech zkušební klece, byla její konstrukce vytvořena na základě rozměrů dostupného konečnoprvkového modelu auta Chrysler Neon. Celá konstrukce klece je modelována jako tuhé těleso. Na obrázku (obr. 3.3) je patrné, že se konstrukce skládá ze dvou sedaček, mezi kterými je umístěný box. Na vnější straně obou sedaček jsou dveře, na něž navazují B sloupky, ke kterým jsou připevněny bezpečnostní pásy. Před sedačkami je umístěna vodorovná tyč simulující začátek palubní desky. Aby nedocházelo k volnému pohybu nohou modelů těl, byl vytvořen prostor pro opření nohou, jehož horní část představuje spodní stranu palubní desky, na které může dojít ke kontaktu s tělem.

Celou konstrukcí zkušební klece prochází tuhá tyč o průměru $127 [mm]$ [11]. Konce této tyče jsou ve výšce, která odpovídá výšce středu hmotnosti modelu auta Chrysler Neon. Propojením středů obou konců tyče a středu hmotnosti vzniká osa rotace zkušební klece. Dle původního testu je klec ještě vzhledem ke globální ose x natočena o 5° . Dále je naznačen lokální souřadnicový systém a směr rotace.



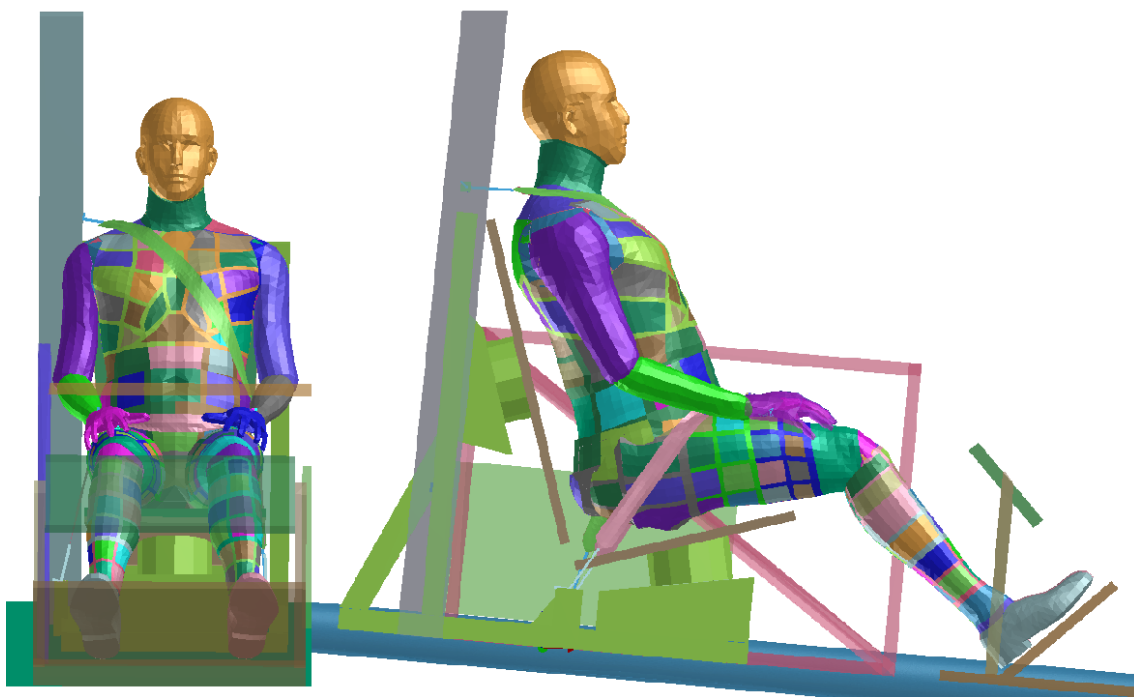
Obr. 3.3: Model Buck testu.

3.2.2 Model VIRTHUMAN

V citované literatuře [14] byla při reálném testování postupně použita 4 mrtvá těla tzv. PMHS (Post-Mortem Human Surrogate). Všechna těla byla mužského pohlaví v rozmezí věku 51 až 59 let s různou příčinou smrti (tab. 3.1). Věk, výška a váha byly zprůměrovány a pro virtuální test byl vyškálován model VIRTHUMAN. Vytvořený model muže ve věku 55 let, s váhou 81 [kg] a výškou 180 [cm] odpovídá 95 % populace. Tento model byl napolohován a usazen jak na pozici spolujezdce (leading side) (obr. 3.4), tak na pozici řidiče (trailing side).

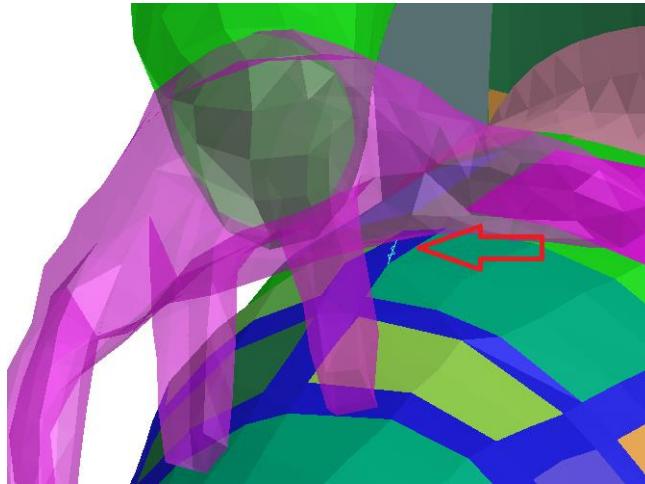
	věk	hmotnost [kg]	výška [cm]
PMHS 1	51	68,9	191
PMHS 2	59	83	175
PMHS 3	58	83,4	175
PMHS 4	58	86,2	180
VIRTHUMAN	55	81	180

Tab. 3.1: Přehled charakteristiky těl a modelu [14].



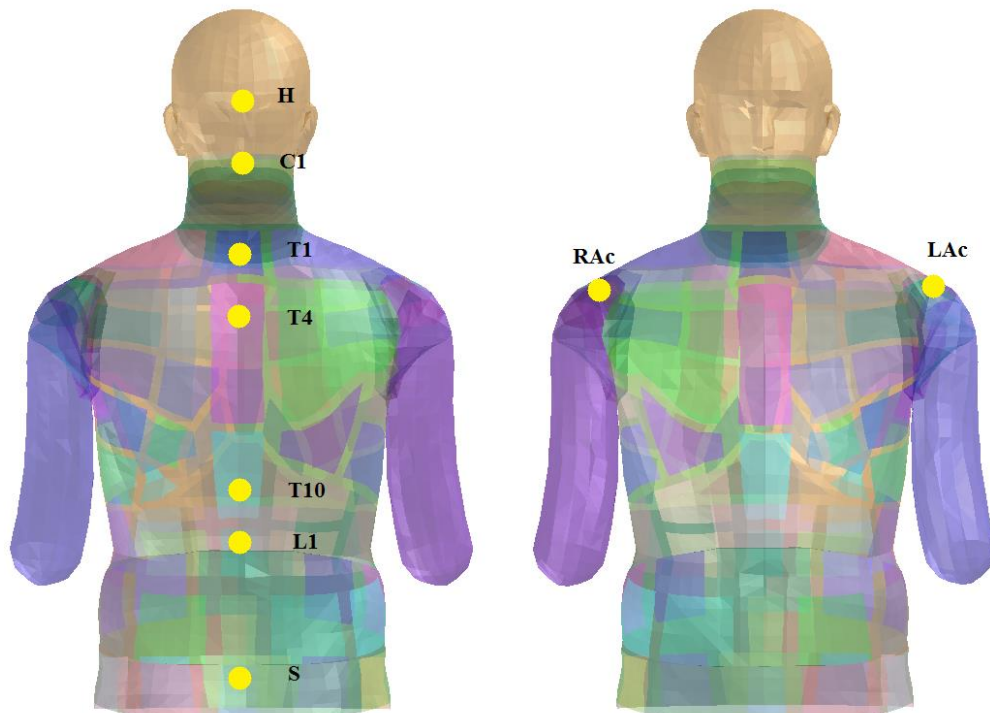
Obr. 3.4: Usazení modelu VIRTHUMAN na pozici spolujezdce.

Ruce PMHS byly přivázány ke stehnům, aby bylo zamezeno jejich volnému pohybu. Dále byla dvěma popruhy přidržována hlava, aby zůstala ve vzpřímené pozici. Pro simulaci bylo uvažováno pouze přichycení dlaní ke stehnům a to pružinami s vysokou tuhostí (obr. 3.5). Uchycení hlavy do popruhů bylo zanedbáno, protože u modelu není potřebné hlavu podpírat popruhy, jelikož hlava modelu je v přirozeně vzpřímené poloze vůči trupu a geometrie původního uchycení a materiál popruhů je neznámý.



Obr. 3.5: Přichycení dlaně pružinou.

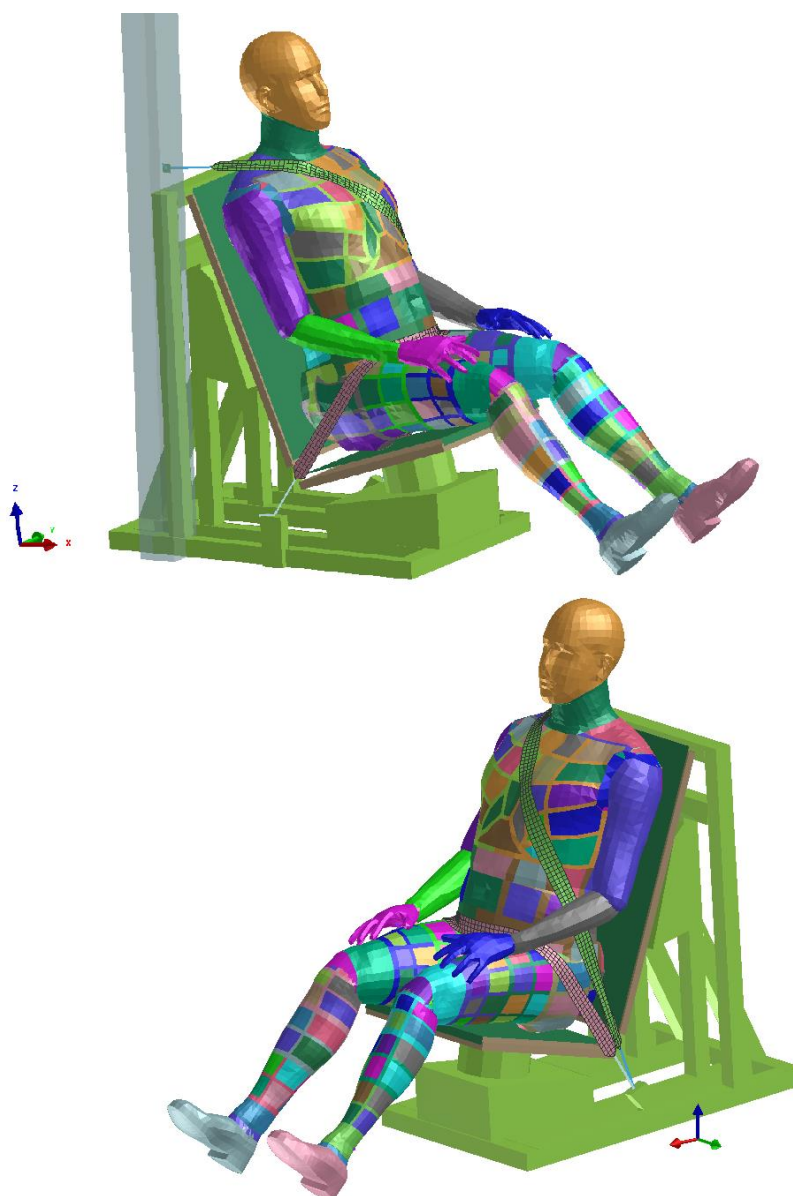
V průběhu testu byly zaznamenávány kinematické odezvy bodů odpovídajících těžišti hlavy (H), obratlům T1, T4, T10 a L1, křížové kosti (S) a pravému (RAc) a levému (LAc) nadpažku (obr. 3.6). Navíc oproti reálnému testu byla zaznamenávána odezva obratle C1.



Obr. 3.6: Umístění sledovaných bodů.

3.2.3 Bezpečnostní pás

Při reálném testu byla těla PMHS připoutána třibodovým bezpečnostním pásem stálé délky, který byl ručně předeprnut silou 35 [N]. Aby byly podmínky připoutání zachovány, tedy pás byl správně dotažen k tělu, byly pro virtuální test nataženy dva dvoubodové pásy, které přesně odpovídají pásu třibodovému. Tyto deformovatelné pásy (obr. 3.7) byly vytvořeny pomocí aplikace Seat Belt v prostředí PAM-CRASH. Jejich šířka byla nastavena na 4 [cm]. V aplikaci byla nastavena místa uchycení pásů ve zkušební kleci. Hrudní pás je uchycený k B sloupku, prochází přes hrudník a končí v kotvicím bodě na vnitřní straně sedačky. Z tohoto místa je natažen břišní pás, který končí v kotvicím bodě na vnější straně sedačky. Oba pásy byly na jenom konci opatřeny retraktorem, který simuloval dotažení pásu silou 35 [N].



Obr. 3.7: Vytvořené bezpečnostní pásy.

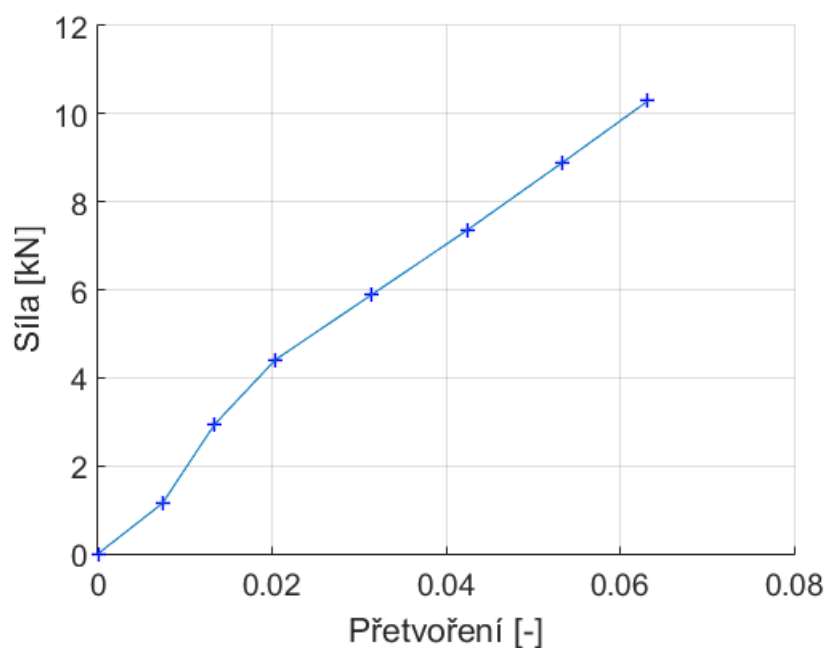
Následně byla nastavena tloušťka membránových elementů pásu na 1 [mm]. Plocha průřezu navazujících prutových elementů byla zvolena 100 [mm²]. Mezi pásem a tělem modelu byl nastaven koeficient tření v hodnotě 0,4 [24].

Pro části pásu tvořené membránou byl zvolen materiál typu 150, který představuje vrstvený materiál pro membránové elementy s lineárními vlákny. Materiál je izotropní s hustotou 10⁵[kg/m³], Yangovým modulem pružnosti 50 [GPa] a Poissonovou konstantou hodnoty 0,3 [20]. Také je nastavena hodnota povolené kompresní deformace vláken.

Pás až k jeho ukotvení navazuje prutovými elementy, které mají vlastnosti nelineárního elasto-plastického materiálu, jenž simuluje pás po působení vysokého napětí v tahu. Hustota materiálů zůstává stejná jako u materiálu membrány. Tento materiál podléhá hysteretznímu chování. Je definována zatěžovací křivka zobrazená v grafu (obr. 3.8). Křivka pro odlehčení je vyjádřena kvadratickou funkcí

$$F_{odlehčení} = a_1(\varepsilon - D\varepsilon') + a_2(\varepsilon - D\varepsilon')^2, \quad (3.1)$$

kde $D = 0,8$ je faktor trvalé deformace po odlehčení [20], ε značí přetvoření, ε' odpovídá hodnotě přetvoření v začátku odlehčení. Koeficienty a_1 a a_2 jsou automaticky vypočteny tak, aby bylo při úplném odlehčení dosaženo hodnoty disipační energie $H = 0,76$ [20].



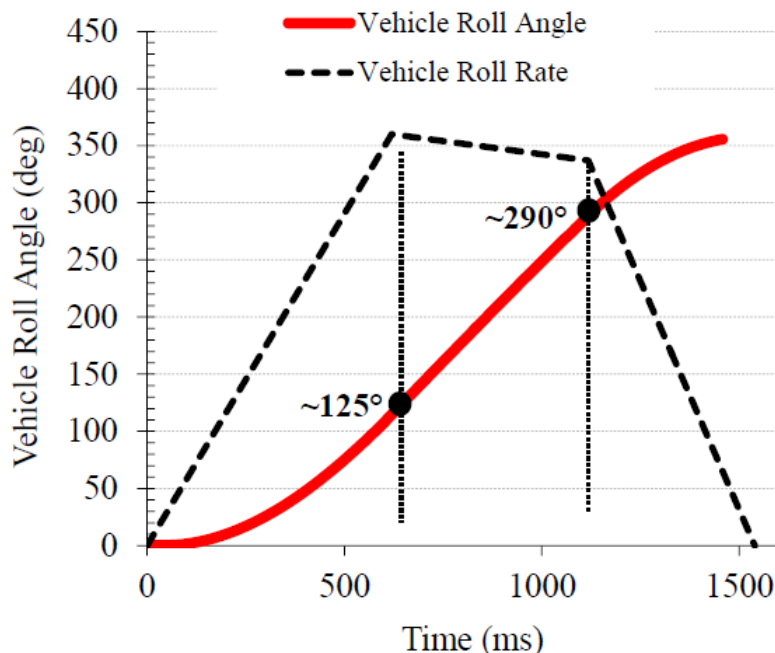
Obr. 3.8: Křivka zatěžování.

3.2.4 Nastavení testu

Po usazení a připoutání modelů byly nastaveny kontakty těla – klec, těla – pásy a pásy – klec. Použity byly kontakty typu 33 a 43. Kontakt typu 33 odpovídá typu kontaktu segment – segment a je symetrický. Kontakt typu 43 ošetřuje kontakt hran. U obou typů kontaktů byla nastavena hodnota kontaktní tloušťky. Poté byla provedena kontrola, zda v nějakém místě nedochází k penetraci a případná penetrace byla odstraněna.

Před vlastním testem bylo po dobu 100 [ms] působeno pouze tíhovou silou na modely těl. Došlo tak k jejich úplnému usazení do sedačky. Zároveň bylo po tuto dobu povoleno navíjení pásu silou 35 [N] do retraktoru a tím byl pás dotažen k tělu. Následně byl retraktor uzamčen, aby nebylo možné povolení pásu.

Test simuluje tu část nehody, kdy vozidlo rotuje ve vzduchu kolem osy procházející středem jeho hmotnosti bez kontaktu se zemí. Celému modelu byla předepsána rychlost, jejíž průběh je zobrazen v grafu (obr. 3.9) [14]. V průběhu rotace v intervalu 0 – 125 [°] vzrostla úhlová rychlost na hodnotu 360 [°/s], dále v intervalu do 290 [°] mírně klesala a ve třetím intervalu byla snižována až na nulu při ukončení rotace do 360 [°]. Celá doba rotace trvala 1 583 [ms].



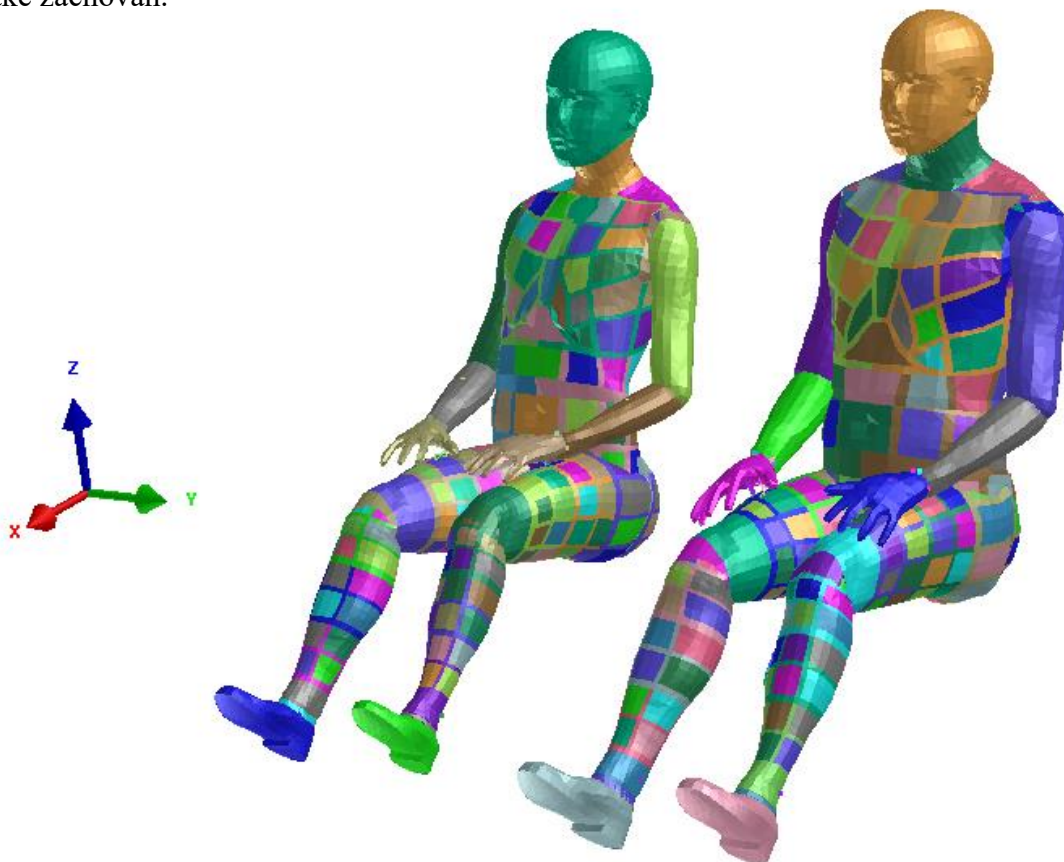
Obr. 3.9: Předepsaná rychlost rotace (čárkovaná černá) a úhel rotace (červená) [14].

4 Testy s různými typy pásů

Druhým tématem, kterému se diplomová práce věnuje, je vyhodnocení účinnosti různých typů bezpečnostních pásů pro nehodu typu rollover. K testování byla použita konstrukce Buck testu, ovšem od původního nastavení se následující testy liší ve sklonu klece, ten byl nastaven jako nulový.

I pro tyto testy byl použit virtuální model lidského těla VIRTHUMAN. Byly vyškálovány dva nové modely (obr. 4.1). Prvním modelem byl model muže ve věku 35 let, s váhou 78 [kg] a výškou 175 [cm], jež odpovídá 58 % populace. Druhým je model třicetileté ženy o výšce 157 [cm] a hmotnosti 53 [kg], který odpovídá pouze 5 % populace. Oba dva modely byly napoložovány a usazeny na pozici muž – řidič a žena – spolujezdec a opačně. U obou modelů byly v průběhu testu zaznamenávány kinematické odezvy již dříve popsaných bodů.

Testy byly provedeny s tříbodovým a čtyřbodovým pásem a s pásem integrovaným v sedadle (ABTS: All-Belts-to-Seat). U všech pásů byl zkoumán vliv dotažení pásu k tělu daný různým předpětím v pásu. Bylo voleno nulové předpětí a předpětí dané silou 35 [N] a 100 [N]. Geometrie a materiál pásu zůstaly zachovány stejné jako ve dříve popsaném testu. Koeficient tření mezi pásem a tělem modelu zůstal také zachován.

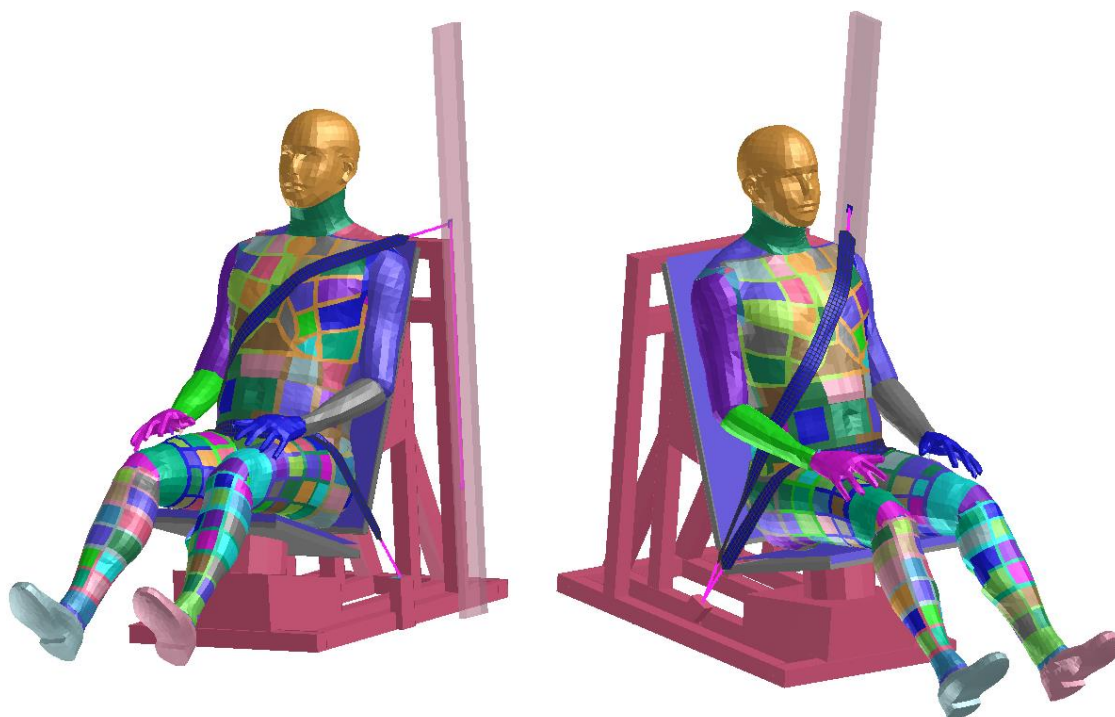


Obr. 4.1: Model VIRTHUMAN ve variantách žena a muž (zleva).

4.1 Tříbodový pás

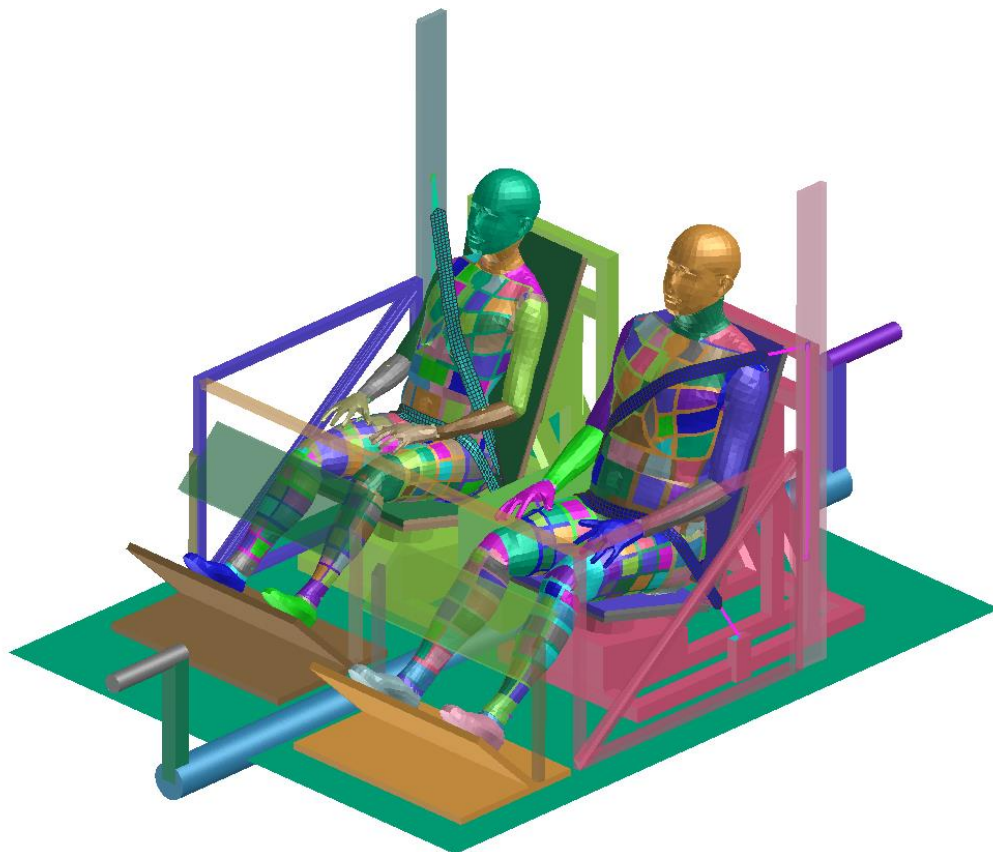
Nejčastěji používaným bezpečnostním pásem v automobilové dopravě je právě tříbodový pás. Pro vytvoření virtuálního pásu byla opět využita aplikace Seat Belt. S využitím postupu uvedeným v prezentaci [8] byl následujícím způsobem vytvořen a natažen tříbodový bezpečnostní pás u řidiče i spolujezdce.

Pás (obr. 4.2) je uchycen v retraktoru, který představuje místo pro navíjení pásu, a prochází přes tzv. „DRing“, což simuluje průchod přes průvlek, který slouží k uchycení a vedení pásu u ramene pasažéra. Přes vybraný bod na středu hrudníku pás pokračuje do tzv. „buckle“, kde je místo, ve kterém se zapíná přezka do spony. Z tohoto místa je pás veden přes bod ve středu spodní část břicha do tzv. „anchorage“, kde je pás ukotven. Dále byl proveden výběr diskretizace pásu a byly označeny všechny části modelu, podél kterých bude pás natažen. Navíc je ještě definován tzv. „slipring“ kolem průvleku a přezky, který simuluje prokluz pásu.

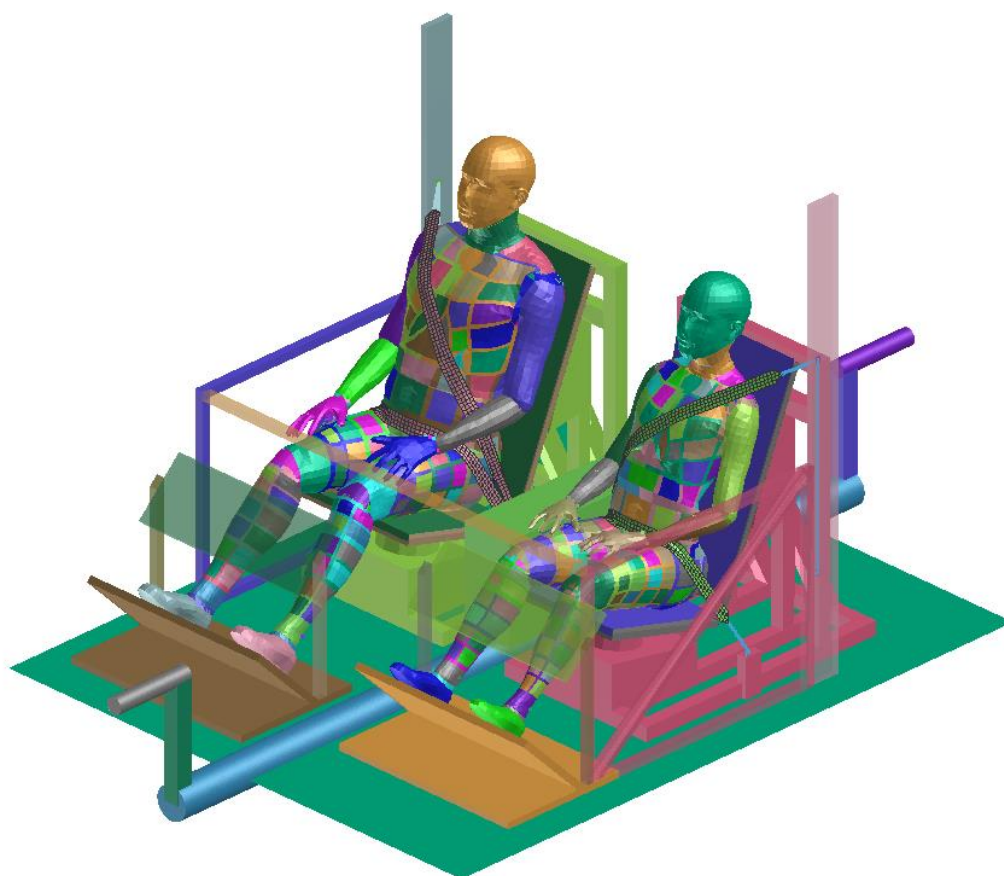


Obr. 4.2: Uchycení tříbodového pásu.

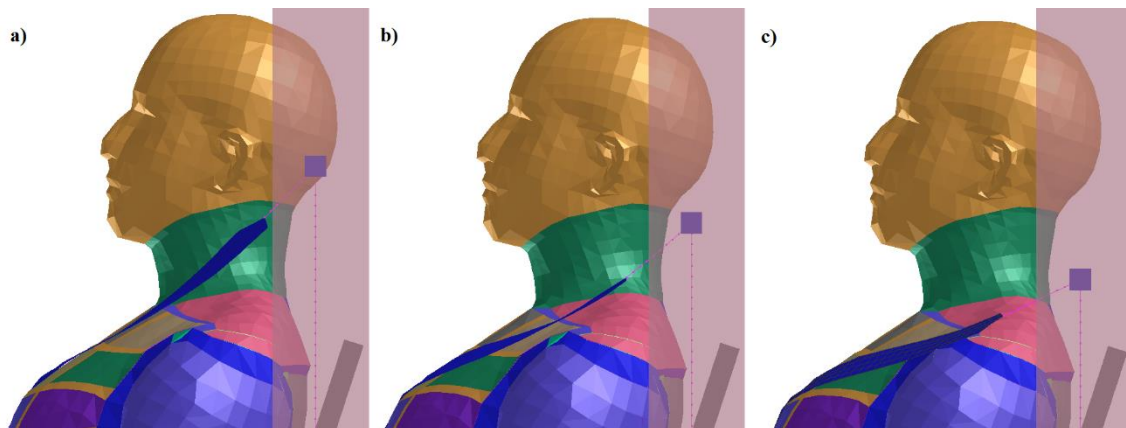
Test s tříbodovým bezpečnostním pásem byl proveden pro variantu muž – řidič a žena – spolujezdec (obr. 4.3) i pro variantu opačnou, tedy žena – řidič a muž – spolujezdec (obr. 4.4). Pro obě varianty byly testovány všechny tři hodnoty předpětí v pásu. Protože výška uchycení v B sloupku auta je nastavitelná, byly pro testování pásu zahrnuty tři výšky (obr. 4.5). U řidiče i spolujezdce byla výchozí hodnota nastavena relativně vzhledem k postavě ve výšce odpovídající přechodu hlavy v krk. Dále byla zvolena hodnota 5 [cm] nad a 5 [cm] pod výchozí hodnotou.



Obr. 4.3: Test ve variantě muž – řidič a žena – spolujezdec.



Obr. 4.4: Test ve variantě žena – řidič a muž – spolujezdec.



Obr. 4.5: Variabilní výška tříbodového pásu: a) 5 [cm] nad výchozí hodnotou, b) výchozí hodnota, c) 5 [cm] pod výchozí hodnotou.

4.2 Pás integrovaný v sedadle

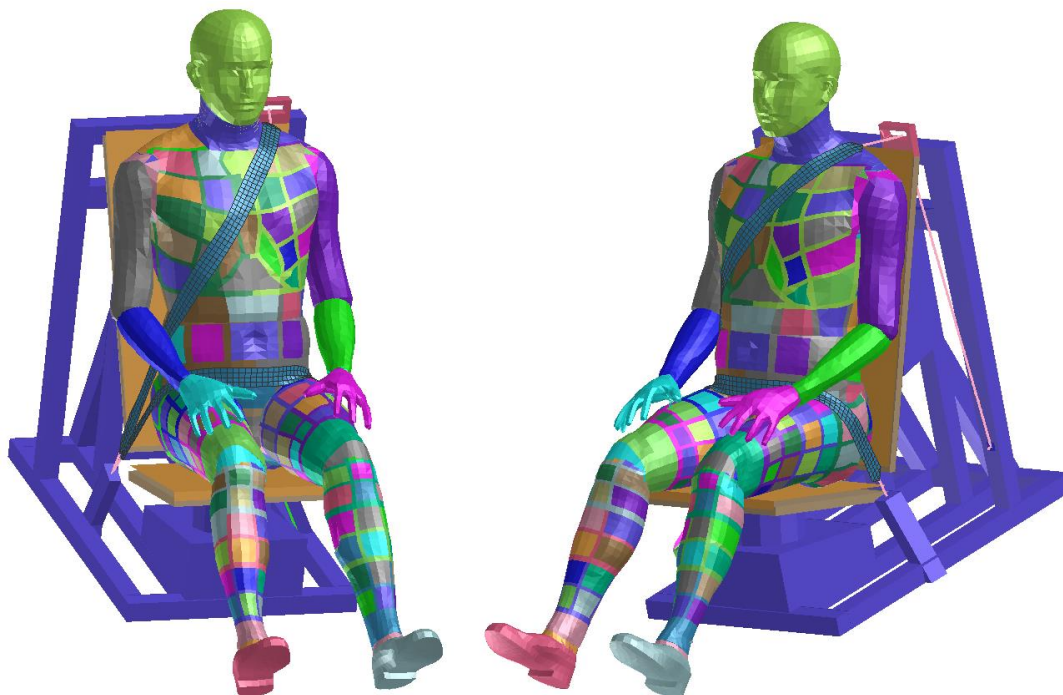
Sedadla typu ABTS představují sedadla s integrovaným tříbodovým pásem uchyceným k jeho konstrukci (obr. 4.6). Hlavní výhodou takto ukotveného pásu je kratší délka pásu mezi místy, kde končí jeho kontakt s tělem, a místy ukotvení. Snižuje se tím možnost případného pohybu těla při nehodě. Místa uchycení pásu byla určena podle [17].

Při simulaci je pás (obr. 4.7) uchycen v retraktoru připevněném k vnější části sedačky. Prochází otvorem umístěným v opěráku sedačky nad ramenem cestujícího. Dále pokračuje přes střed hrudníku do místa přezky, ze kterého přes střed spodní části břicha pokračuje do místa ukotvení ke konstrukci sedačky. V místě průchodu pásu skrz otvor a v místě, kde se zapíná přezka do spony, je definován prokluz.

Testy byly provedeny pro obě varianty usazení modelů VIRTHUMAN se všemi třemi hodnotami předpětí v pásu.



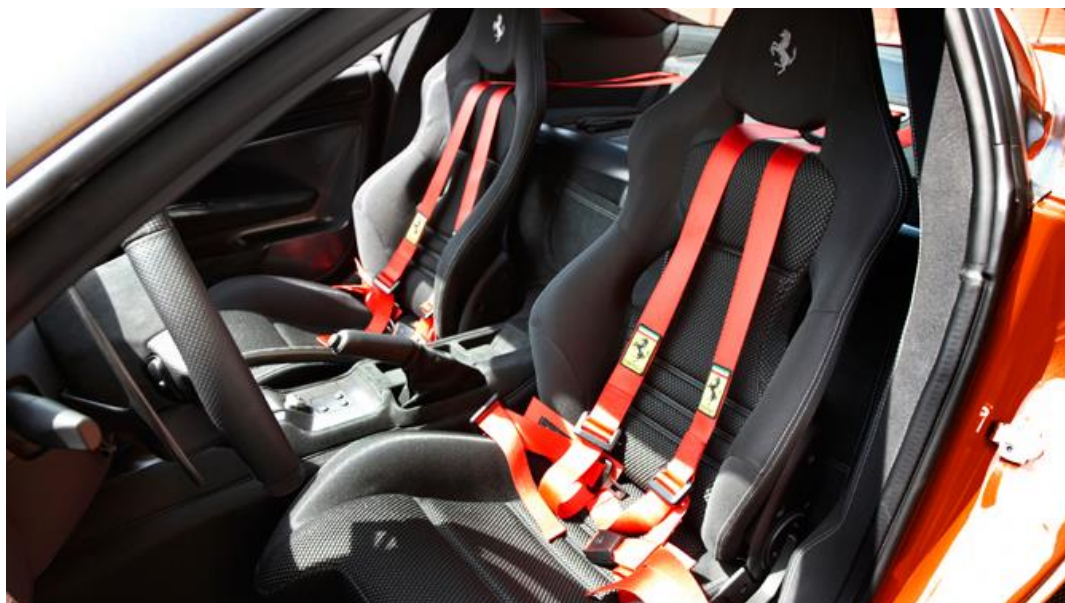
Obr. 4.6: Sedadlo typu ABTS [7].



Obr. 4.7: Uchycení pásu ke konstrukci sedadla.

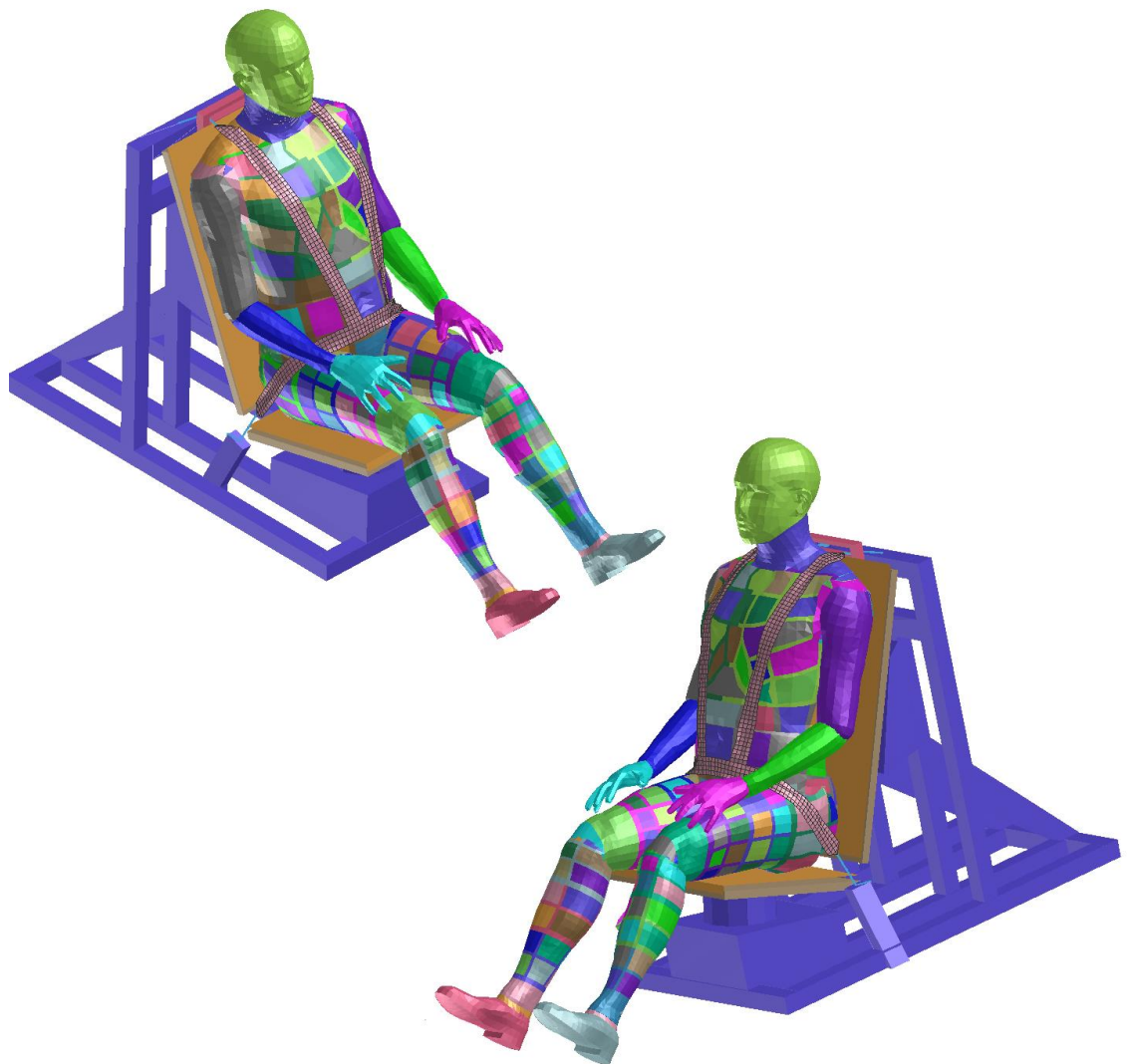
4.3 Čtyřbodový pás

Posledním typem použitých pásů jsou pásy čtyřbodové (obr. 4.8). Jedná se o pásy uchycené do karoserie vozidla ve čtyřech místech. Pásy nejsou navíjecí, tudíž jejich délka je pevná. Pás je nutné nastavit přímo na tělo cestujícího, aby byl připoután k sedačce napevno a tím se minimalizovala možnost jeho pohybu.



Obr. 4.8: Příklad čtyřbodového pásu [19].

Pro vytvoření virtuálních pásů (obr 4.9) byla využita aplikace Belt tools. Ve skutečnosti jsou dva popruhy svými horními konci upevněny ke karoserii auta za sedadlem. Pro zjednodušení byly pásy v modelu uchyceny k tuhé konstrukci sedačky a odtud prochází pásy mezerou, která odpovídá mezeře mezi tyčkami opěrky hlavy reálného automobilu Chrysler Neon. Dál jsou taženy přes ramena směrem dolů po hrudníku. V oblasti spodní části břicha navazují na pás, který je po stranách ukotven do konstrukce zkušební klece. Aby bylo zajištěno úplné dotažení pásů k tělu, byl každý konec pásu opatřen retraktorem. Ve všech retraktorech byla nastavena síla 35 [N]. Pro srovnání byly testy provedeny i se silou 100 [N]. Stejně jako v předchozích případech byly testy provedeny pro obě varianty usazení páru modelů muže a ženy na místa řidiče a spolujezdce.



Obr. 4.9: Uchycení čtyřbodového pásu.

5 DRoTS test

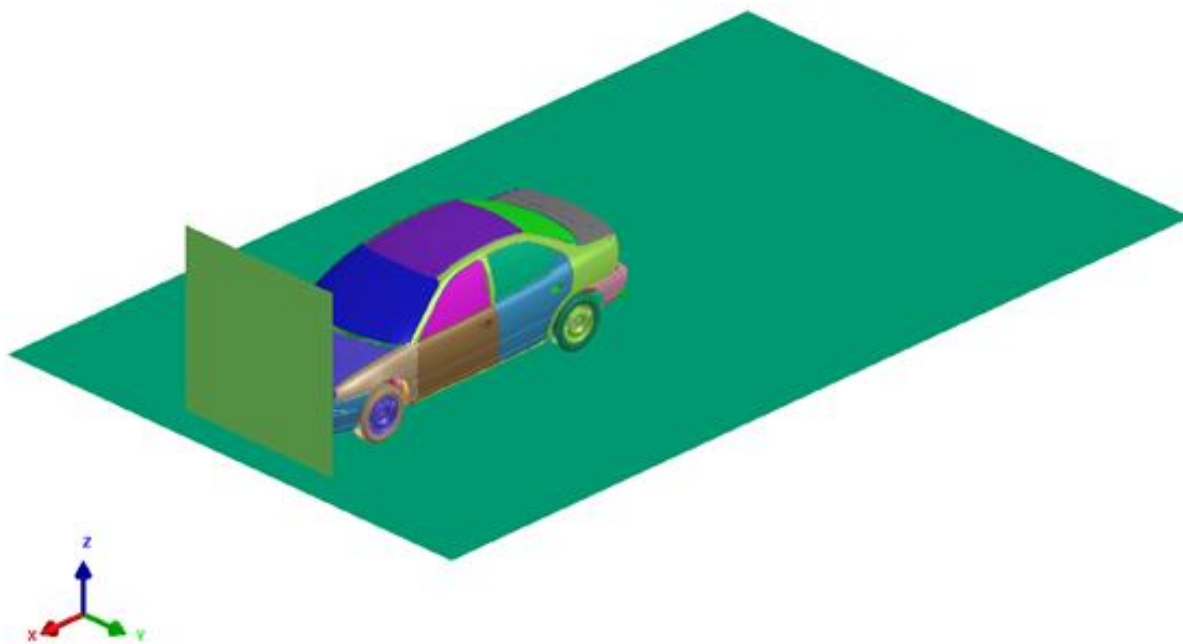
Pro simulaci testu byl k dispozici konečnoprvkový model auta Chrysler Neon, který je plně deformovatelný a jeho materiálové parametry odpovídají reálnému vozidlu. Před vytvořením simulace DRoTS testu byl model auta otestován na čelní náraz a na boční náraz na kůl podle dostupných testů prováděných v praxi podle organizace Euro NCAP. Podmínky nárazových testů byly zadány přesně podle protokolů Euro NCAP.

5.1. Čelní náraz

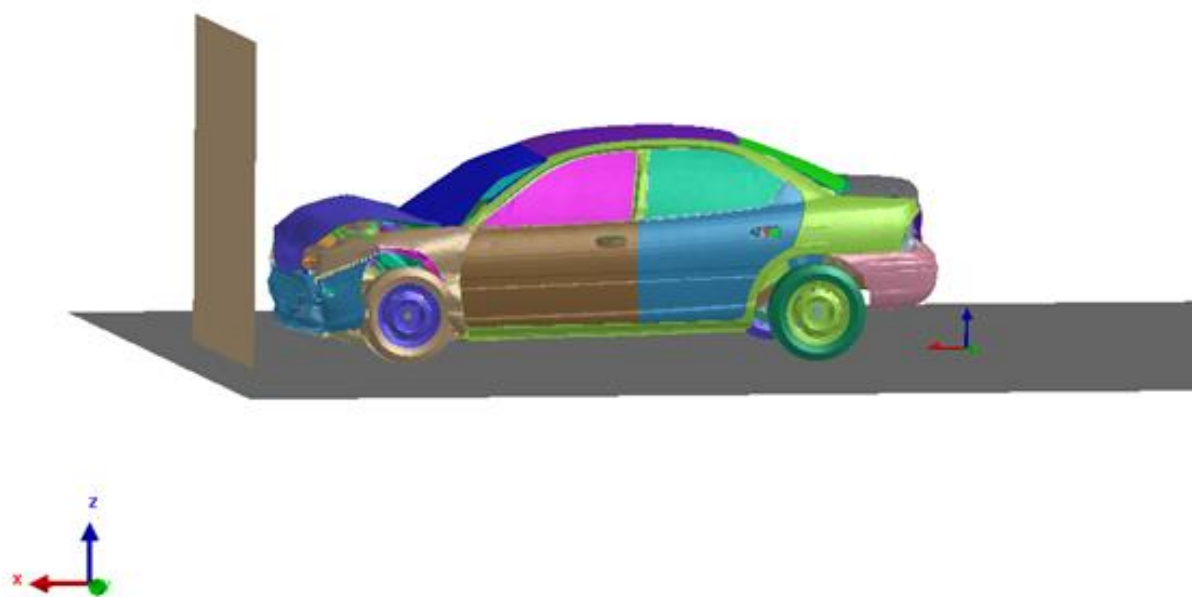
Čelní náraz je dle norem Euro NCAP prováděn jako náraz vozidla jedoucího rychlostí 50 [km/h] do nedeformovatelné bariéry o šířce 3[m] a výšce 1,5[m] (obr. 5.1) [4]. Model vozidla byl umístěn na tuhou podložku fixovanou okrajovými podmínkami. Mezi koly vozidla a podložkou byl nastaven koeficient tření 0,2. V těsné blízkosti před vozidlo byla přidána tuhá stěna, která byla modelována jako jeden element fixovaný okrajovými podmínkami (obr. 5.2). Konec provedené simulace ukázal, k jak rozsáhlému poškození při nárazu došlo (obr. 5.3).



Obr. 5.1: Čelní náraz [3].



Obr. 5.2: Model vozidla před čelním nárazem.



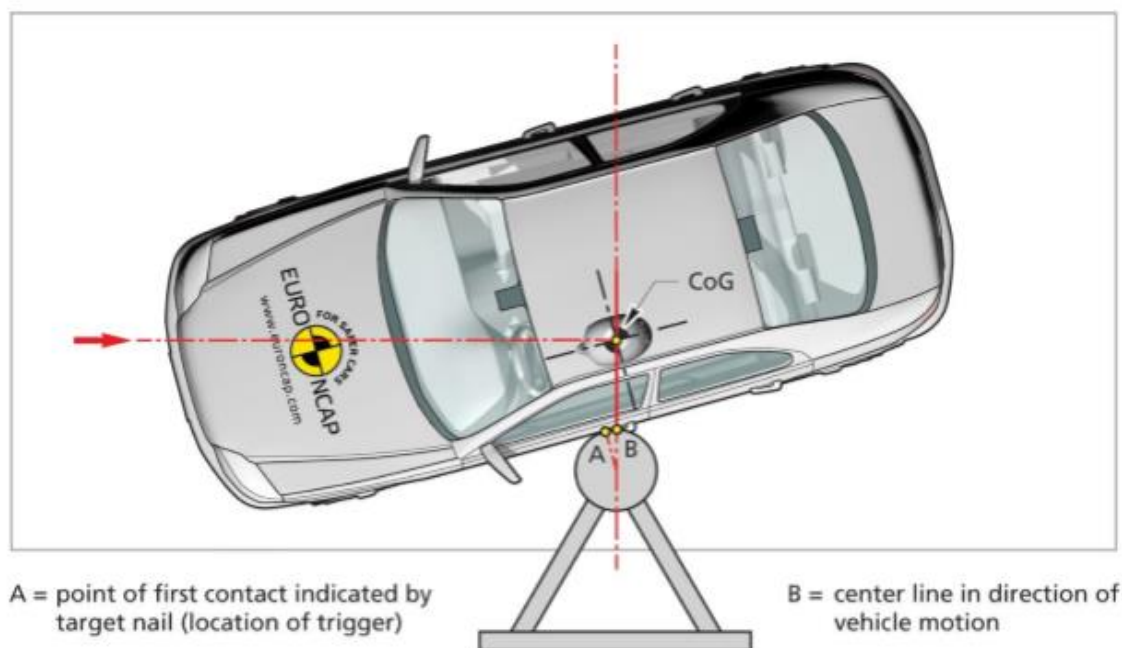
Obr. 5.3: Model vozidla po čelním nárazu.

5.2. Boční náraz na kůl

Boční náraz na kůl je definován jako náraz vozidla na kůl o průměru 254 [mm] rychlostí 32 [km/h] a to pod úhlem 75 % (obr. 5.4) [3]. K bočnímu nárazu dochází v oblasti těžiště hlavy řidiče (obr. 5.5) [5].

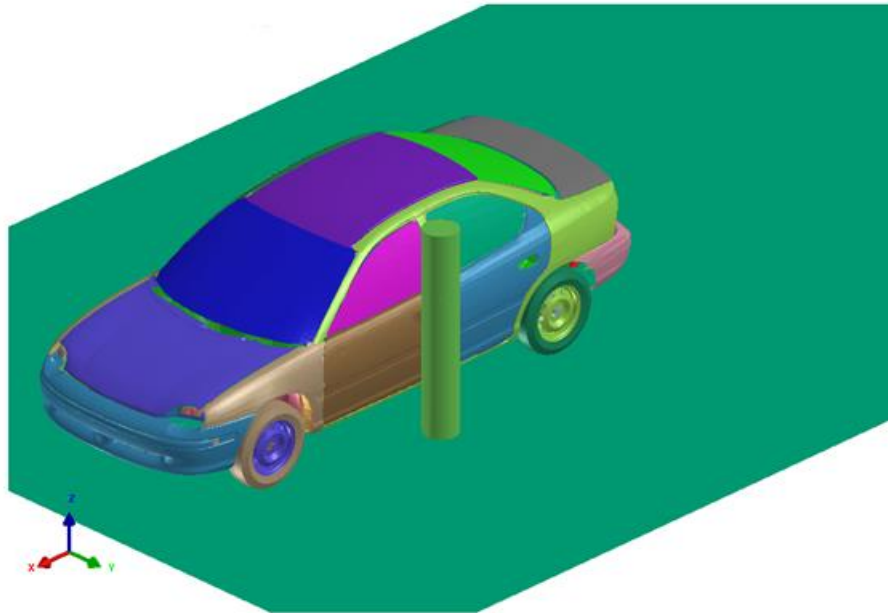


Obr. 5.4: Boční náraz na kůl [3].

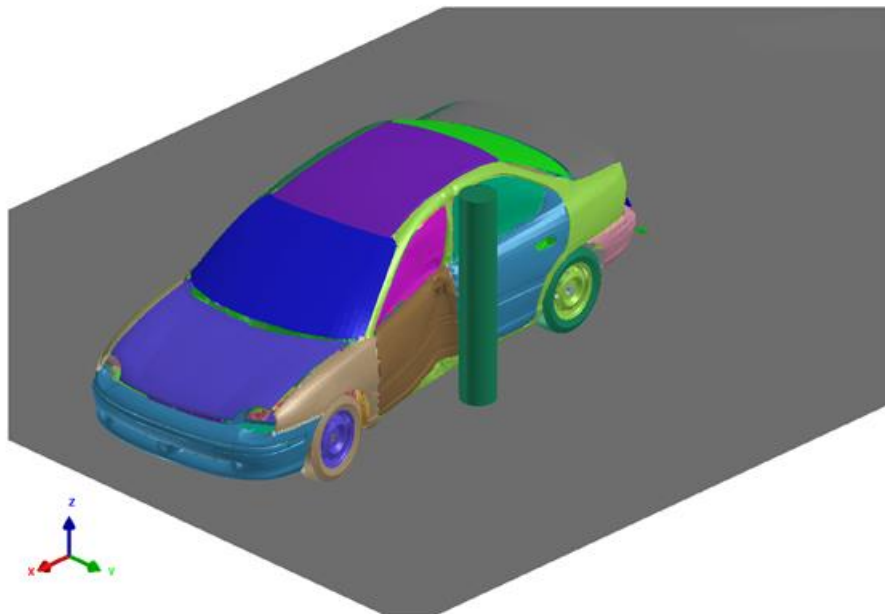


Obr. 5.5: Místo střetu vozidla s kůlem [5].

V simulaci byl kůl vytvořen jako tuhé těleso (rigid body) fixované okrajovými podmínkami. Kůl byl umístěn do těsné blízkosti boku vozidla tak, aby jeho střed byl přibližně v oblasti těžiště hlavy řidiče (obr. 5.6). Na obrázku 5.7 je výsledek provedené simulace.



Obr. 5.6: Umístění kůlu před bočním nárazem.

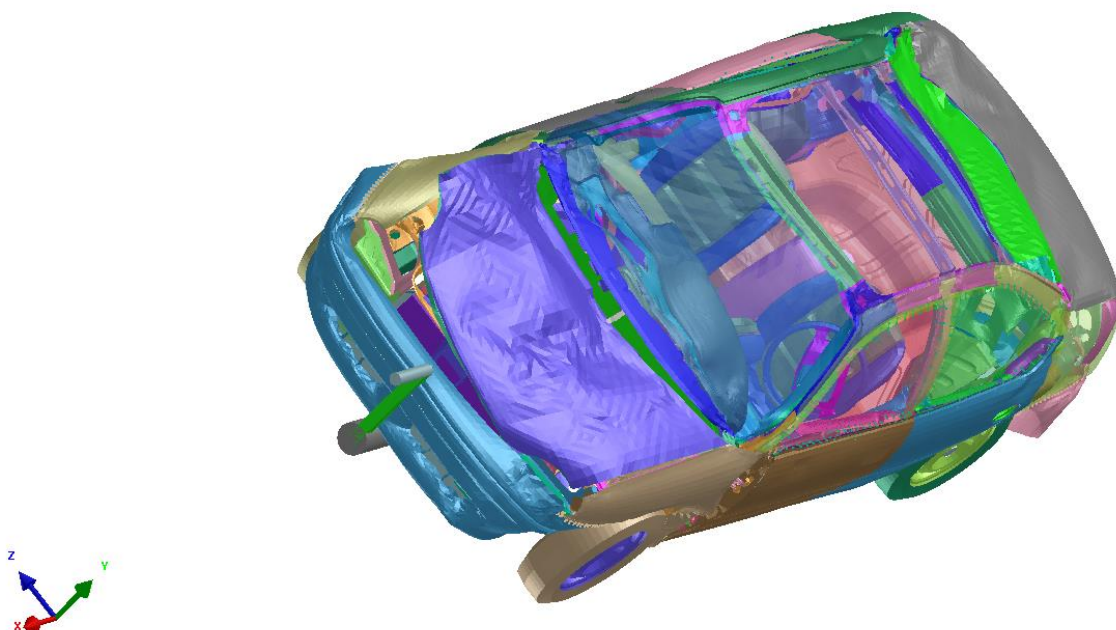


Obr. 5.7: Výsledky simulace bočního nárazu vozidla na kůl.

5.3 Příprava na DRoTS test

Před vytvořením celého prostředí systému DRoTS byl model auta uchycen do tuhých tyčí podle popisu v kapitole 3.1. Model byl otestován na podmínky rotace Buck testu. Byla mu tedy předepsána rychlost, jejíž průběh je zobrazen v grafu na obrázku 3.9. V průběhu rotace došlo k deformacím v modelu, které byly pravděpodobně způsobeny nestabilitou modelu (obr. 5.8).

Byly zkoumány možné příčiny tohoto problému. Pro odstranění vznikajících deformací bylo vyzkoušeno několik regulačních zásahů. V první řadě to bylo snížení časového kroku, potom také zvýšení přesnosti výpočtu na double precision. Dále byla provedena manuální úprava modelu, jež spočívala ve vytvoření několika stovek tuhých těles, která představovala svary částí karoserie, za účelem zamezení jejich uvolňování. Ani jedna z uvedených možností však bohužel nevedla ke stabilizaci modelu. Z toho plyne, že tento model auta není vhodný pro použití v DRoTS testu. Tyto neúspěchy vedly k rozhodnutí zaměřit se na Buck test.



Obr. 5.8: Deformace modelu auta.

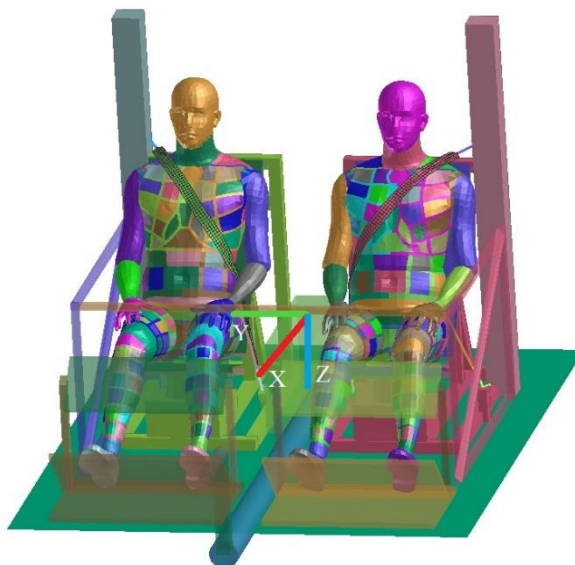
6 Výsledky

Bylo provedeno celkem 29 simulací Buck testu, z nichž jeden test odpovídal přesnému popisu dle experimentu s PMHS [14]. Z ostatních 28 simulací bylo 18 simulací s třibodovým pásem, 6 simulací s pásem integrovaným v sedadle a 4 simulace se čtyřbodovým pásem. Ze všech simulací byla získána data pro vyhodnocení kinematické odezvy virtuálního modelu lidského těla VIRTHUMAN při použití různých typů bezpečnostních pásů. Pro modely muže a ženy bylo provedeno porovnání bezpečnosti pasažérů v závislosti na použitém typu pásu. Dále byl vyhodnocen relativní pohyb krku a pravděpodobnost jeho poranění v závislosti na nastavených kritériích poranění krku v modelu VIRTHUMAN.

Při zpracování výsledků v prostředí MATLAB nebylo bráno v úvahu prvních 100 [ms] simulace, při kterých docházelo k usazení modelů těl vlivem působící gravitační síly a utahování pásů podle velikosti zadané síly v retraktoru.

6.1 Kinematické odezvy

První simulace Buck testu byla provedena za účelem porovnání s provedeným experimentem v [14]. Test byl nastaven na základě podmínek popsanych v kapitole 3, tedy pro variantu modelu muže, jehož věk, výška a váha odpovídaly průměrným hodnotám PMHS. Tento model byl usazen jak na místo řidiče, tak na místo spolujezdce. Byly získány závislosti posuvů středu hmotnosti hlavy, obratlů T1, T4, T10 a L1, křížové kosti a levého a pravého nadpažku, které byly vztaženy k lokálnímu souřadnému systému pevně spojenému s konstrukcí klece (obr. 6.1), na úhlu rotace. Střed lokálního souřadného systému byl zvolen ve středu rotace klece.



Obr. 6.1: Zvolený lokální souřadný systém.

Získané odezvy pro spolujezdce i řidiče byly porovnány s odezvami PMHS převzatými z článku [14]. V případě spolujezdce byly odezvy rovněž porovnány s dostupnými odezvami virtuálního modelu THOR tvořeného strukturou multi-body [24]. Kinematické odezvy pro model usazený na sedadle spolujezdce a řidiče jsou zobrazeny v příloze č.1 a č.2.

Z průběhu odezvy středu hmotnosti hlavy v ose x je patrné, že k odchýlení předpokládaného průběhu došlo z důvodu uchycení hlavy PMHS do popruhů. Při nehodě typu rollover se hlavní pohyb modelu odehrává ve směrech os y a z . Z tohoto důvodu byly odezvy ostatních bodů ve směru osy x dále zkoumány.

V průběhu testu dojde u obou modelů k oddálení těla ze sedáku a tím vznikne prostor pro podsazení pánve. Tento jev je vidět v grafech popisujících pohyb kosti křížové ve směru z . Možným důvodem tohoto jevu, je nedostatečné utažení pásů v oblasti části spodního břicha. Odlišné průběhy u levého a pravého nadpažku, které jsou v oblasti ramen, mohou být způsobeny zjednodušením modelu VIRTHUMAN právě v této oblasti.

Závěrem lze říci, že model VIRTHUMAN vystihuje chování při nehodě typu rollover v osách y a z velmi dobře a tudíž je vhodný pro použití v simulacích tohoto typu nehod.

U následujících simulací, ve kterých byla zkoumána účinnost bezpečnostních pásů na základě jejich různého nastavení, byla sledována pouze odezva středu hmotnosti hlavy a to ve všech směrech. V závislosti na posuvu hlavy ve směru osy z , byla posuzována účinnost pásu. Nejprve byla zkoumána vhodná výška uchycení třibodového pásu. Porovnání posuvů při použití pásu s předpětím 35 [N] bylo provedeno jak pro muže na pozici řidiče a spolujezdce, tak pro ženu. Z výsledných grafů v příloze č.3 je patrné, že pro model muže na pozici řidiče i spolujezdce je nejlepší uchycení pásu 5 [cm] pod zvolenou výchozí pozicí. U modelu ženy na pozici řidiče je také bezpečnější uchycení pásu 5 [cm] pod zvolenou výchozí pozicí. Pouze pro model ženy na pozici spolujezdce je nejlepší uchycení pásu 5 [cm] nad zvolenou výchozí pozicí.

V závislosti na vybrané nejvhodnější výšce třibodového pásu byly vykresleny posuvy hlavy ve třech testovaných možnostech předpětí v pásu. Z grafů v příloze č.4 je patrné, že pro model muže a ženy na pozici řidiče a také pro model ženy na pozici spolujezdce je nejbezpečnější utáhnout pás silou 100 [N]. Pouze posuv hlavy modelu muže na pozici spolujezdce je nejmenší při utažení pásu silou 35 [N].

Pro pás integrovaný v sedadle bylo provedeno porovnání posuvů hlavy při třech testovaných možnostech předpětí v pásu (příloha č.5). Pro modely muže řidiče i spolujezdce a model ženy spolujezdce byl výsledek stejný a to takový, že k nejmenšímu posuvu hlavy dojde při utažení pásu silou 100 [N]. Posuv hlavy modelu ženy na sedadle řidiče je nejmenší při nulovém předpětí v pásu.

U čtyřbodových pásů bylo z důvodu nutného utažení pásů před začátkem rotace vynecháno nulové předpětí. Z výsledných grafů v příloze č.6 je patrné, že nejmenších posuvů hlavy bude dosaženo při předpětí 100 [N] a to u všech modelů.

Na základě výběru vhodného třibodového pásu (3P) pro každý model je s příslušným pásem porovnán pás ze sedadla ABTS a čtyřbodový pás (4P) vždy s odpovídajícím předpětím. Následující tabulka (tab. 6.1) uvádí pásy, které jsou porovnávány. Výsledky jsou zobrazeny v grafech v příloze č.7.

Model VIRTHUMAN		3P	ABTS	4P
Muž	řidič	- 5 cm / 100 N	100 N	100 N
	spolujezdec	-5 cm / 35 N	35 N	35 N
Žena	řidič	-5 cm / 100 N	100 N	100 N
	spolujezdec	+5 cm / 100 N	100 N	100 N

Tab. 6.1: Vlastnosti srovnávaných pásů.

Na základě porovnání posuvů hlavy ve směru osy z je v tabulce (tab. 6.2) uveden nejvhodnější typ pásu a síla použitá k jeho dotažení k tělu modelu. Lze tedy říci, že pro sedadlo řidiče je pro nehodu typu rollover nejvhodnější pás připevněný k sedačce ABTS. Toto zjištění je v souladu s výsledky experimentů v [22]. Pro sedadlo spolujezdce je vhodnější použití čtyřbodového pásu (4P).

Model VIRTHUMAN	Typ pásu	Předpětí [N]
Muž řidič	ABTS	100
Muž spolujezdec	4P	35
Žena řidič	ABTS	100
Žena spolujezdec	4P	100

Tab. 6.2: Vhodné typy pásu pro nehodu typu rollover.

Také bylo zpracováno grafické porovnání simulací testu se všemi typy pásů pro variantu muž – řidič a žena – spolujezdec (příloha č.8). Síla v předepínači pásu v těchto uvedených simulacích byla 35 [N]. Uchycení tříbodového pásu u muže odpovídá hodnotě 5 [cm] pod zvolenou výchozí pozicí a u ženy je zvolena přímo výchozí hodnota. Jednotlivé obrázky jsou pořízeny vždy po otočení o 45 [°].

6.2 Relativní pohyb krku

Pohyb hlavy při nehodě je závislý také na pohybu krku. Krční páteř je místem, kde při nehodách dochází k častému poranění. Proto byl zpracován a následně vykreslen ve všech směrech relativní pohyb prvního krčního obratle C1 vůči prvnímu hrudnímu obratli T1. Pohyb krku byl zpracován pro základní Buck test dvou mužů (příloha č. 9) a pro testy s pásy, které byly porovnávány v tabulce 6.1, pro modely muže a ženy (příloha č.10).

Z průběhu grafů zobrazujících relativní pohyb krku modelů muže a ženy lze konstatovat, že při použití právě doporučených typů pásů, je pohyb krku nejmenší ve směrech os y a z . Tedy doporučené pásy jsou nejlepšími variantami jak vzhledem k pohybu hlavy, tak vzhledem k relativnímu pohybu krku.

6.3 Pravděpodobnost poranění krku

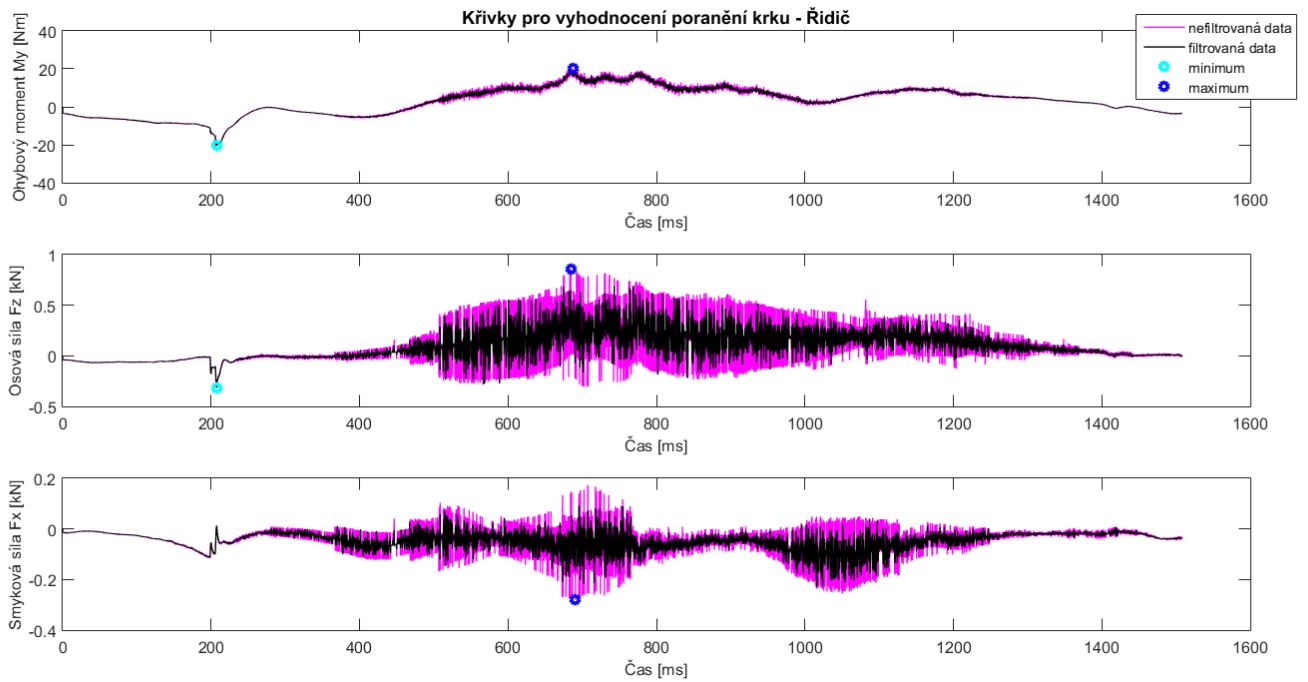
V softwaru VPS je možné pro model VIRTHUMAN zjistit pravděpodobnost poranění částí těla, která je vyhodnocována na základě kritérií poranění pro danou část těla modelu. Vyhodnocovací algoritmus (Postprocessing) nejprve vygeneruje křivky, které jsou filtrovány a pak porovnány s kritérii poranění.

Po vyhodnocení pravděpodobnosti poranění je model obarven v závislosti na závažnosti poranění. Zelená barva značí žádnou nebo malou pravděpodobnost poranění a žlutá barva prezentuje akceptovatelné poranění. Oranžovou barvou je značeno vážné poranění. Obarvení červenou barvou znamená velmi vážné až smrtelné poranění.

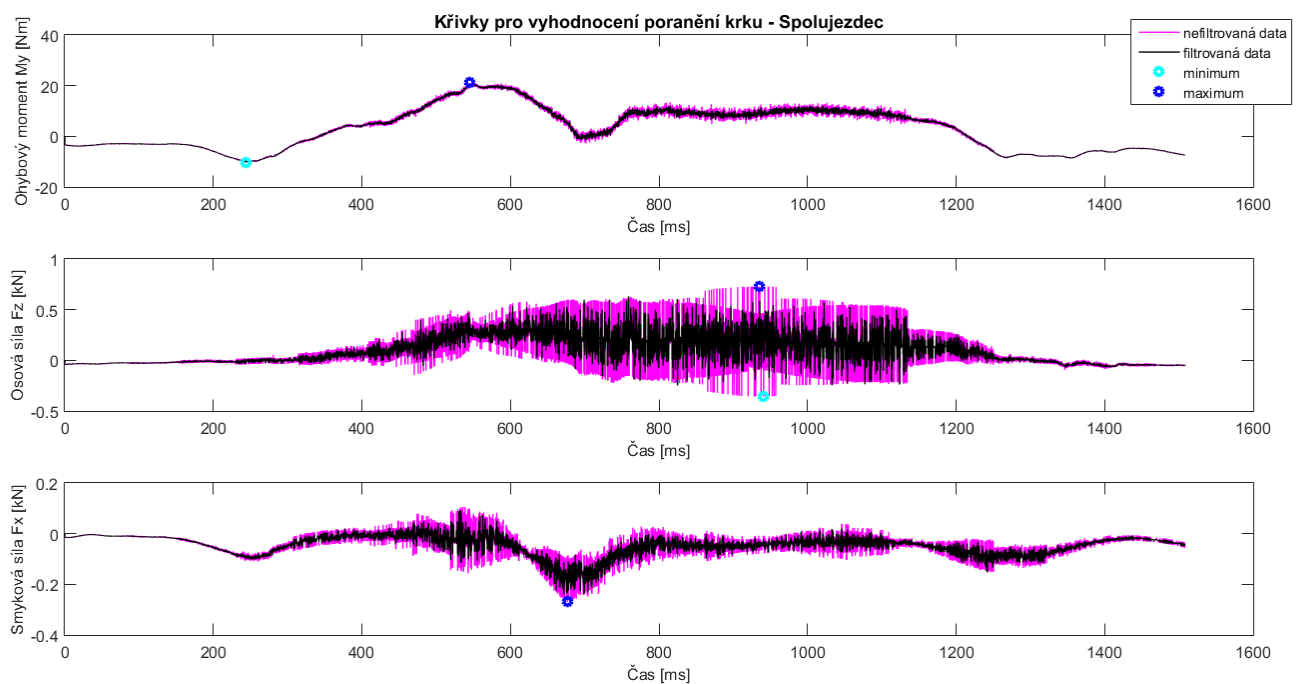
V případě krku je pravděpodobnost poranění vyhodnocována na základě pohybu v kloubu odpovídajícímu prvnímu krčnímu obratli C1 [16]. Vyhodnocuje se ohybový moment M_y ve flexi (předklon) a extenzi (záklon), dále osová síla F_z pro tenzi (pohyb nahoru) a kompresi (pohyb dolů) a nakonec smyková síla F_x . Limitní kritéria pro vyhodnocení poranění, která byla získána na základě biomechanických studií, jsou publikována v manuálu k modelu VIRTHUMAN [16].

Hodnoty pro vyhodnocení byly získány z grafů nefiltrovaných křivek. V případě základního Buck testu je v grafech vidět zobrazení jednotlivých veličin pro případ řidiče (obr. 6.2) a spolujezdce (obr.6.3) a jejich změnu po použití příslušného filtru.

Z tabulek ukazujících zjištěné hodnoty ze všech provedených simulací (příloha č.11) je patrné, že ve směru zkoumaných pohybů krku by nemělo dojít k žádnému poranění. Kritéria poranění ale nezahrnují pohyby krku v laterálním směru, k nimž při tomto typu nehody dochází. Proto by bylo dobré zahrnout do kritérií poranění krku i tyto boční směry.



Obr. 6.2: Křivky pro vyhodnocení poranění krku – základní Buck test – řidič



Obr. 6.3: Křivky pro vyhodnocení poranění krku – základní Buck test – spolujezdec

7 Závěr

Tato práce byla zaměřena na analýzu bezpečnosti pasažérů při nehodě osobního automobilu typu rollover, tedy převrácení přes střechu. Cílem práce bylo otestovat použitelnost virtuálního modelu lidského těla VIRTHUMAN, na základě výsledků z provedených simulací provést porovnání s dostupnými experimenty a vyhodnotit bezpečnost cestujících při použití různých typů bezpečnostních pásů.

V úvodu práce byla provedena analýza současného stavu problematiky nehody typu rollover a používaných virtuálních modelů lidského těla.

Ve druhé kapitole byl popsán multi-body systém, princip metody konečných prvků, základy kontaktní mechaniky a virtuální model lidského těla VIRTHUMAN.

Třetí kapitola byla věnována rollover testu. Byl představen systém pro dynamický rollover test (tzv. DRoTS), na jehož základě byl vytvořen model pro Buck test. Detailněji byla popsána konstrukce zkušební klece pro tzv. Buck test, použitý model VIRTHUMAN a jeho usazení a připoutání bezpečnostními pásy. Také zde byly uvedeny podmínky provedení Buck testu.

Čtvrtá kapitola byla zaměřena na analýzu bezpečnosti pasažérů při použití různých typů pásů. Byly zde představeny virtuální modely muže a ženy a typy pásů, pro které bylo provedeno testování.

V páté kapitole byl představen deformovatelný model vozidla Chrysler Neon. Byl zde popsán způsob testování modelu pro čelní a boční náraz na kúl dle norem společnosti Euro NCAP. Při testování modelu pro rollover bylo zjištěno, že i přes provedené úpravy ve struktuře modelu, je model nestabilní a nelze ho proto použít pro simulaci tohoto druhu nehod.

Šestá kapitola obsahuje zpracování a vyhodnocení získaných výsledků jednotlivých simulací. Na základě provedeného Buck testu podle experimentu byly vykresleny kinematické odezvy středu hmotnosti hlavy, obratlů T1, T4, T10 a L1, kosti křížové a pravého a levého nadpažku modelů VIRTHUMAN pro pozici řidiče a spolujezdce. Tyto odezvy byly porovnány s odezvami PMHS a v případě spolujezdce rovněž s dostupnými odezvami virtuálního modelu THOR na bázi MBS. Bylo zjištěno, že model VIRTHUMAN velmi dobře vystihuje chování lidského těla při nehodě typu rollover a proto je vhodný pro použití v simulacích tohoto typu nehod.

Pro modely muže a ženy byla provedena analýza bezpečnosti při použití tříbodového a čtyřbodového pásu a pásu integrovaného v sedadle ABTS v závislosti na posuvu hlavy. Pro tříbodový pás byla zkoumána vhodná výška jeho uchycení a také síla vhodná pro jeho utažení. Na základě výběru vhodného tříbodového pásu pro model muže i ženy na místě jak řidiče, tak spolujezdce bylo provedeno srovnání se čtyřbodovým pásem a s pásem integrovaným v sedadle ABTS. Výsledkem srovnání je, že pro muže i ženu na pozici řidiče je vhodný pás integrovaný v sedadle ABTS, který je k tělu dotažen silou 100 [N]. Pro muže a ženu na pozici spolujezdce je bezpečnější použití čtyřbodového pásu s tím rozdílem, že pás u modelu muže je dotažen silou 35[N] a u ženy silou 100 [N].

Dále byl zpracován relativní pohyb krku modelů pro základní Buck test. Také byly zpracovány relativní pohyby krku pro muže a ženu v závislosti na pozici usazení a typu

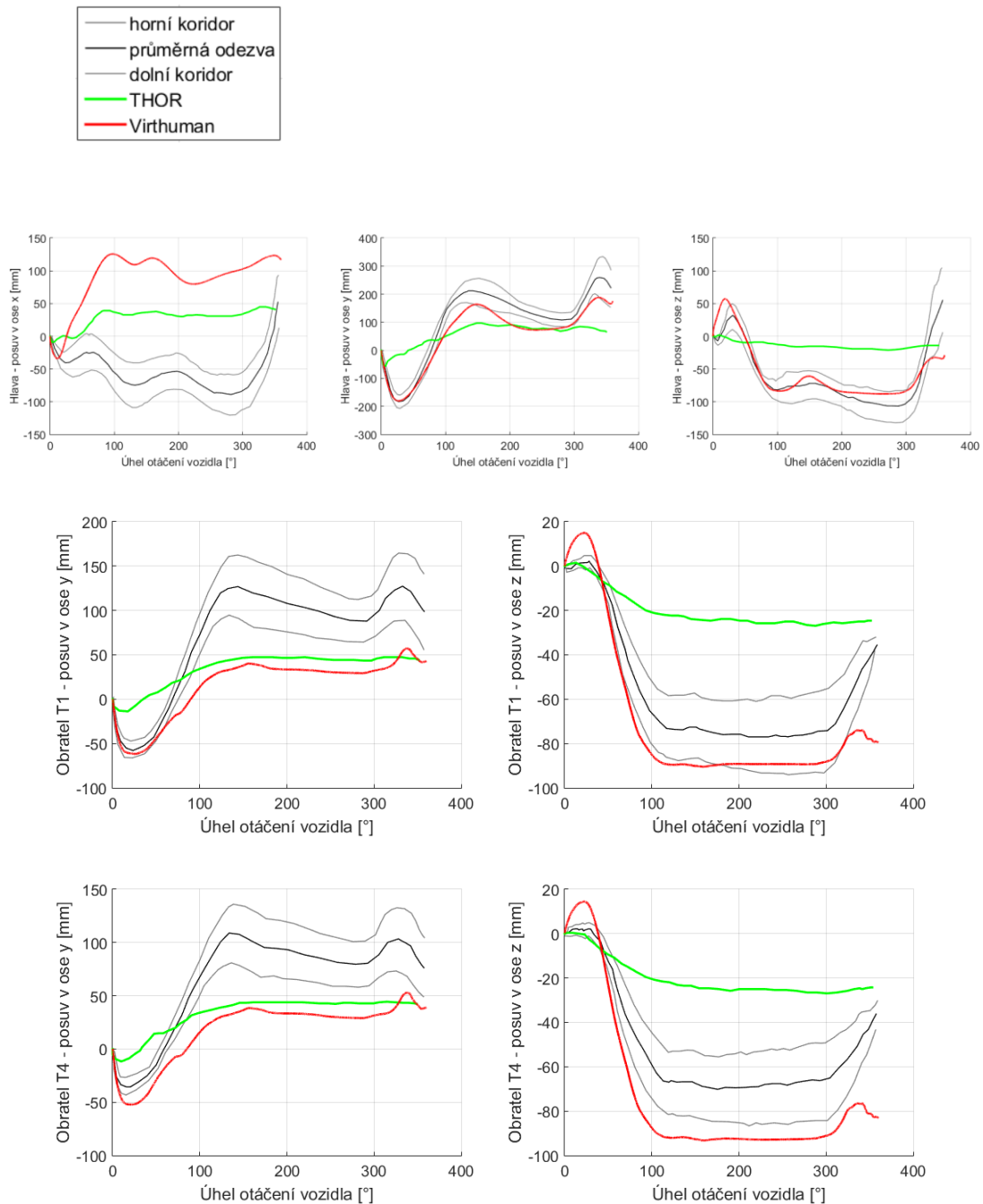
pásu. Z tohoto srovnání mezi vhodným tříbodovým pásem a stejnou silou utaženým pásem čtyřbodovým a pásem integrovaným v sedadle ABTS vyplynulo, že doporučené pásy vzhledem k pohybu hlavy jsou zároveň nejlepší i s ohledem na relativní pohyb krku.

Nakonec byla provedena analýza pravděpodobnosti poranění krku u modelů ze všech provedených simulací. Pravděpodobnost poranění krku byla zjišťována na základě porovnání s kritérii poranění definovanými pro model VIRTHUMAN. Bylo zjištěno, že ve směru zkoumaných pohybů krku by nemělo dojít k žádnému poranění. Kritéria poranění ale nezahrnují pohyby krku v laterálním směru, které jsou pro nehodu typu rollover typické. Proto by bylo dobré zahrnout do kritérií poranění krku i tyto směry.

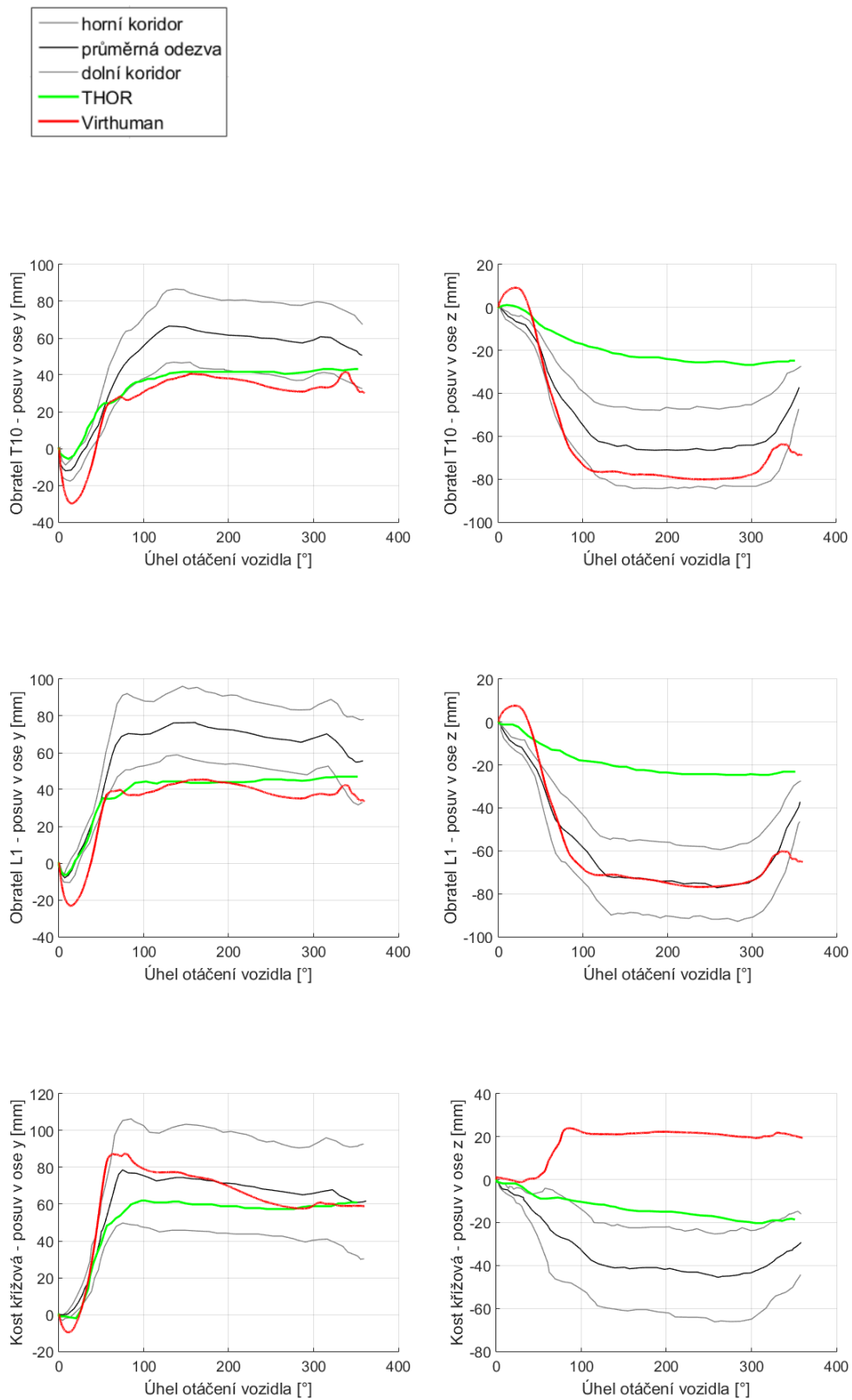
8 Příloha

Příloha č.1

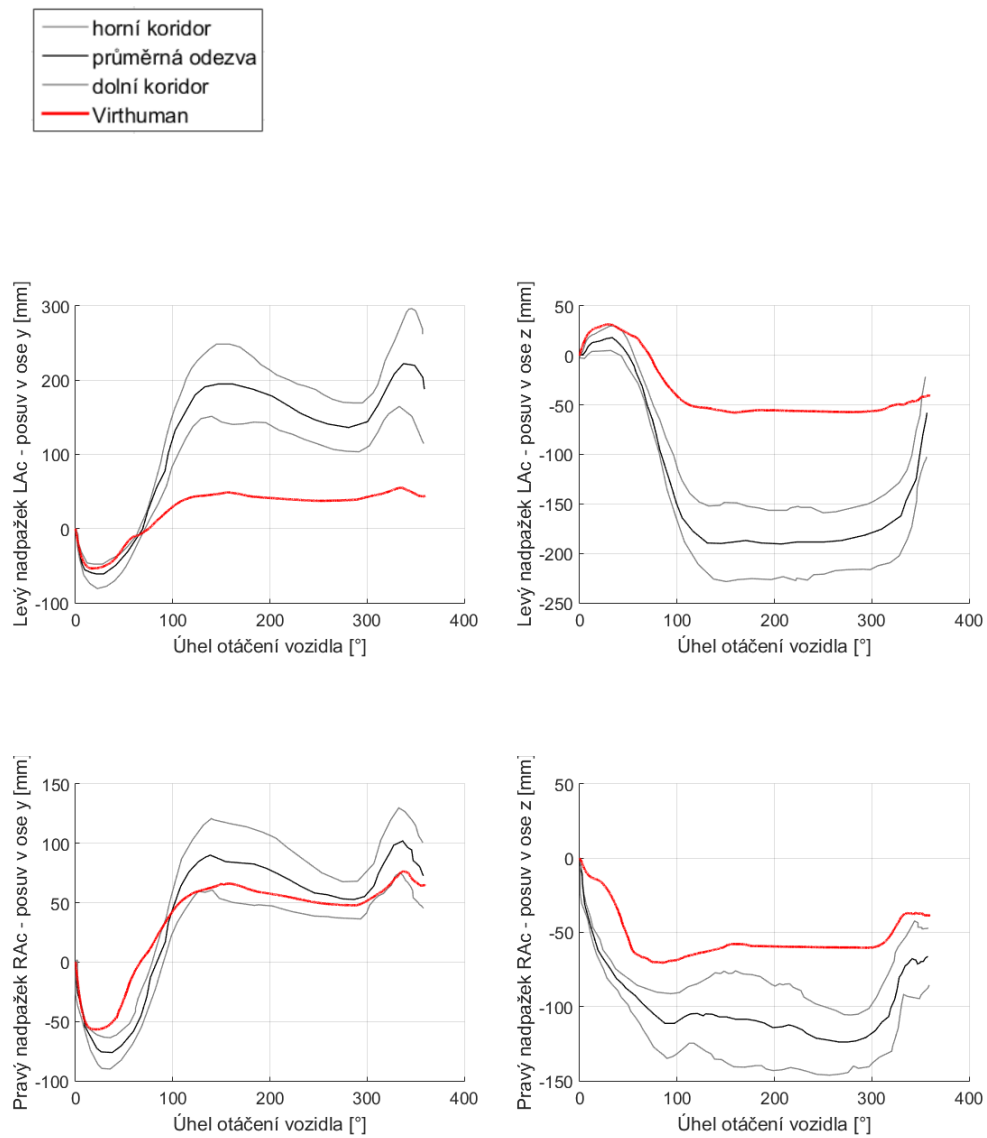
Kinematické odezvy středu hmotnosti hlavy, obratlů T1, T4, T10 a L1, křížové kosti a levého a pravého nadpažku ze simulace buck testu pro pozici spolujezdce.



Obr. 8.1: Kinematické odezvy hlavy a obratlů T1 a T4 spolujezdce v porovnání s odezvami PMHS a MBS modelu THOR [14], [24].



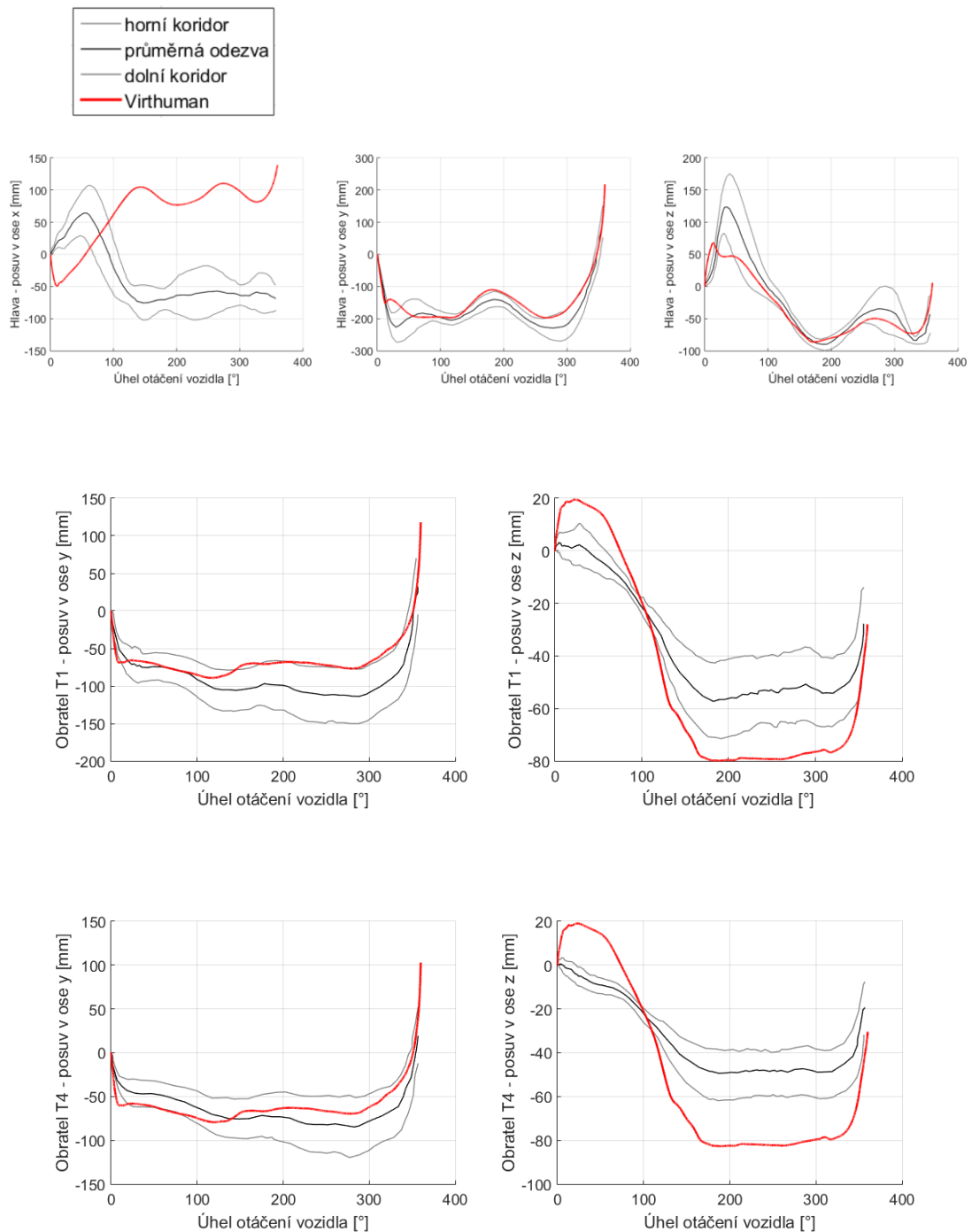
Obr. 8.2: Kinematické odezvy obratlů T10 a L1 a kosti křížové spolujezdce v porovnání s odezvami PMHS a MBS modelu THOR [14], [24].



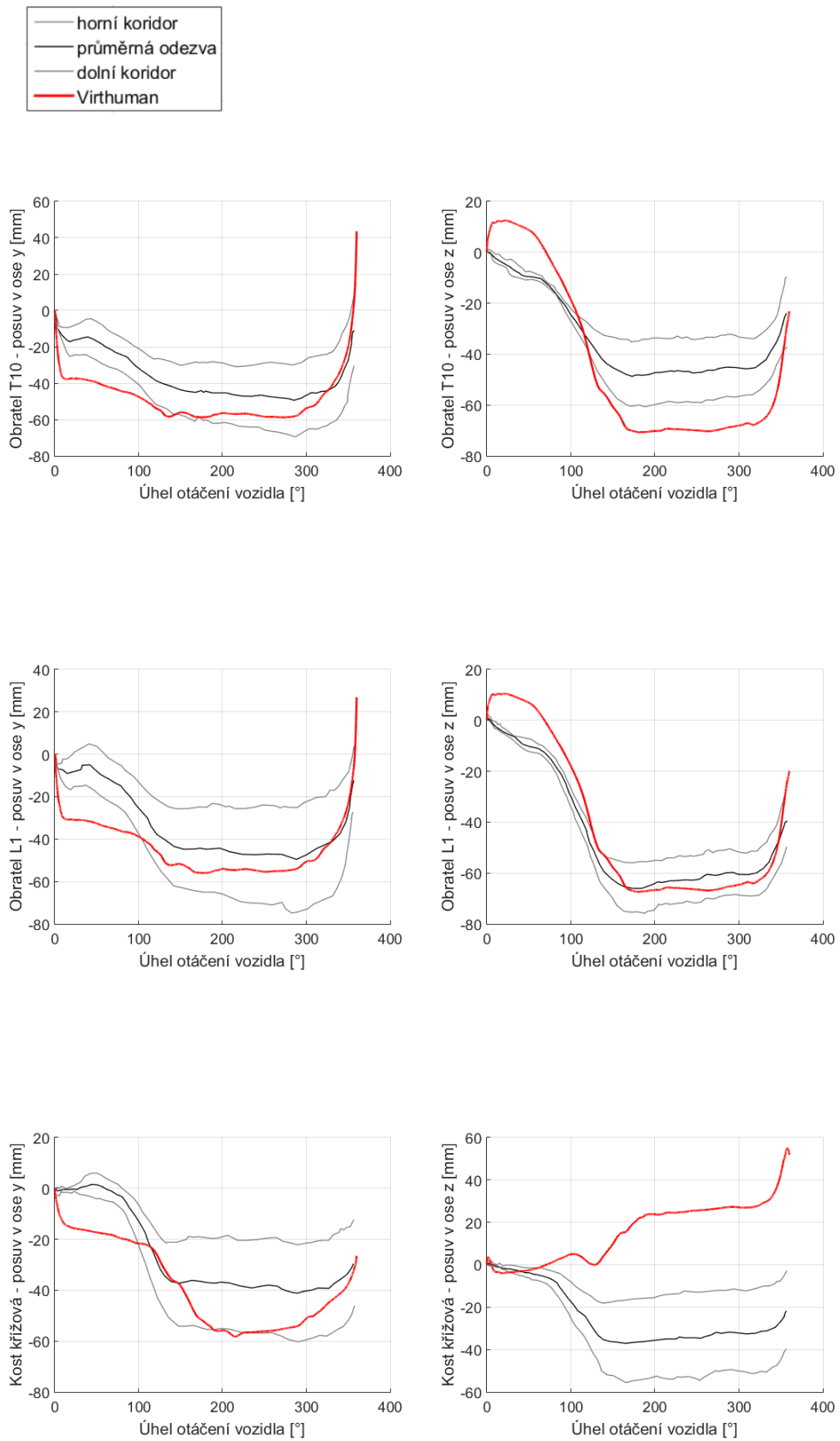
Obr. 8.3: Kinematické odezvy levého a pravého nadpažku spolujezdce v porovnání s odezvami PMHS [14].

Příloha č.2

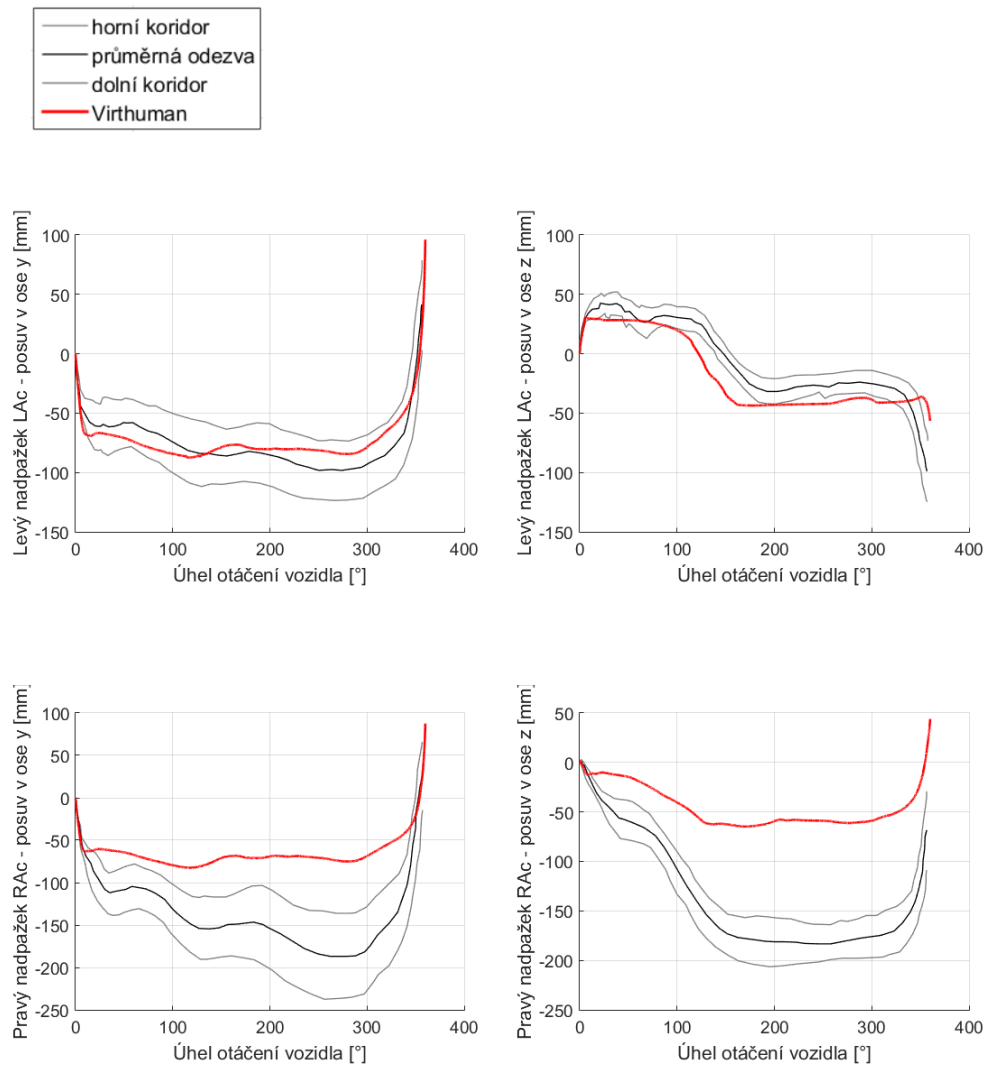
Kinematické odezvy středu hmotnosti hlavy, obratlů T1, T4, T10 a L1, křížové kosti a levého a pravého nadpažku ze simulace buck testu pro pozici řidiče.



Obr. 8.4: Kinematické odezvy hlavy a obratlů T1 a T4 řidiče v porovnání s odezvami PMHS [14].



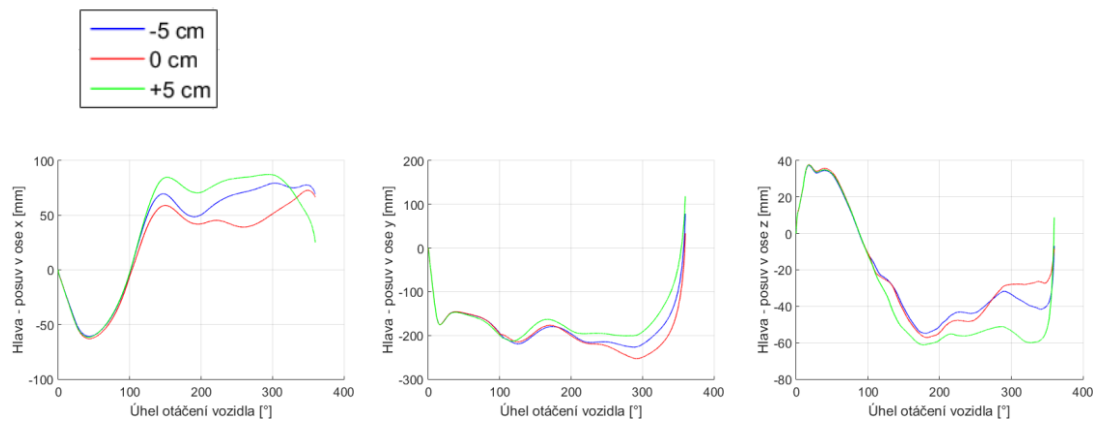
Obr. 8.5: Kinematické odezvy obratlů T10 a L1 a kosti křížové řidiče v porovnání s odezvami PMHS [14].



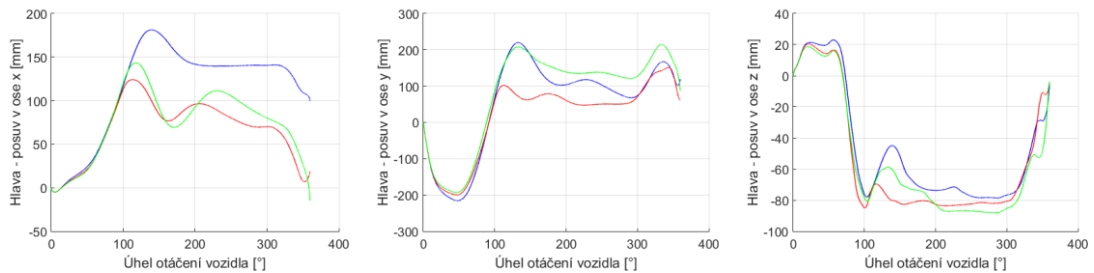
Obr. 8.6: Kinematické odezvy levého a pravého nadpažku řidiče v porovnání s odezvami PMHS [14].

Příloha č.3

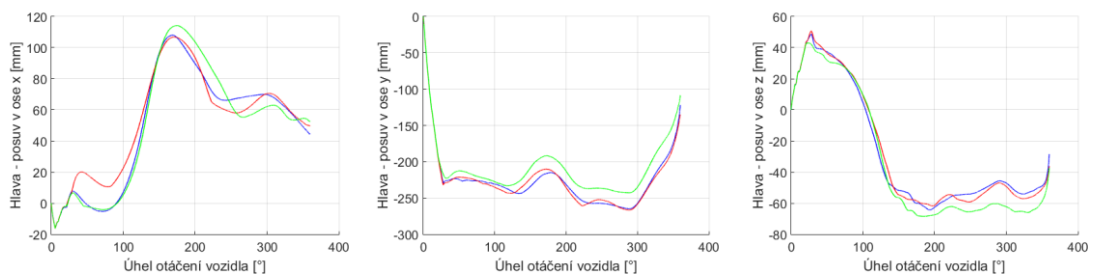
Vhodné uchycení pro třibodový pás při předpětí 35 [N].



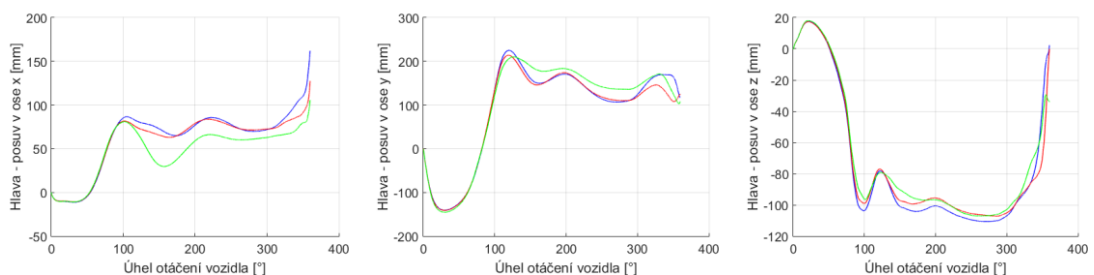
Obr. 8.7: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici řidiče, třibodový pás.



Obr. 8.8: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici spolujezdce, třibodový pás.



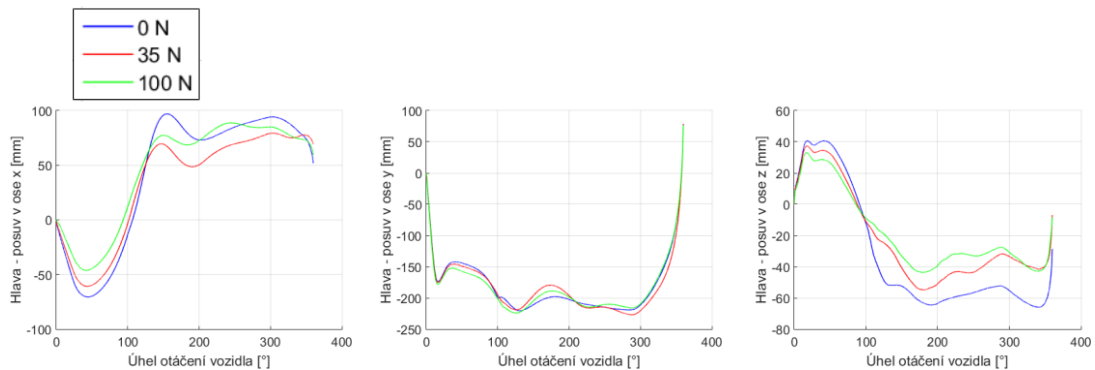
Obr. 8.9: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici řidiče, třibodový pás.



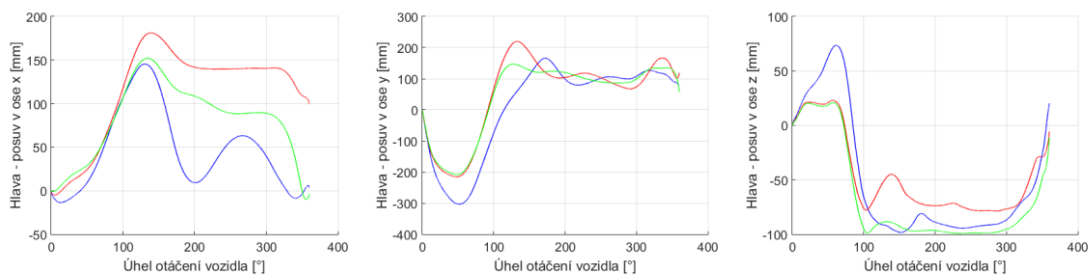
Obr. 8.10: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici spolujezdce, třibodový pás.

Příloha č.4

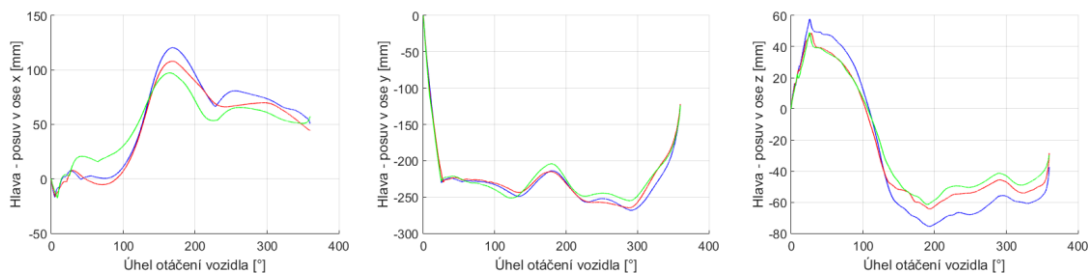
Vhodné nastavení předpětí v třibodovém pásu při ideální výšce.



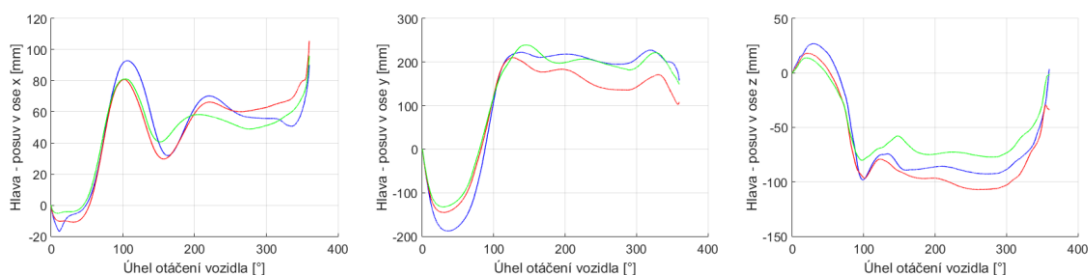
Obr. 8.11: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici řidiče, třibodový pás ve výšce uchycení 5 [cm] pod zvolenou výchozí pozicí.



Obr. 8.12: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici spolujezdce, třibodový pás ve výšce uchycení 5 [cm] pod zvolenou výchozí pozicí.



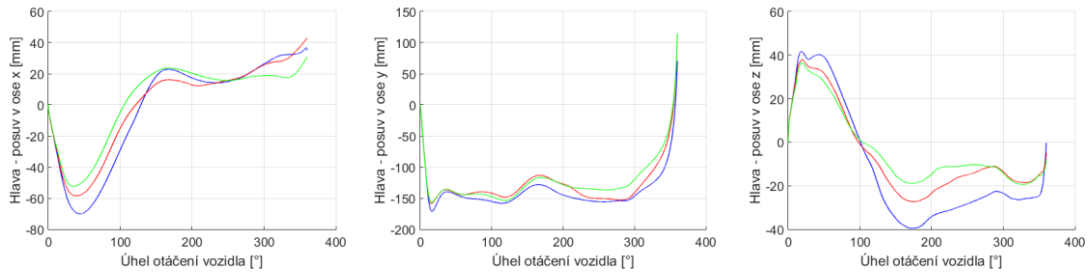
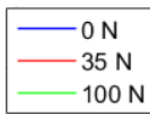
Obr. 8.13: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici řidiče, třibodový pás ve výšce uchycení 5 [cm] pod zvolenou výchozí pozicí.



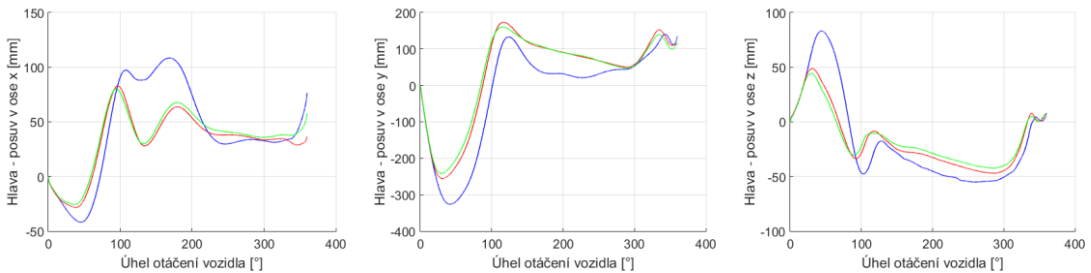
Obr. 8.14: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici spolujezdce, třibodový pás ve výšce uchycení 5 [cm] nad zvolenou výchozí pozicí.

Příloha č.5

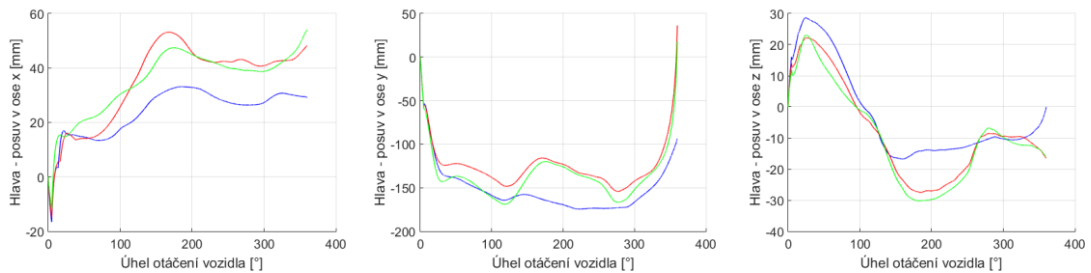
Vhodné nastavení předpětí pásu sedadla ABTS.



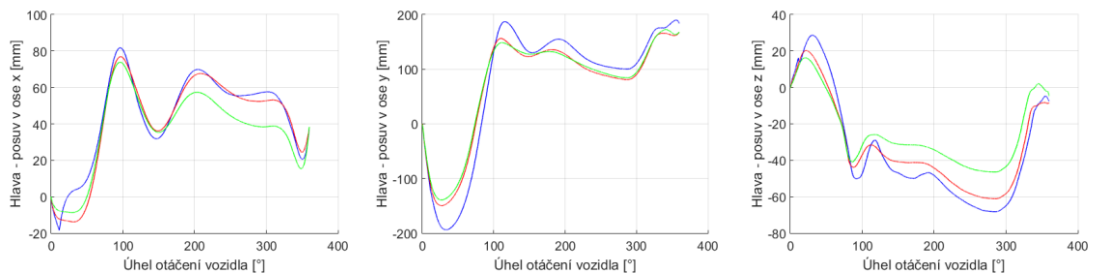
Obr. 8.15: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici řidiče, ABTS.



Obr. 8.16: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici spolujezdce, ABTS.



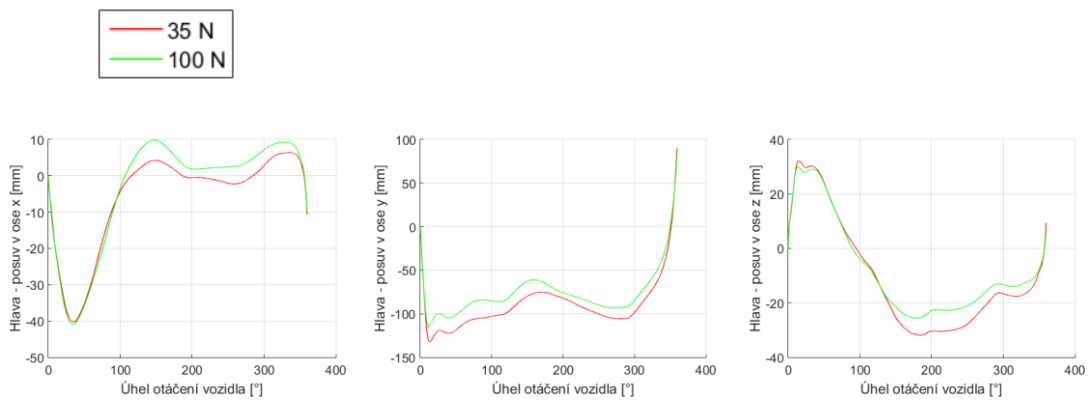
Obr. 8.17: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici řidiče, ABTS.



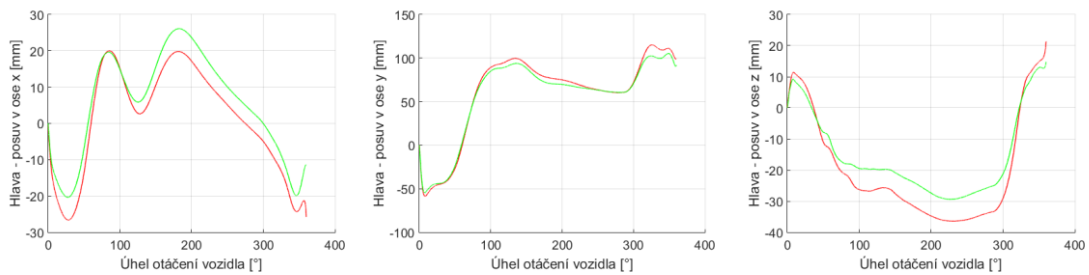
Obr. 8.18: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici spolujezdce, ABTS.

Příloha č.6

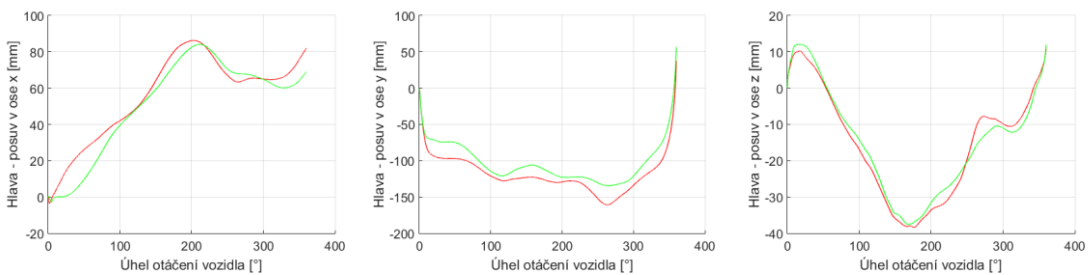
Vhodné nastavení předpětí ve čtyřbodovém pásu.



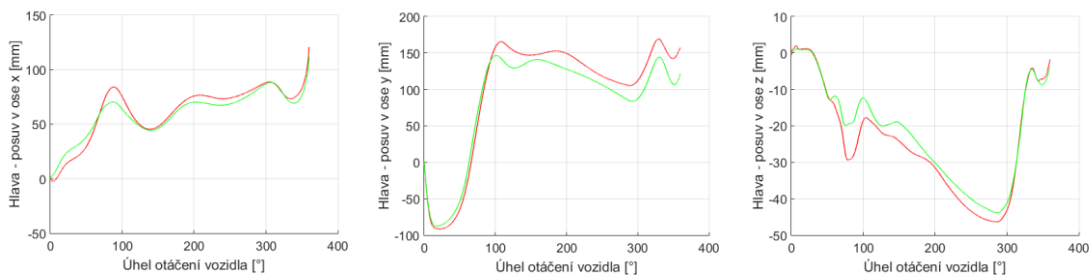
Obr. 8.19: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici řidiče, čtyřbodový pás.



Obr. 8.20: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici spolujezdce, čtyřbodový pás.



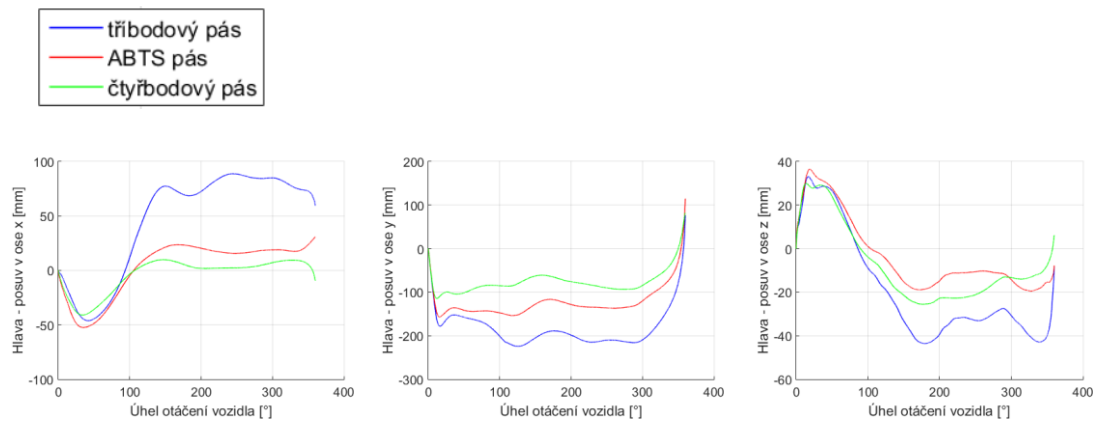
Obr. 8.21: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici řidiče, čtyřbodový pás.



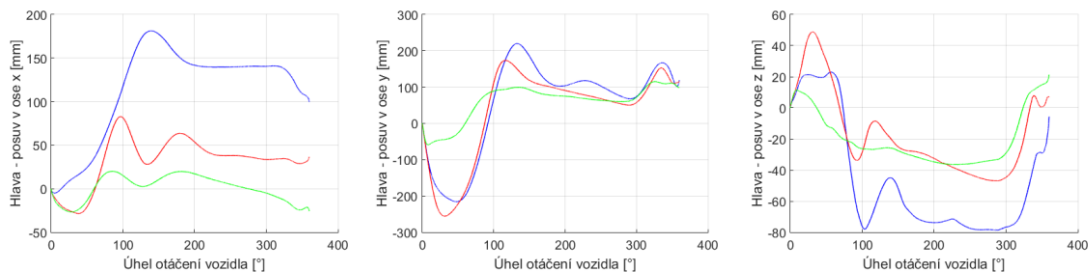
Obr. 8.22: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici spolujezdce, čtyřbodový pás.

Příloha č.7

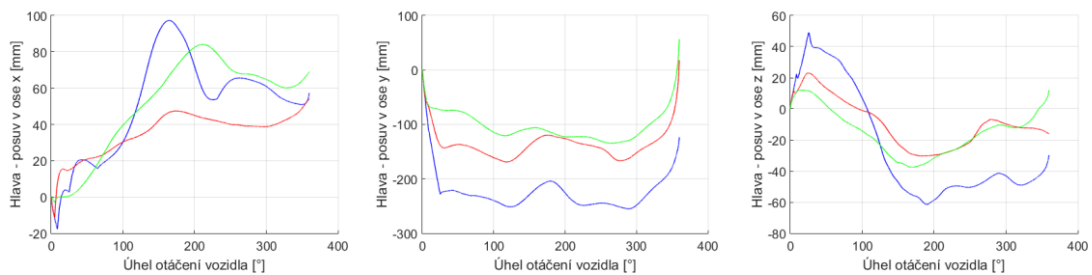
Srovnání bezpečnostních pásů.



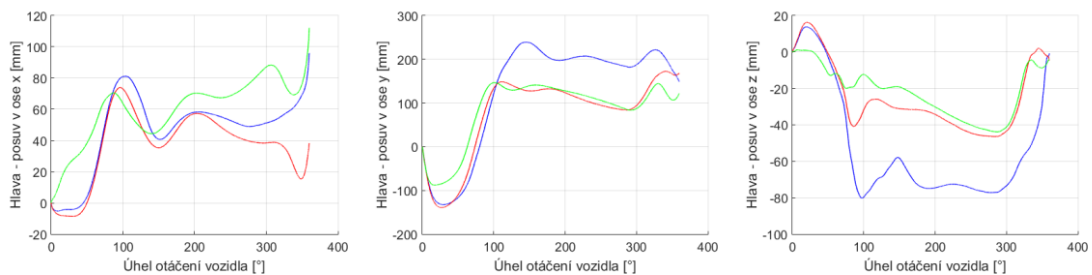
Obr. 8.23: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici řidiče, srovnání pásů.



Obr. 8.24: Kinematická odezva hlavy – model muže na pozici spolujezdce, srovnání pásů.



Obr. 8.25: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici řidiče, srovnání pásů.

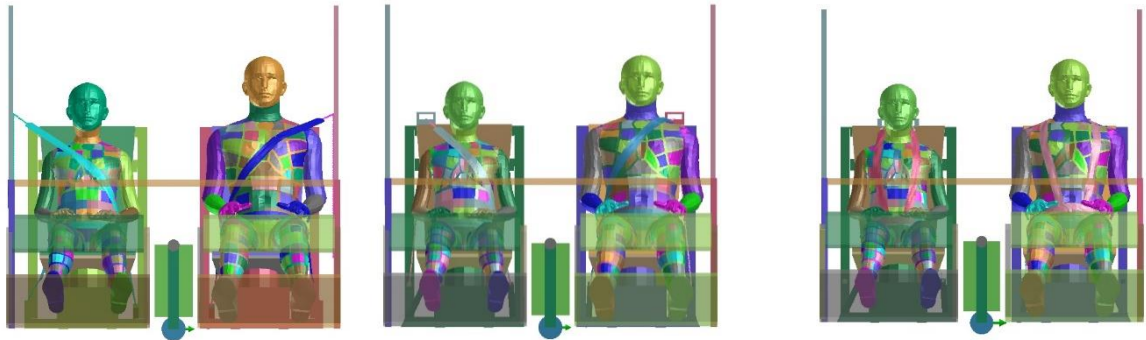


Obr. 8.26: Kinematická odezva hlavy – model ženy na pozici spolujezdce, srovnání pásů.

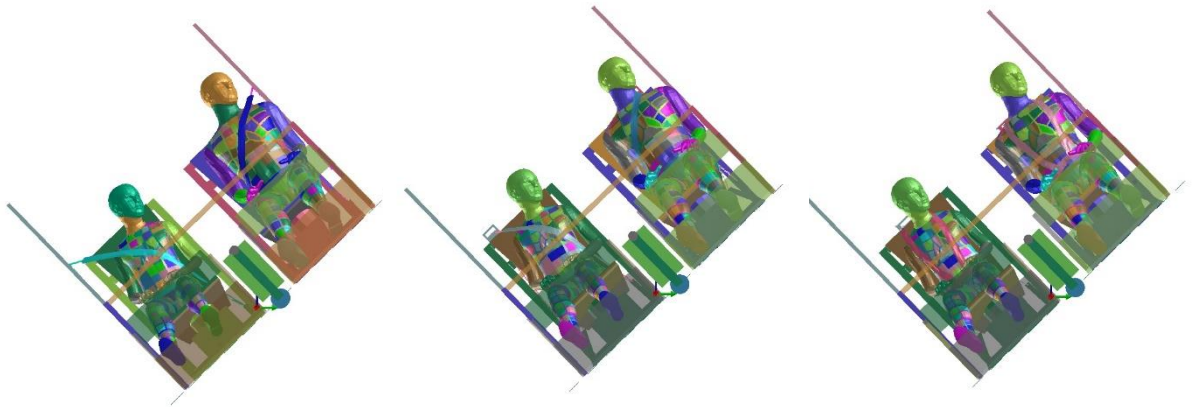
Příloha č.8

Grafické srovnání simulací buck testu s třibodovým pásem (vlevo), pásem v sedadle ABTS (uprostřed) a čtyřbodovým pásem (vpravo).

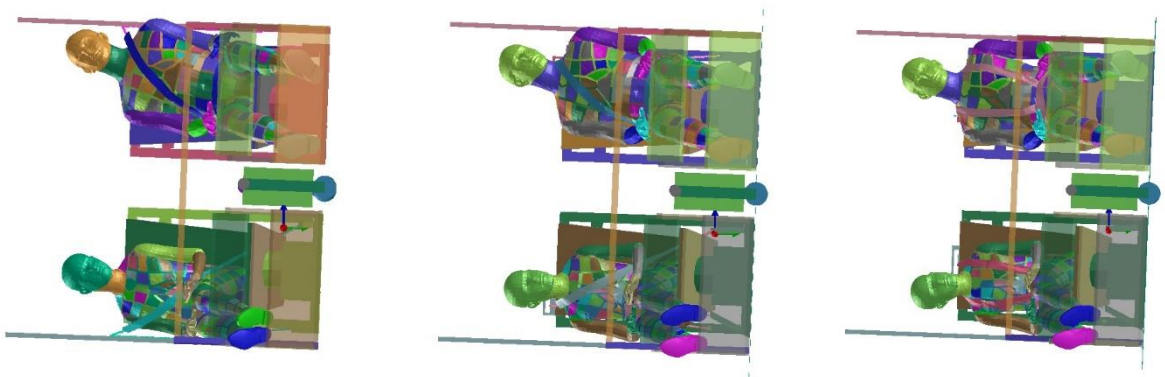
a)



b)



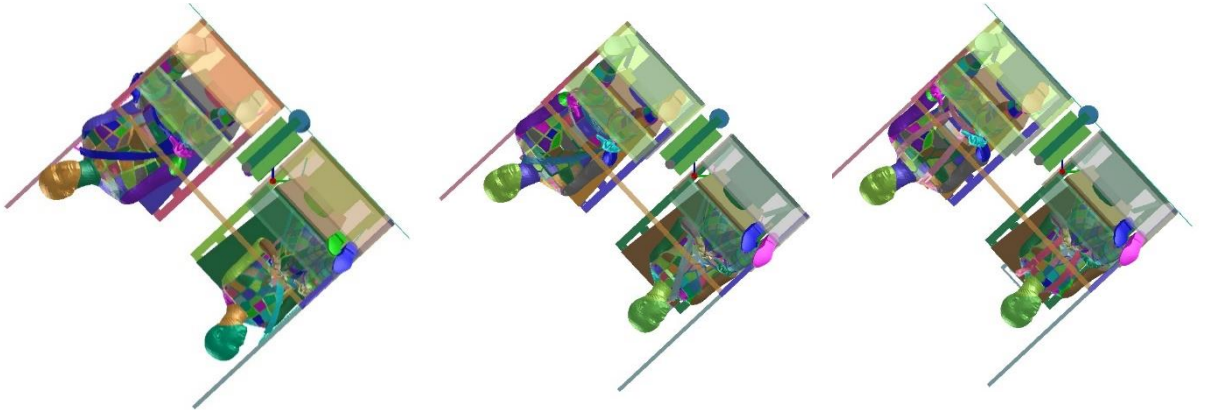
c)



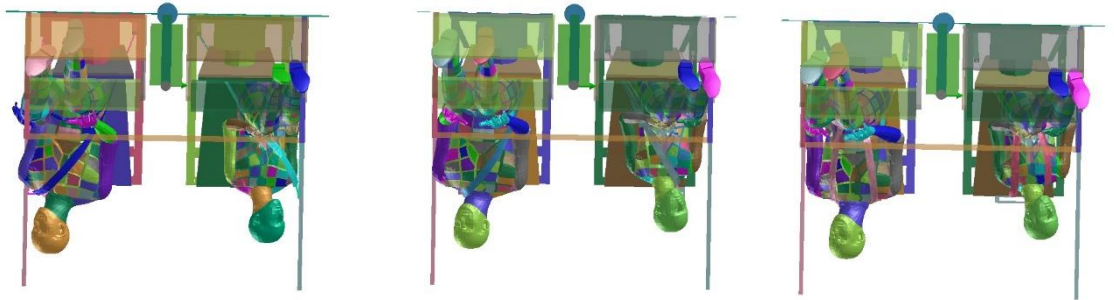
Obr. 8.27: Grafická simulace buck testu s třibodovým pásem (vlevo), pásem v sedadle ABTS (uprostřed) a čtyřbodovým pásem (vpravo) – zobrazení v úhlu natočení:

a) 0 [°], b) 45 [°], c) 90 [°].

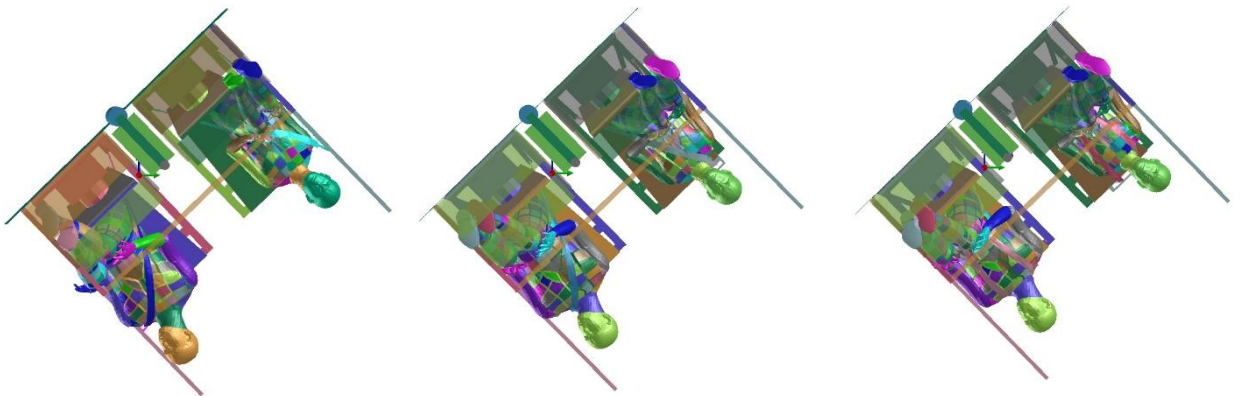
d)



e)

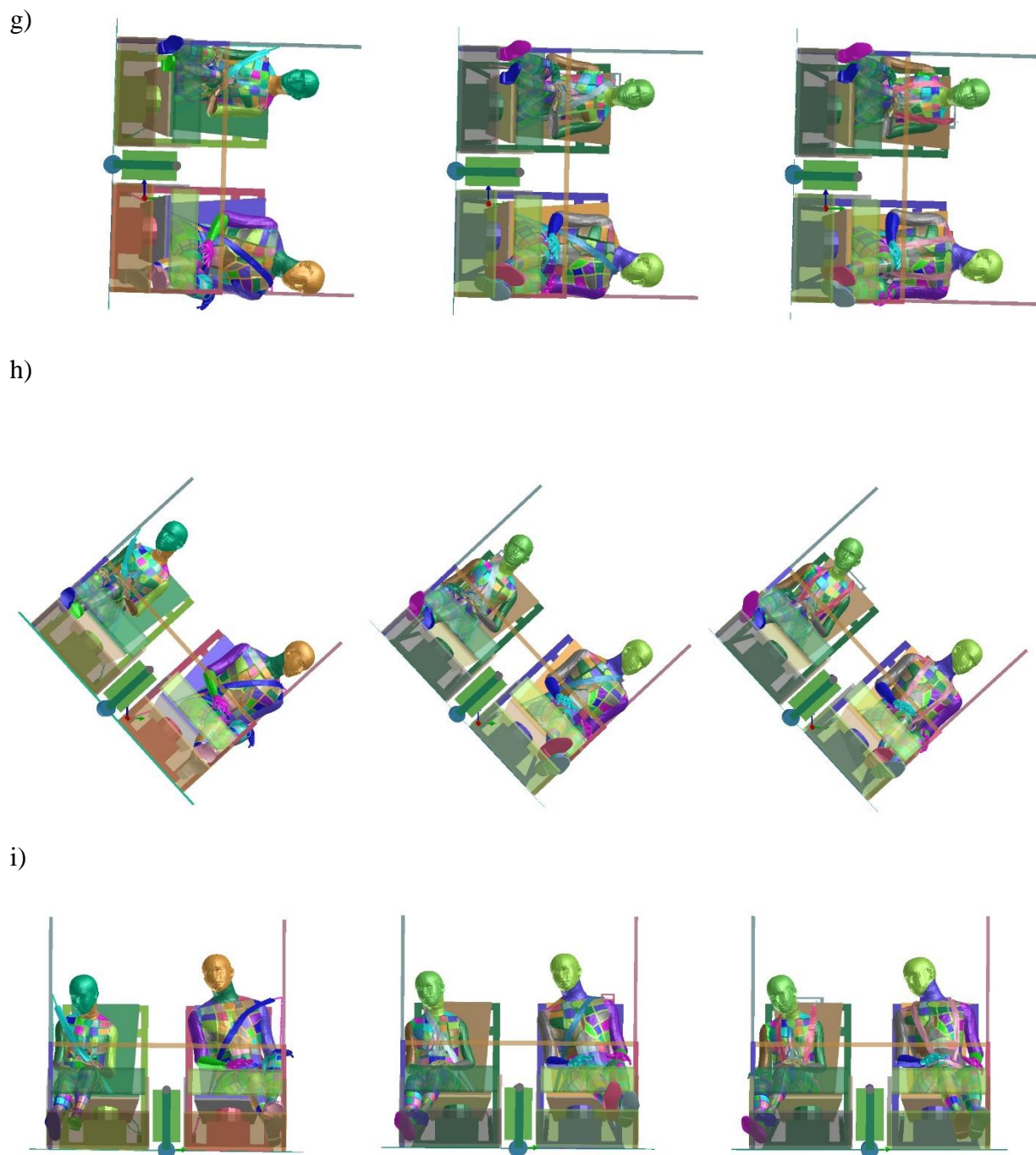


f)



Obr. 8.28: Grafická simulace buck testu s třibodovým pásem (vlevo), pásem v sedadle ABTS (uprostřed) a čtyřbodovým pásem (vpravo) – zobrazení v úhlu natočení:

d) 135 [°], e) 180 [°], f) 225 [°].

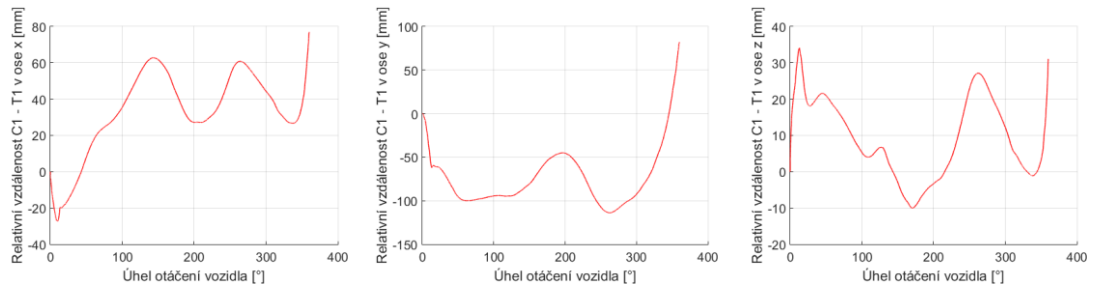


Obr. 8.29: Grafická simulace buck testu s třibodovým pásem (vlevo), pásem v sedadle ABTS (uprostřed) a čtyřbodovým pásem (vpravo) – zobrazení v úhlu natočení:

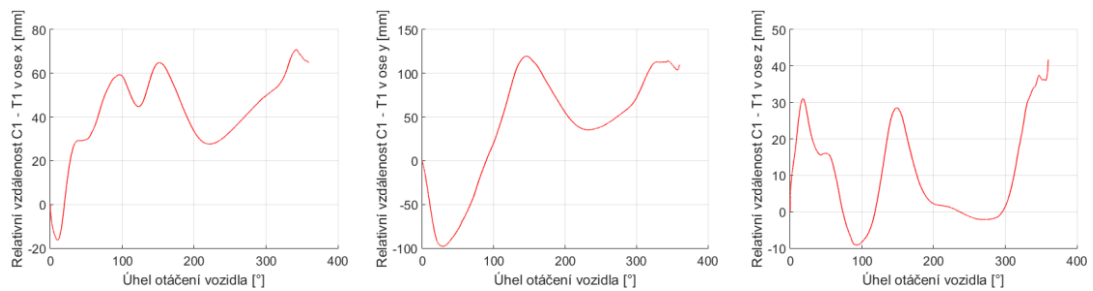
g) 270 [°], h) 315 [°], i) 360 [°].

Příloha č.9

Relativní pohyb krku modelů základního buck testu.



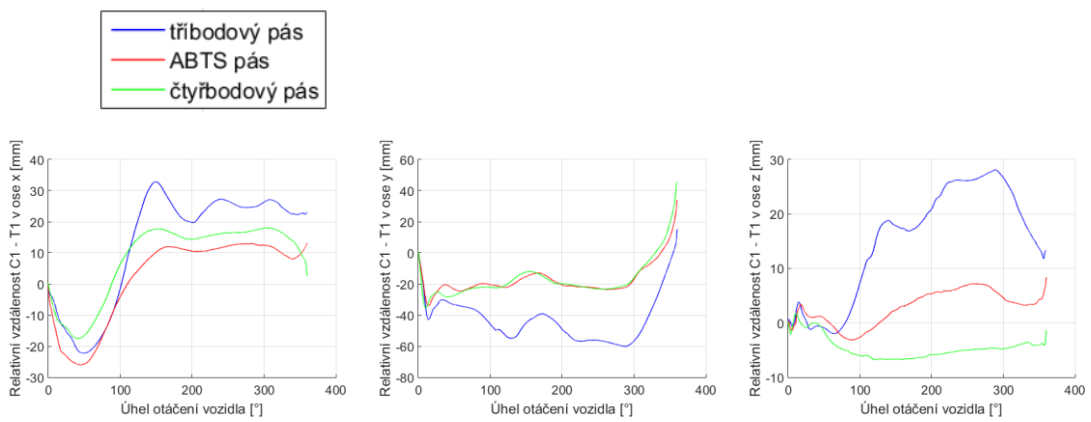
Obr. 8.30: Relativní pohyb krku – základní buck test – řidič.



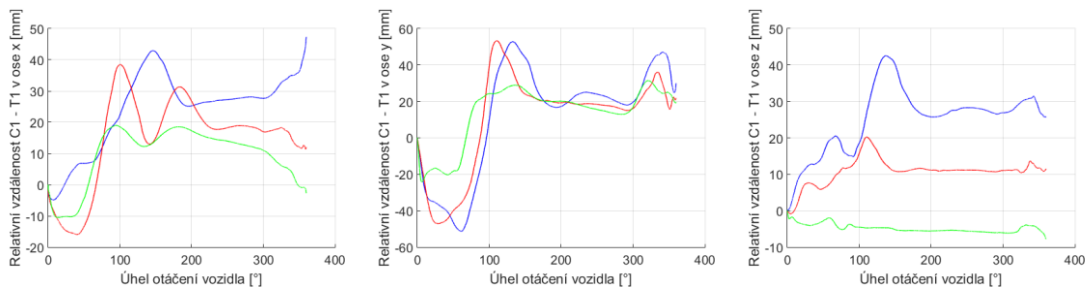
Obr. 8.31: Relativní pohyb krku – základní buck test – spolujezdec.

Příloha č.10

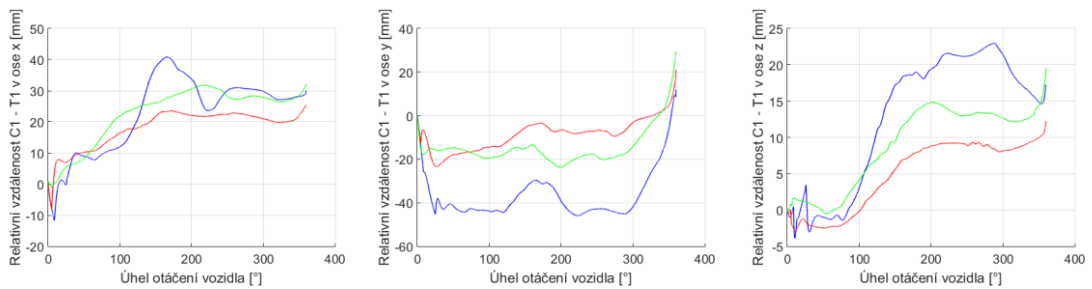
Relativní pohyb krku modelů připoutaných pásy dle tabulky 6.1.



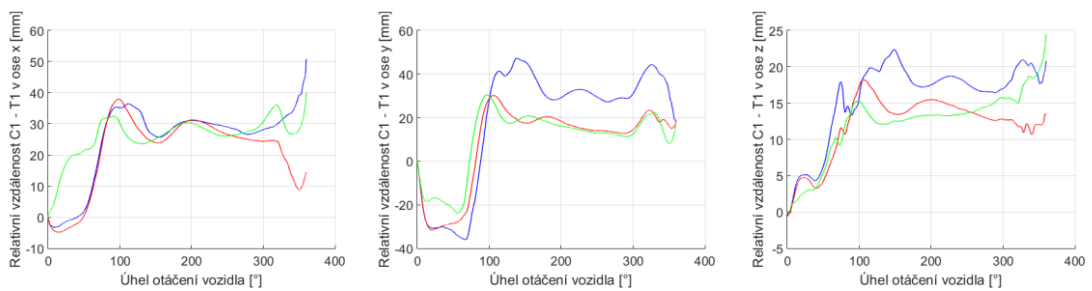
Obr. 8.32: Relativní pohyb krku – muž – řidič.



Obr. 8.33: Relativní pohyb krku – muž – spolujezdec.



Obr. 8.34: Relativní pohyb krku – žena – řidič.



Obr. 8.35: Relativní pohyb krku – žena – spolujezdec.

Příloha č.10

Zjištěné hodnoty pro vyhodnocení pravděpodobnosti poranění krku ze všech provedených simulací.

BUCK TEST	M_y [Nm]		F_z [kN]		F_x [kN] Smyková síla
	Ohybový moment		Osová síla		
	Extenze	Flexe	Tenze	Kompresse	
řidič	- 20,518	20,429	0,859	-0,316	0,280
spolujezdec	-10,398	21,109	0,728	-0,359	0,269

Tab. 8.1: Zjištěné hodnoty pro vyhodnocení poranění krku – základní buck test.

čtyřbodový pás	Předpětí [N]	M_y [Nm]		F_z [kN]		F_x [kN] Smyková síla
		Ohybový moment		Osová síla		
		Extenze	Flexe	Tenze	Kompresse	
Muž řidič	35	-1,383	6,970	0,532	-0,155	0,204
	100	-1,507	6,659	0,526	-1,146	0,202
Muž spolujezdec	35	-0,706	4,855	0,499	-0,169	0,212
	100	-1,399	4,797	0,500	-0,164	0,209
Žena řidič	35	-1,331	5,648	0,519	-0,173	0,189
	100	-1,471	3,425	0,534	-0,188	0,178
Žena spolujezdec	35	-2,124	3,319	0,489	-0,197	0,172
	100	-3,241	3,748	0,488	-0,195	0,187

Tab. 8.2: Zjištěné hodnoty pro vyhodnocení poranění krku – buck test s modely připoutanými čtyřbodovým pásem.

Třibodový pás	Výška uchycení	Předpětí [N]	<i>My</i> [Nm]		<i>Fz</i> [kN]		<i>Fx</i> [kN] Smyková síla
			Ohybový moment		Osová síla		
			Extenze	Flexe	Tenze	Komprese	
Muž řidič	+ 5 cm	0	-11,012	6,648	0,701	-0,318	0,245
		35	-2,946	5,142	0,777	-0,258	0,239
		100	-2,431	4,681	0,589	-0,273	0,228
	0 cm	0	-10,132	5,949	0,575	-0,401	0,279
		35	-9,847	6,211	0,879	-0,467	0,328
		100	-7,398	4,996	0,593	-0,219	0,212
	- 5 cm	0	-9,689	5,535	0,599	-0,334	0,266
		35	-6,244	5,091	0,581	-0,215	0,200
		100	-7,592	4,712	0,650	-0,279	0,239
Muž spolujezdec	+ 5 cm	0	-5,086	6,475	0,559	-0,163	0,248
		35	-5,099	7,012	0,659	-0,235	0,246
		100	-5,375	6,866	0,697	-0,231	0,202
	0 cm	0	-9,349	10,158	0,638	-0,287	0,252
		35	-8,316	10,251	0,648	-0,305	0,203
		100	-2,871	6,663	0,648	-0,275	0,257
	- 5 cm	0	-4,471	15,632	0,643	-0,239	0,397
		35	-4,915	9,402	0,629	-0,188	0,234
		100	-5,212	6,350	0,610	-0,167	0,201

Tab. 8.3: Zjištěné hodnoty pro vyhodnocení poranění krku – buck test s modelem muže připoutaným třibodovým pásem.

Třibodový pás	Výška uchycení	Předpětí [N]	M_y [Nm]		F_z [kN]		F_x [kN] Smyková síla
			Ohybový moment		Osová síla		
			Extenze	Flexe	Tenze	Komprese	
Žena řidič	+ 5 cm	0	-4,558	3,206	0,621	-0,361	0,199
		35	-4,619	16,539	0,607	-0,268	0,186
		100	-7,139	15,094	0,639	-0,284	0,178
	0 cm	0	-9,280	6,249	0,566	-0,459	0,210
		35	-7,242	16,898	0,633	-0,318	0,224
		100	-7,372	14,859	0,600	-0,303	0,218
	- 5 cm	0	-9,164	7,081	0,545	-0,506	0,217
		35	-8,291	16,222	0,679	-0,362	0,206
		100	-9,787	5,839	0,594	-0,553	0,212
Žena spolujezdec	+ 5 cm	0	-5,689	6,424	0,730	-0,431	0,131
		35	-2,809	5,079	0,769	-0,451	0,252
		100	-3,039	5,165	0,5067	-0,174	0,204
	0 cm	0	-6,969	8,855	0,742	-0,266	0,199
		35	-4,864	6,125	0,554	-0,204	0,182
		100	-3,085	4,288	0,498	-0,195	0,203
	- 5 cm	0	-9,041	8,557	0,749	-0,201	0,162
		35	-5,253	6,135	0,604	-0,203	0,176
		100	-3,723	6,111	0,502	-0,186	0,241

Tab. 8.4: Zjištěné hodnoty pro vyhodnocení poranění krku – buck test s modelem ženy připoutaným třibodovým pásem.

ABTS	Předpětí [N]	M_y [Nm]		F_z [kN]		F_x [kN] Smyková síla
		Ohybový moment Extenze	Ohybový moment Flexe	Osová síla Tenze	Osová síla Komprese	
Muž řidič	0	-3,647	9,267	0,540	-0,169	0,202
	35	-1,458	4,293	0,592	-0,178	0,210
	100	-1,368	3,509	0,635	-0,208	0,237
Muž spolujezdec	0	-5,309	18,501	0,603	-0,170	0,378
	35	-2,728	11,695	0,525	-0,172	0,322
	100	-2,101	9,572	0,514	-0,168	0,288
Žena řidič	0	-2,472	3,392	0,489	-0,198	0,128
	35	-2,458	5,040	0,648	-0,202	0,175
	100	-1,849	5,575	0,574	-0,275	0,207
Žena spolujezdec	0	-4,307	4,696	0,535	-0,209	0,175
	35	-1,653	3,614	0,482	-0,210	0,185
	100	-2,12	2,431	0,554	-0,275	0,189

Tab. 8.5: Zjištěné hodnoty pro vyhodnocení poranění krku – buck test s modely připoutanými v sedadle ABTS.

Literatura

- [1] <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:130:FULL:CS:PDF>
- [2] http://eur-lex.europa.eu/legal-content/en/TXT/?uri=uriserv%3AOJ.L_.2015.183.01.0091.01.CES
- [3] www.euroncap.com
- [4] <http://euroncap.blob.core.windows.net/media/20872/full-width-frontal-impact-test-protocol-v102.pdf>
- [5] <http://euroncap.blob.core.windows.net/media/20874/oblique-pole-side-impact-test-protocol-v702.pdf>
- [6] ESI GROUP: PAM-SCL Theory Notes Manual, 2000
- [7] <http://www.hobostrom.com/seating-products/fire-rescue/sierra/sierra-abts-air>
- [8] Hynčík, L.: *How to belt a (VIRT)HUMAN model*, New Technologies – Research Centre, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň 2014
- [9] Hynčík, L.: On scaling Virtual Human Models, SAE Technical Paper 2013-01-0074, 2013
- [10] Kerrigan, J.R.: Design of a Dynamic Rollover Test System, SAE Technical Paper 2011-01-1116, 2011
- [11] Kerrigan, J.R.: Test Methodology and Initial Results from a Dynamic Rollover Test System, SAE Technical Paper 2013-01-0468, 2013
- [12] Kerrigan, J.R.: Update on Dynamic Rollover Crash Research, University of Virginia Center for Applied Biomechanics, SAE 2013
- [13] Křen, J.: Přednášky z předmětu Biomechanika
- [14] Lessley, D.J. et al.: Occupant Kinematics in Laboratory Rollover Tests: PHMS Response, Stapp Car Crash Journal, 14S-26, 2014
- [16] Mecas ESI: Virthuman Postprocessing Manual, 2016
- [17] <https://www.google.ch/patents/US7246836>
- [18] Špička, J.: Virtual human body model, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň 2016
- [19] <http://www.tgear.cz/ferrari-599-gto/>

- [20] Vychytil, J.: Scalable Multi-Purpose Virtual Human Model for Future Safety Assessment, SAE Technical Paper 2014-01-0534, 2014
- [21] Wittenburg, J.: Dynamics of Multibody Systems, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008, ISBN 978 – 3 – 540 – 73913 – 5
- [22] Whitman, G.R. et al.: Rollover testing with volunteer live human subject, International Journal of Crashworthiness, 20(5), 431-447, 2015
- [23] Yastrebov, V.A.: Computational Contact Mechanics, Paris Institute of Technology, 2011
- [24] Zhang, Q. et al.: Development of a Biofidelic Rollover Dummy – Part II: Validation of the Kinematic Response of THOR Multi-Body and Finite Element Models Relative to Response of the Physical THOR Dummy under Laboratory Conditions, SAE Technical Paper 2016-01-1486, 2016