

Obsah

1	Úvod	1
2	Cíle práce	2
3	Materiál a metody	2
3.1	Řešený typ víceprvkového systému zavěšení	3
3.2	Vstupní data do výpočtového modelu zavěšení	4
3.2.1	Stanovení konstrukční polohy mechanismu zavěšení	4
3.2.2	Geometrie nosných prvků zavěšení.....	5
3.2.3	Měření deformačních charakteristik lůžek	5
3.2.4	Charakteristiky silových prvků.....	5
3.3	Experimentální měření pro validaci výpočtového modelu.....	6
3.4	Vývoj MBS modelu zavěšení v systému Hyperworks	6
3.4.1	Výpočtový MBS model zavěšení	7
3.4.2	Poddajné modely nosných prvků zavěšení.....	9
4	Výsledky práce	9
4.1	Kinematický, elastokinematický a Flex model	10
4.2	Vliv konstrukčních variant poddajných nosných prvků	14
5	Závěr.....	16
	Abstract	18
	Použitá literatura.....	19
	Seznam publikovaných prací.....	20

1 Úvod

Automobilový průmysl se v dnešní době velmi rychle rozvíjí, dynamicky reaguje na poptávku zákazníků a osobní automobily se v ekonomicky vyspělých státech stávají již běžným spotřebním zbožím. Vozidla jsou vybavena stále výkonnějšími pohonnými agregáty a jsou tedy schopna dosáhnout velmi vysokých jízdních rychlostí. Značně narůstá jejich počet, který způsobuje vyšší hustotu provozu na silničních komunikacích. Ta kromě například zhoršující se situace se životním prostředím přináší také velký problém s bezpečností provozu v podobě rostoucí četnosti vzniku dopravních nehod. Tím vznikly technické obory pasivní a aktivní bezpečnosti, které se snaží minimalizovat nejen jejich následky, ale i zabránit samotnému vzniku dopravních nehod.

Do skupiny aktivní bezpečnosti patří jako jedna ze základních a velmi důležitých oblastí jízdní dynamika vozidla, která je dnes velmi ostře sledovaná díky konkurenčnímu prostředí mezi výrobcí automobilů. Ti chtějí dosáhnout ideálních jízdních vlastností. Jeden z hlavních směrů, jak docílit precizních jízdních vlastností vozidla a zvýšit tak jeho bezpečnost, je optimální nastavení elastokinematického chování zavěšení jednotlivých náprav vozidla, které patří i v dnešní době mezi náročné inženýrské úlohy a představuje skutečnou špičku při vývoji vozidla. Dnes se k jejich vyšetřování efektivně používají tzv. MBS výpočtové modely, často doplněné validačním měřením.

Vliv elastokinematických vlastností zavěšení přední nápravy McPherson a zadního víceprvkového zavěšení při vyhýbacím manévru na jízdní dynamiku vozidla je zkoumán v [5]. Výsledky simulací ukázaly, že úhel klopení karosérie a změna gradientu nedotáčivosti vozidla jsou ovlivněny konstrukcí víceprvkového zavěšení zadní nápravy velmi silně a zároveň citlivě. Především pak průběhem úhlu sbíhavosti zavěšení.

V minulosti vytvořené výpočtové modely víceprvkového zavěšení nápravy obsahují ideálně tuhý mechanismus zavěšení [1] nebo zohledňují pouze poddajnost gumokovových lůžek [2,4]. Naproti tomu není poddajnost nosných prvků zavěšení, mezi které patří např. nápravnice nebo těhlice, zohledněna a modely tak pracují pouze s jejich ideálně tuhým popisem.

Na základě provedených rozsáhlých rešerší v citačních vědeckých databázích WoS a Scopus vidí autor možnosti ke zpřesňování výpočtových

modelů víceprvkového zavěšení zohledněním poddajnosti nosných prvků, následně využité k simulacím elastokinematických vlastností.

2 Cíle práce

Tato práce se zabývá simulacemi elastokinematických vlastností nezávislého víceprvkového zavěšení zadní nápravy osobního automobilu. Cílem disertační práce je postupnými kroky rozšířit současné výpočtové modely víceprvkového zavěšení zavedením poddajných těles nosných prvků do jejich struktury, zvýšit tím tak přesnost modelů, zároveň je posunout na vyšší úroveň a získané výsledky z elastokinematických simulací ověřit experimentálními měřeními. Ve výsledku tak vznikne komplexní model zavěšení s poddajným popisem všech funkčních komponent, které se podílejí na přenosu silového zatížení. Tento model by tak mohl již velmi přesně popisovat skutečné elastokinematické chování zavěšení. Dalším cílem je ukázat vliv zohlednění poddajnosti jednotlivých prvků zavěšení a jejich různých výpočtových variant dané konstrukčním a materiálových provedením na elastokinematické vlastnosti.

Cíle této disertační práce je možné definovat následovně:

- vytvořit nový přesnější model víceprvkového zavěšení obsahující poddajný popis nosných prvků,
- posoudit vliv zohlednění poddajnosti různých nosných prvků na elastokinematiku,
- návrh a realizace vlastního měření elastokinematiky pro ověření výsledků ze simulací,
- provést citlivostní analýzu a posoudit vliv různých konstrukčních a materiálových variant poddajných nosných prvků zavěšení na jeho elastokinematické vlastnosti.

3 Materiál a metody

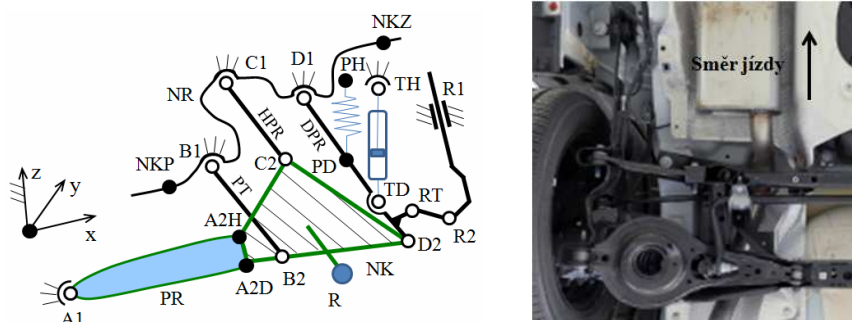
V této kapitole je podrobně vysvětlená metodika práce, která vychází ze stanovených cílů a obecně popisuje postup pro jejich dosažení. Dále je zde uveden materiál, měřicí a zkušební zařízení, které byly v průběhu řešení práce použity.

Na základě rozsáhlých datových vstupů z experimentálních měření na reálném vozidle je vytvořen výpočtový MBS model vázané mechanické soustavy víceprvkového zavěšení. Do tohoto modelu zpracovaného v softwaru Hyperworks jsou vkládány vlastní modálně poddajné modely jednotlivých nosných prvků. Výstupem z provedených simulací jsou charakteristiky geometrických parametrů zavěšení, z kterých je posuzován a popsán vliv zohlednění poddajnosti nosných prvků na elastokinematiku..

3.1 Řešený typ víceprvkového systému zavěšení

Mechanismus víceprvkového systému zavěšení se obecně skládá z různého počtu prostorově uspořádaných podélných a příčných ramen, které spojují nosič kola s karosérií nebo nápravnicí. Víceprvkové zavěšení nabízí přesné vedení kol a dovoluje dosáhnout výborných jízdních vlastností a vysoké úrovně mechanického a akustického komfortu.

Pro tuto práci byl cíleně zvolen velmi zajímavý typ nezávislého víceprvkového systému zavěšení zadní nápravy, jehož kinematické schéma a konstrukční provedení je uvedeno na obr. 1. Nosič kola (NK) je veden pomocí tří příčných ramen a jednoho podélného ramene (PR). Horní příčné rameno (HPR), dolní příčné rameno (DPR) a pomocná tyč (PT) jsou uchyceny na pomocný rám, tzv. nápravnici (NR).



Obr. 1: Kinematické schéma víceprvkového zavěšení (vlevo), konstrukční provedení (vpravo)

Stanovíme-li podle vztahu (1) počet stupňů volnosti mechanismu, vychází nám $DOF=0$.

$$DOF = 6 \cdot (u - 1) - 5 \cdot (RO + PO) - 3 \cdot SF, \quad (1)$$

Seznam publikovaných prací

Celkový počet publikovaných prací autora je 9, zde je uvedeno pět nejvýznamnějších.

- [1] VRÁNA, T., BRADÁČ, J., KOVANDA, J. Study of wheel geometrical parameters for single-axle suspension by using elasto-kinematic model, In: *31st conference with international participation Computational Mechanics 2015*, Špičák: Západočeská univerzita v Plzni, 2015, s. 127-128, ISBN 978-80-261-0568-8 (CD)
- [2] VRÁNA, T., BRADÁČ, J., KOVANDA, J. Elasto-kinematic computational model of suspension with flexible supporting elements. *Acta Polytechnica*, 2016, 56(2), s. 147-155, ISSN 1210-2709 (print), ISSN 1805-2363 (online), DOI 10.14311/AP.2016.56.0147
- [3] VRÁNA, T., KOVANDA, J., BRADÁČ, J. Studie elastokinematických vlastností nezávislého zavěšení nápravy pomocí kombinovaného MBS a MKP modelu, In: *XX. mezinárodní konference Výpočty konstrukcí metodou konečných prvků 2015*. Praha: Ústav termomechaniky Akademie věd ČR, 2015, s. 77-78, ISBN 978-80-87012-56-7
- [4] VRÁNA, T., KOVANDA, J., BRADÁČ, J. Study of suspension characteristics using flexible subframe. *MM Science Journal*, 2015, 8(4), s. 843-848, ISSN 1803-1269 (print), ISSN 1805-0476 (online), DOI 10.17973/MMSJ.2015_12_201546
- [5] VRÁNA, T., BRADÁČ, J., KOVANDA, J., PURŠ, H.: The effect of arm stiffness on the elasto-kinematic properties of single-axle suspension by using the MBS simulation model. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016, X(X), s. X-X, ISSN 16878140 (print), ISSN 16878140 (on-line), DOI X 05/2016-podáno do redakce časopisu

Použitá literatura

- [1] ATTIA, H. A. Kinematic analysis of the multi-link five-point suspension system in point coordinates. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2003, 17 (8), 1133-1139 s., ISSN: 1738-494X (print) 1976-3824 (online)
- [2] BLUNDELL, M. V. The influence of rubber bush compliance on vehicle suspension movement. *Materials and Design*. 2008, 19 (1), s. 29-37, ISSN 0264-1275, DOI 10.1016/S0261-3069(97)00101-5
- [3] HEISSING, B., ERSOY, M.: *Fahrwerkhandbuch*, 2. vydání, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2008. 577 s. ISBN 978-3-8348-0444-0
- [4] MOON, I. D., OH, C. Y. Computational model for analyzing the kinematics and compliance characteristics of a commercial vehicle's front suspension system. *International Journal of Automotive Technology*. 2012, 13(2), s. 279-284, ISSN 1229-9138, DOI 10.1007/s12239-012-0025-4
- [5] SHIM, T., PRADHEEP, C., V. Improvement of vehicle roll stability by varying suspension properties. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2011, 49(1-2), s. 129–152, ISSN 0042-3114 (print), 1744-5159 (online)

kde u je počet členů mechanismu zavěšení včetně rámu [-], RO počet rotačních kinematických vazeb (KD) [-], PO počet posuvných KD [-], SF počet sférických KD [-].

To znamená, že je mechanismus nefunkční a nepohyblivý, zavěšení je tzv. kinematicky předurčené a potřebný jeden stupeň volnosti pro pohyb kola a kinematickou funkčnost mechanismu musí poskytnout určitá definovaná poddajnost podélného ramene. Tuhost ramene vnáší do mechanismu zavěšení vnitřní silové účinky, které přidavně zatěžují gumokovová lůžka i nosné prvky a může tak přímo velmi výrazně ovlivňovat elastokinematiku celého zavěšení i bez působení vnějšího zatížení nápravy vznikající při jízdě vozidla. Samotné výpočty elastokinematických charakteristik u tohoto typu zavěšení budou při použití poddajných modelů nosných prvků ještě o to přínosnější a zajímavější.

3.2 Vstupní data do výpočtového modelu zavěšení

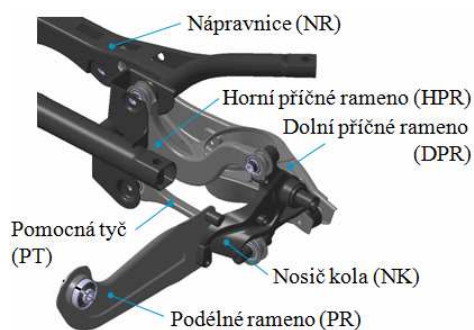
Pro dosažení přesných výsledků ze simulací, je nutné mít k dispozici škálu kvalitních vstupních dat, na základě kterých bude sestaven výpočtový model mechanické soustavy zavěšení. Protože pro zvolený typ víceprvkového zavěšení nebyly tyto parametry doposud souhrnně publikovány, musely být stanoveny vlastními silami. Jako konkrétní vzorek bylo zvoleno zavěšení zadní nápravy osobního vozidla Ford Focus (r. výroby 2011), který byl při řešení této práce k dispozici.

3.2.1 Stanovení konstrukční polohy mechanismu zavěšení

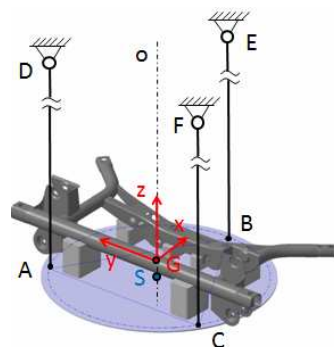
Výška podvozku vozidla resp. poloha kinematických bodů pohyblivých prvků mechanismu zavěšení nápravy je vlivem deformačních drah pružin přední a zadní nápravy při zatížení vozidla různá. Proto je v první řadě nutné ještě před zahájením všech dalších aktivit definovat zatížení vozidla, které uvede mechanismus zavěšení zadní nápravy do obecné tzv. konstrukční polohy (KP). Pro tuto přesně definovanou polohu mechanismu budou zkoumané všechny charakteristiky zavěšení, vstupní data do výpočtů a v této poloze bude vytvořen i výpočtový simulační model zavěšení včetně poddajných modelů nosných prvků. Zvoleno bylo: vozidlo v pohotovostní hmotnosti je dále zatíženo dvěma osobami na předních sedáčkách a jednou osobou na zadní sedačce uprostřed, přičemž osoba má hmotnost 80 kg. Pro každou osobu pak ještě připadá 5 kg hmotnosti do zavazadlového prostoru modelující zavazadlo.

3.2.2 Geometrie nosných prvků zavěšení

Každý nosný díl zavěšení byl nejprve zvážen pomocí vah a pak pečlivě geometricky proměřen. Podle zjištěných rozměrů byly v modulu Hypermesh systému Hyperworks co nejpřesněji vytvořeny geometrické modely daných prvků (obr. 2) s cílem přiblížit se po přiřazení zjištěného materiálu co nejvíce hodnotě jejich změřené hmotnosti. Vypočtené hodnoty momentů setrvačnosti byly validovány měřením na trifilárním torzním závěsu. Na obr. 3 je jako příklad uvedeno měření momentu setrvačnosti I_{zz} nápravnice ke svislé ose z. Vypočtený a změřený moment setrvačnosti I_{zz} se pro nápravnici liší jen o 3,7 %, což svědčí o vysoké přesnosti modelu.



Obr. 2: Model nosných prvků zavěšení



Obr. 3: Měření momentu setrvačnosti nápravnice

3.2.3 Měření deformačních charakteristik lůžek

Deformační vlastnosti jednotlivých gumokovových lůžek zavěšení, které jsou potřebné pro sestavení elastokinematického výpočtového modelu, byly měřeny na zkušebním stavu Zwick/Roell typu ProLine Z050TN (r. výroby 2011) osazeného snímačem síly Xforce (r. výroby 2011). Příslušné silově-deformační charakteristiky byly měřeny pomocí speciálního přípravku pro šest elementárních zátěžných stavů lůžka. Jedná se o dvě charakteristiky radiální a kardanické, dále doplněné o jednu axiální a torzní charakteristiku.

3.2.4 Charakteristiky silových prvků

Podobným způsobem jako u lůžek byla dále na stroji Zwick/Roell měřena deformační charakteristika šroubové pružiny, přídatné pružiny (tzv. elastogran) a rychlostní charakteristika tlumiče.

Abstract

This thesis deals with elasto-kinematic properties of multi-link rear suspension system, based on simulations. The creation of computational model and simulation of elastokinematics are based on specialized modules of the HyperWorks software. The thesis idea is to create new models and improve their properties.

The first part of the thesis is focused on the collection of high-quality input data to create the MBS computational model based on the real suspension components. The determination of kinematic suspension points, experimental measurements of inertia moments of supporting elements of the suspension and measurements of deformation characteristics of rubber-metal bushings are presented in the thesis. There are also measuring characteristics of force elements such as springs or shock absorbers. Then the proposed method of measuring elasto-kinematic characteristics of the suspension using testing machine for model validation is also introduced.

The second and main part is devoted to creating a new MBS simulation models of multi-link rear suspension using HyperWorks system. The suspension model is improved by successive steps, from kinematic model, through model with flexibility of the bushings, to the complex model in which the flexible properties of all supporting elements are reflected. The properties of the used models are described together with arising calculation problems. The results discuss the impact of elements flexibility and individual structural alternatives on elasto-kinematic characteristics of the suspension system.

Key words: Multi-link suspension, kinematics, elastokinematics, MBS model, flexible models of supporting elements, Hyperworks, experiment, non-linear characteristics of bushing, Toe, Camber

ovlivnění elastokinematických charakteristik, které vznikají při zohlednění poddajnosti jednotlivých nosných komponent zavěšení. Zároveň jsou výsledky MBS modelů od nejjednodušší verze až po nejsložitější model porovnány mezi sebou. V neposlední řadě byla provedena důležitá citlivostní analýza modelu zavěšení na různé poddajnosti jednotlivých elementů, která umožňuje náhled na elastokinematické chování zavěšení i z hlediska možných potenciálních úspor hmotnosti v nosné struktuře zavěšení.

Vliv uváděných nosných prvků zavěšení na elastokinematiku je v některých případech velmi znatelný, proto by autor doporučil v technické praxi a pro další rozvoj elastokinematiky využívat poddajná tělesa ve výpočtových MBS modelech v co možná největší míře. A to nejen v oblasti modelů systémů zavěšení náprav pro simulace elastokinematických charakteristik, ale i jejich zohledňování v modelech celého vozidla, které se používají pro simulace jízdního chování.

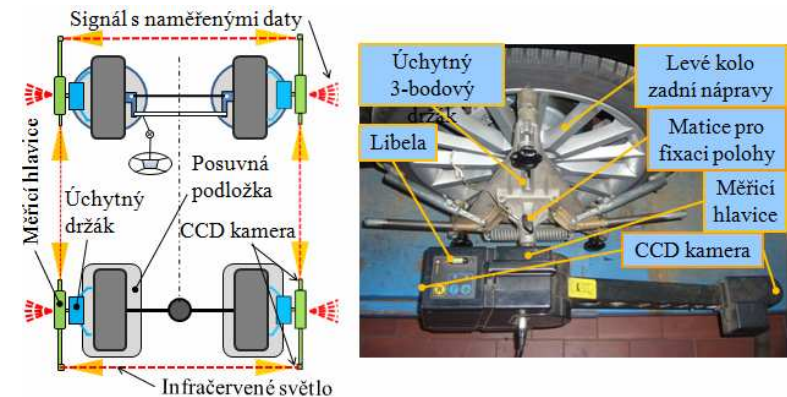
Vědeckým přínosem práce je vytvořená databáze nových výpočtových MBS modelů víceprvkového zavěšení, jejich vzájemné porovnání a detailní výzkum a rozbor vlivu poddajnosti nosných prvků na elastokinematiku.

Velkým vědeckým přínosem je vyvinutý, měřením validovaný, matematický model zavěšení Elast+Flex All pro obecné využití, v kterém jsou zohledněny poddajnosti všech nosných prvků a následně provedený výzkum jeho vlastností. Základní elastokinematické charakteristiky tohoto modelu dávají při porovnání s experimentálním měřením oproti méně náročným modelům velmi přesné výsledky. Použití tohoto komplexního modelu zavěšení v simulacích pro výzkum jízdních vlastností vozidla je proto v technické praxi velmi vhodné a lze ho jen doporučit. Současně tento model otevírá z pohledu své přesnosti možnost další aplikace ve výpočtech zaměřených například na optimalizaci elastokinematických parametrů zavěšení nebo v multifyzikálních simulacích. Současně obsahuje data, z kterých můžeme zkoumat napjatost, deformační chování, silové zatížení jednotlivých komponent zavěšení a využít je k jejich efektivnímu dimenzování.

Provedené komplexní rozbor elastokinematických vlastností zavěšení mohou dále efektivně sloužit specialistům a vývojářům z praxe jako nástroj k docílení ideálnějšího nastavení jízdních vlastností vozidla.

3.3 Experimentální měření pro validaci výpočtového modelu

Elastokinematické charakteristiky získané simulačními výpočty z vytvořeného modelu zavěšení byly validovány měřením na zkušebním stavu Beißbarth VAG 1995 K/VAS 5080 (r. výroby 2005), kterým disponoval servis Auto Brejla s.r.o Vlašim. Měřicí zařízení se skládá ze 4 snímacích hlav a upínacích držáků, řídicího PC se softwarem, monitoru a kabelových připojovacích svazků s konektory. Princip měření a instalace měřicích hlav na kole zadní nápravy je na obr. 4. Každá měřicí hlavička, která je uchycena na profilu ráfku pomocí třibodového držáku, obsahuje dvě CCD kamery, které pomocí infračervených paprsků promítaných z kamery na kolo měří geometrické parametry zavěšení. Pomocí tohoto zařízení byly měřeny hodnoty úhlu sblíhivosti δ [°] a odklonu γ [°] v závislosti na svislém pohybu kola R_z [mm]. Výstupem z měření jsou tak závislosti úhlu sblíhivosti $\delta=f(R_z)$ a úhlu odklonu $\gamma=f(R_z)$ pro pravé a levé kolo zavěšení, porovnané v kap. 4.1 s výsledky ze simulací.



Obr. 4: Měřicí hlava s CCD kamerou zařízení Beißbarth

3.4 Vývoj MBS modelu zavěšení v systému Hyperworks

MBS (Multi-Body-System) model je pojem pro mechanickou soustavu skládající se z těles o libovolném konečném počtu, které jsou v prostoru vzájemně vázány různým typem kinematických dvojic. Na tělesa mohou působit síly, definované pohyby a silové elementy jako je např. pružina, tlumič nebo pryžový doraz.

Výpočtový systém Hyperworks vyvíjený společností Altair Engineering (Michigan, USA) představuje balík modulů, které lze všestranně využívat v kompletním procesu vývoje nového produktu. Při práci byl využíván především modul MotionView pro přípravu výpočtového MBS modelu zavěšení nápravy a modul HyperMesh, v kterém byly vytvořeny konečně-prvkové modely poddajných těles. Výsledky ze simulací byly zpracovány v modulech HyperGraph a HyperView. Simulace elastokinematických vlastností zavěšení byly provedeny v matematickém řešiči MotionSolve, který sestavuje pohybové rovnice pro mechanickou soustavu vytvořeného MBS modelu v preprocesoru MotionView pomocí Lagrangeových rovnic smíšeného typu dle (2)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E}{\partial q} = Q + \frac{\partial f^T}{\partial q} \lambda, \quad (2)$$

kde q je vektor tzv. závislých souřadnic, E je kinetická energie mechanické soustavy, Q vektor zobecněných sil, f vektor holonomních vazbových podmínek a λ je vektor Lagrangeových multiplikátorů.

3.4.1 Výpočtový MBS model zavěšení

Pomocí modulu MotionView byl MBS model zavěšení vytvořen v několika vývojových verzích. Autor postupoval promyšleně od nejjednoduššího modelu až po nejsložitější a nejnáročnější výpočtové modely s cílem zpřesnit je, a přiblížit se tak co nejvíce výsledkům z experimentálního měření.

Jako první byl vytvořen kinematický model zavěšení s označením Kin (obr. 5), který se skládá z ideálně tuhých nosných prvků, vzájemně spojených ideálně tuhými kinematickými vazbami. Aby byl mechanismus kinematicky funkční, je mezi podélným ramenem (PR) a nosičem kola (NK) vytvořena sférická vazba. V modelu je definovaná poloha kinematických bodů jako u reálného mechanismu, reálné inerciální charakteristiky daných těles a obsahuje také skutečné charakteristiky silových elementů.

Rozšířením kinematického modelu o definici deformačních charakteristik skutečných gumokovových lůžek, které byly experimentálně změřené (kap. 3.2.3) vznikl model elastokinematický, v kapitole 4 s uvedenými výsledky práce je označený jako Elast.

5 Závěr

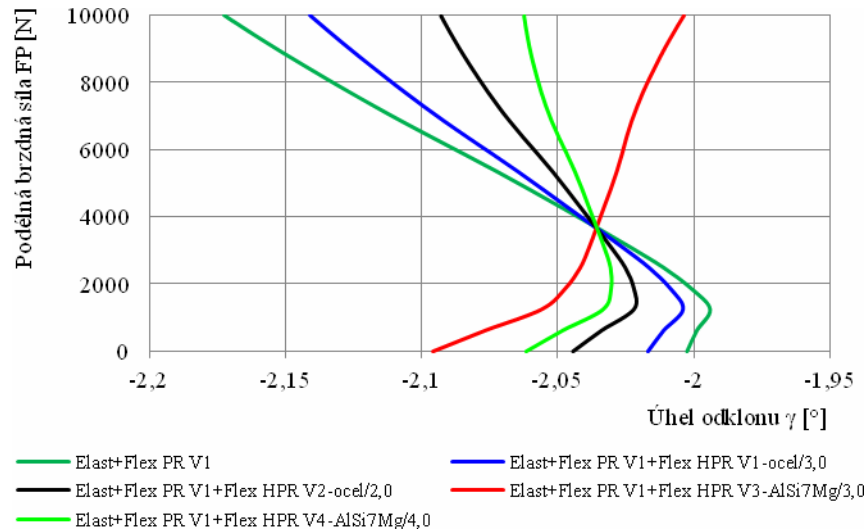
Předložená disertační práce se zabývá výpočtovými simulacemi elastokinematických charakteristik víceprvkového systému zavěšení zadní nápravy. Zvolená konfigurace patří k nejkomplicovanějším mechanismům zavěšení. Důraz je kladen na využití poddajných modelů nosných prvků s cílem ukázat vliv jejich zohlednění na elastokinematické vlastnosti. Všechny stanovené cíle práce byly beze zbytku splněny.

Ve stěžejní části práce byl na základě kvalitních datových vstupů navržen a vytvořen pomocí systému Hyperworks výpočtový MBS model víceprvkového zavěšení v několika variantách. Tyto modely byly postupně upravovány a rozšiřovány tak, aby mohl být odděleně sledován jejich vliv na elastokinematické charakteristiky zavěšení. Cílem těchto promyšlených úprav bylo zvýšit přesnost modelu a co nejvíce se tak s výstupy ze simulačních modelů přiblížit k výsledkům z experimentálního měření. Tímto postupem vznikla celá databáze modelů s různou náročností, dávající různě přesné výsledky.

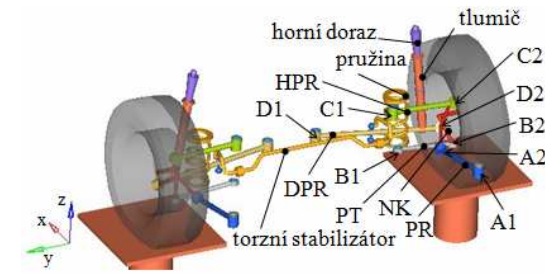
Jednoduchý kinematický MBS model tohoto typu zavěšení selhává a podává velmi nepřesné výsledky, především v průběhu úhlu sbíhavosti δ . Jeho rozšířením o deformační charakteristiky gumokovových lůžek a následně o poddajné modely podélných ramen, které jsou nutné pro funkčnost mechanismu zavěšení, bylo docíleno určitého zpřesnění, ale stále byla vidět rezerva k výsledkům validačního měření. Teprve až při sestavení komplexního a nejsložitějšího modelu zavěšení Elast+Flex All, který obsahuje úplnou poddajnou reprezentaci všech nosných komponent, se podařilo dosáhnout velmi dobré shody vypočtených charakteristik s experimentem.

Skupina výpočtových modelů, v kterých je zohledněna poddajnost daného nosného prvku, ukazuje chování a citlivost mechanismu zavěšení zadní nápravy na elastokinematické charakteristiky z pohledu jeho poddajnosti. Velký vliv na elastokinematiku byl zjištěn především u velmi zatíženého prvku vnějšími silami pocházející od pružiny, tlumiče a stabilizátoru, kterým je u tohoto typu zavěšení dolní příčné rameno. Rovněž podstatný vliv ukázalo zohlednění poddajnosti nápravnice a nosiče kola, které mají ve své konstrukci zohledněno velké množství kinematických bodů pro uchycení příčných ramen. V kapitole s výsledky byly konkrétně komentovány a číselně popsány způsoby

Jednotlivé varianty horního příčného ramene zásadně ovlivňují průběh úhlu odklonu i při zatížení brzdou silou. Příslušná elastokinematická charakteristika $\gamma=f(FP)$, ukazující tento poznatek, je na obr. 13. Poddajnost ramene ovlivňuje po zlomovém bodu na hladině $FP=1253$ N velikost změny úhlu odklonu v lineárním úseku průběhu. U variant V1-V3 se úhel odklonu s rostoucí brzdou silou FP fyzicky zvětšuje, jeho záporná hodnota uvažovaná pro negativní odklon klesá. Průběhy mají zápornou hodnotu změny odklonu, pro variantu V1 je $\Delta\gamma=-0,016$ °/1 kN a u provedení V4 vzniká pozvolnější změna $\Delta\gamma=-0,004$ °/1 kN. Naopak u varianty V3 si můžeme všimnout naprosto opačného chování, úhel odklonu s rostoucí silou FP roste se změnou $\Delta\gamma=0,005$ °/1 kN. Dále za zmínku stojí ještě skutečnost, že všechny varianty nastavují na zavěšení shodný úhel odklonu $\gamma=-2,035$ ° při působení brzdě síly o velikosti $FP=3681$ N. Dalo by se říci, že se charakteristiky $\gamma=f(FP)$ příslušející jednotlivým variantám okolo tohoto bodu vlivem různé poddajnosti horního příčného ramene otáčí.

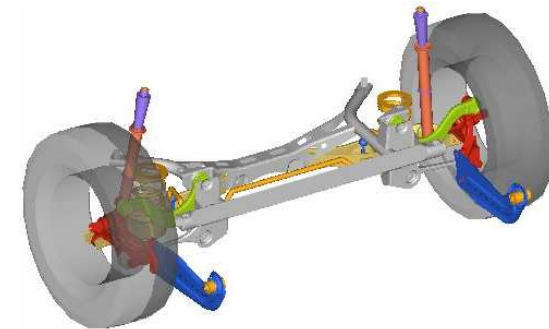


Obr. 13: Závislost $\gamma=f(FP)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního příčného ramene



Obr. 5: Kinematický MBS model zavěšení

Poslední úroveň zpřesnění výpočtového modelu vznikl náhradou ideálně tuhých těles v elastokinematickém modelu Elast za tělesa poddajná. Vznikla tak řada modelů, v kterých je zohledněna poddajnost nejenom lůžek, ale i nosných prvků zavěšení. Celkem bylo vytvořeno 7 základních modelů, které zohledňovaly poddajnost podélných ramen (PR) a vždy jednoho dalšího nosného prvku v základní variantě (V1) skutečného zavěšení. Kinematická vazba mezi podélným ramenem a nosičem kola mohla být tedy změněna na pevný typ (FIX). Například model s poddajnými podélnými rameny a nápravnicí (NR) je označen Elast+Flex PR+Flex NR. Databáze těchto modelů ve výsledcích ukážou vliv daných komponent na elastokinematiku. Finální komplexní a nejnáročnější model, obsahující všechny nosné prvky jako poddajné, je nazván Elast+Flex All (obr. 6). Pro citlivostní analýzu, jejichž výsledky jsou uvedeny v kap. 4.2, dále vznikla rozsáhlá knihovna odvozených MBS modelů zavěšení obsahující různé materiálové a konstrukční varianty nosných prvků.

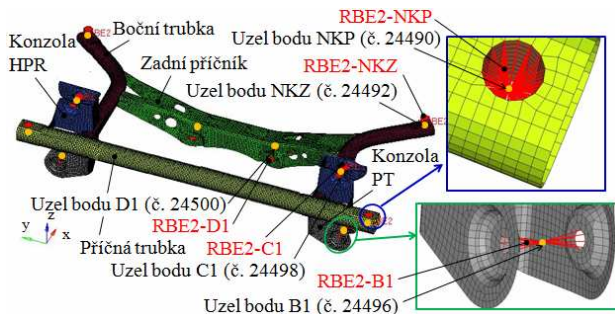


Obr. 6: Model se zohledněním poddajnosti nosných prvků

3.4.2 Poddajné modely nosných prvků zavěšení

Z geometrických modelů (obr. 2) nosných prvků vznikly diskretizací a vytvořením konečně-prvkových sítí v modulu Hypermesh klasické MKP (metoda konečných prvků) modely, které bylo nutné dále rozšířit o interferenční uzly tzv. RBE2-Spidery. Tyto pomocné entity spojují kinematické body MBS modelu (nezávislé uzly) s odpovídajícími závislými uzly konečně-prvkové sítě MKP modelu nejčastěji na vnitřním povrchu nebo obvodu montážních otvorů. RBE2 uzly určují polohu poddajných těles v MBS modelu, spojují je s ostatními prvky v modelu nebo vzájemně mezi sebou.

Takto připravený model (na obr. 7 příklad modelu nápravnice) vstupuje do funkce FLEXPREP v modulu MotionView, která pomocí metody modální syntézy Craig-Bampton generuje tzv. modálně poddajné těleso. Tento MBF (Modal Flexible Body) model následně již vkládáme do MBS modelu zavěšení. Uvedeným postupem byly vytvořeny MBF modely všech nosných prvků. Výstupem z funkce FLEXPREP jsou mimo jiné i vlastní frekvence a modální tvary daného nosného prvku zavěšení.



Obr. 7: Výpočtový model nápravnice s RBE2-Spidery

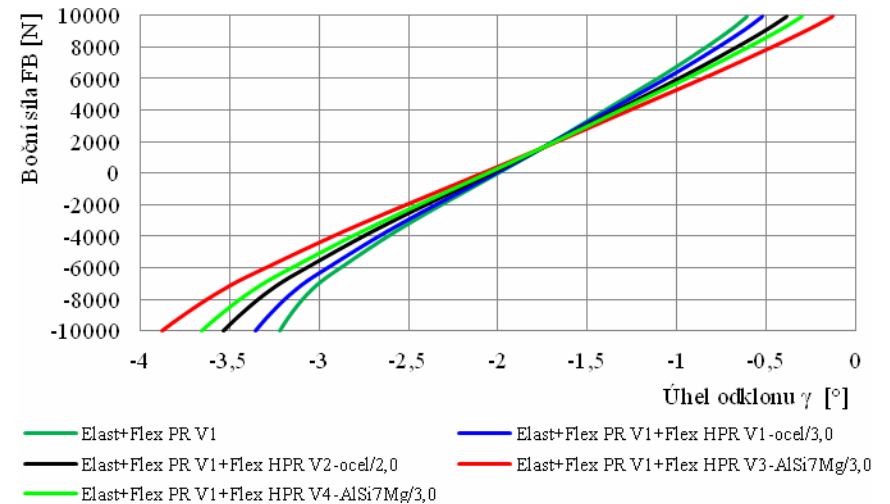
4 Výsledky práce

V této kapitole jsou pro stanovené cíle uvedeny autorovy původní výsledky ze simulací elastokinematických vlastností pomocí MBS modelu víceprvkového zavěšení, který byl vyvíjen v několika etapách pro jeho co možná největší zpřesnění. Jsou zde představeny přínosy navržených zpřesňujících variant výpočtového modelu a porovnány jsou s výsledky z experimentálního měření. Dále bude uveden zkoumaný vliv konstrukčních variant nosných prvků zavěšení na jeho elastokinematické charakteristiky.

4.2 Vliv konstrukčních variant poddajných nosných prvků

Vliv různé poddajnosti nosných prvků na elastokinematiku zavěšení byl zkoumán pomocí vytvořených MBS modelů, v kterých jsou základní varianty V1 nosných prvků odpovídající reálnému zavěšení nahrazeny dalšími konstrukčními (tloušťka plechu) nebo materiálovými (AlSi7Mg) variantami modelů nosných prvků. Ty byly vytvořeny pro nápravnicí, těhlici, podélná ramena a všechna příčná ramena. Konkrétní výsledky jsou zde uvedeny pouze pro horní příčné rameno (HPR).

Poddajnost tohoto ramene výrazně neovlivňuje při zatížení zavěšení boční silou průběh sbíhavosti. Ale toto zatížení vyvolává výrazné změny průběhu úhlu odklonu v charakteristice $\gamma=f(FB)$, která je pro jeho varianty V1-V4 na obr. 12.

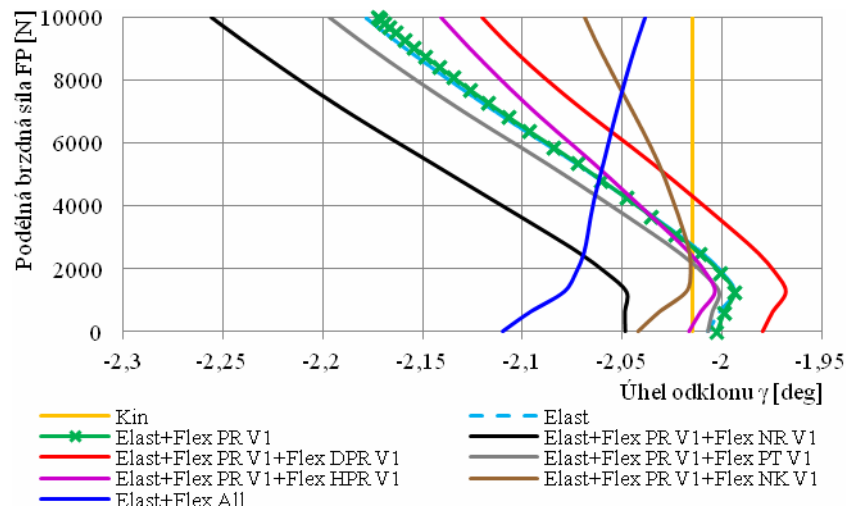


Obr. 12: Závislost $\gamma=f(FB)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního příčného ramene

Poddajnost ramene ovlivňuje velikost lineární změny úhlu odklonu se zatížením, tedy sklon závislosti. Největší změnu vykazuje rameno V3 a sice hodnotu $\Delta\gamma=0,206$ °/1 kN. Pro něho můžeme při působení boční síly $FB=4800$ N odečíst hodnotu úhlu odklonu $\gamma=-1,107$ °, u základní varianty ramene je to nižší odklon $\gamma=-1,253$ °.

Samozřejmě u kinematického modelu nemá silové zatížení na změnu geometrie zavěšení žádný vliv a geometrické parametry kola zůstávají konstantní. Ukazuje se, že největší změny odklonu způsobuje poddajnost nápravnice, těhlice a model zohledňující poddajnost všech nosných dílů. Při síle $FB=4800$ N vznikne u modelu Elast s tuhými tělesy úhel odklonu $\gamma=-1,28^\circ$, zatímco u plně poddajného modelu Elast+Flex All $\gamma=-0,87^\circ$ a pro model s poddajnou nápravnicí pak $\gamma=-1,21^\circ$. Rozdílné hodnoty úhlu sbíhavosti a odklonu při $FB=0$ N u zkoumaných modelů jsou způsobeny působením pouze statické svislé síly FV, která je určena hmotností vozidla v konstrukční poloze.

Podle obr. 11 roste úhel odklonu γ s rostoucí brzdou silou FP až do hranice $FP=1255$ N, dále pro $FP>1255$ N u všech zkoumaných variant MBS modelů zavěšení lineárně klesá.



Obr. 11: Závislost $\gamma=f(FP)$ pro modely zavěšení s poddajnými nosnými prvky

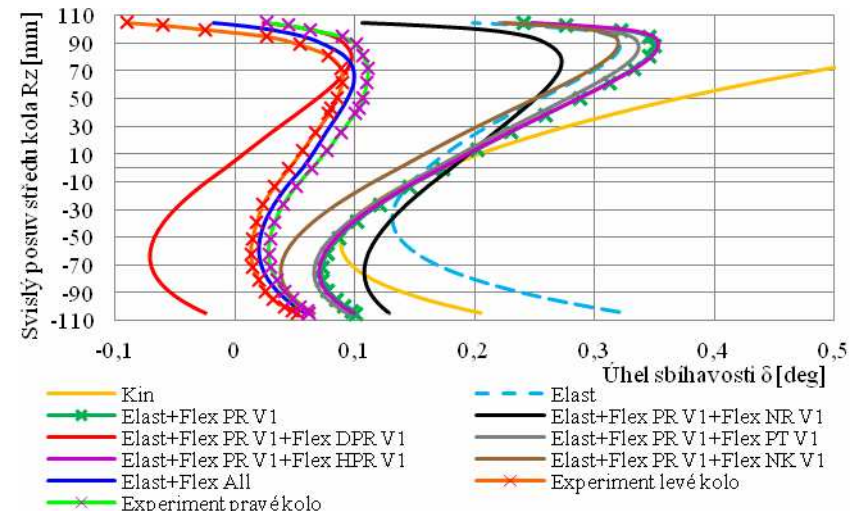
To neplatí pro model Elast+Flex All zohledňující poddajnost všech prvků, u kterého úhel odklonu γ pro oblast působení brzdě síly FP větší než 1255 N lineárně roste, v porovnání s oblastí do 1255 N mírněji. Zohlednění poddajnosti nosiče kola v modelu Elast+Flex PR+Flex NK způsobuje pozvolnější charakteristiku oproti modelům s poddajnými rameny a modelu Elast s tuhými nosnými prvky. Největší odchylky při působení $FP=4800$ N od modelu Elast ($\gamma=-2,06^\circ$) vznikají zohledněním poddajnosti nápravnice v modelu Elast+Flex PR+Flex NR dávající úhel odklonu $\gamma=-2,13^\circ$.

Výsledky představují kompletní grafické průběhy úhlu sbíhavosti δ [°] a úhlu odklonu γ [°] levého kola zavěšení v závislosti na jeho svislém pohybu Rz [mm], boční síle FB [N] a brzdě síle FP [N], které jsou při posuzování elastokinematiky vždy nejdůležitější. Vzhledem k rozsahu autoreferátu zde bude uvedeno pouze několik vybraných charakteristik.

4.1 Kinematický, elastokinematický a Flex model

Na následujících stránkách jsou popsány výsledky z mnoha vytvořeného kinematického, elastokinematického a unikátního Elast+Flex modelu zavěšení obsahující poddajný popis všech nosných prvků v základní variantě V1.

Na obr. 8 je uvedena závislost úhlu sbíhavosti δ při propružení kola Rz. Kinematický model (Kin) ukazuje velké odchylky od výsledků z provedeného experimentálního měření na zkušebnímu stavu Beißbarth. S rostoucím posuvem středu kola Rz roste u tohoto modelu úhel sbíhavosti δ až do oblasti horního dorazu, kde pro $Rz=105$ mm nabývá hodnoty $\delta=0,756^\circ$. Oproti měření na levém kole v experimentu je to hodnota přibližně 7x vyšší.



Obr. 8: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro modely zavěšení s poddajnými nosnými prvky

Model Elast se značně v oblasti kladných hodnot polohy středu kola přiblížil k experimentům. Přínos tohoto modelu spočívá ve zpřesnění průběhu sbíhavosti v oblasti horního dorazu, která je již oproti původnímu modelu Kin ovlivněna silovým působením přídavné pružiny (elastogranu) tlumiče.

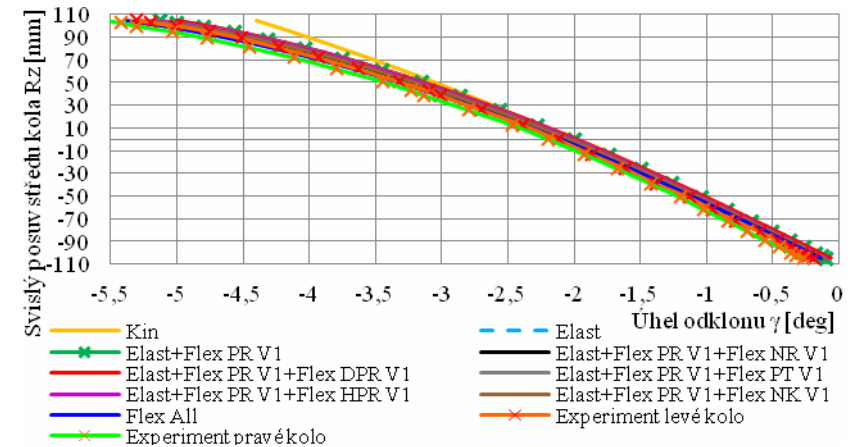
Obecným tvarem se průběh sbíhavosti u modelu Elast s tuhými nosnými prvky a poddajnými lůžky více přiblížil experimentu. V konkrétních hodnotách ovšem stále vznikají nemalé rozdíly oproti naměřené charakteristice reálného zavěšení.

Začleněním poddajných modelů nosných prvků (základní varianta V1) do modelu zavěšení až po vytvoření plně poddajného modelu Elast+Flex All bylo usilováno o přiblížení průběhu k experimentům a model tak zpřesnit. Jejich postupným přidáváním mohl být přímo sledován vliv jednotlivých těles na elastokinematiku. Každý prvek zavěšení ovlivňuje svojí poddajností průběh sbíhavosti určitým specifickým způsobem. Základní model Elast+Flex PR s poddajnými podélnými rameny ukázal větší změnu úhlu sbíhavosti s posunem kola oproti modelu Elast. Největší rozdíl mezi nimi vzniká v oblasti dolního dorazu, například pro $R_z = -70$ mm je to až 139 %. Tento model se v oblasti dolního dorazu dále značně přiblížil k experimentu a zpřesnil tím výsledky simulací. Poddajnost horního příčné rameno (HPR) a pomocné tyče (PT) ovlivňuje úhel sbíhavosti jen velmi málo, průběh se skoro neliší od modelu Elast+Flex PR. Naopak poddajnost nosiče kola (NK) posouvá na hladině $R_z = 0$ mm průběh sbíhavosti o $\delta = 0,04^\circ$ směrem k nižším hodnotám sbíhavosti. Poddajnost nápravnice (NR) v modelu Elast+Flex PR+Flex NR způsobuje strmější průběh sbíhavosti v lineárním úseku se směrnicí tečny 0,71 oproti modelu Elast+Flex PR s tuhou nápravnicí (směrnice tečny 0,48). Sbíhavost se tedy mění s pohybem kola méně. Dolní příčné rameno (DPR) posouvá průběh v KP dokonce o $\delta = 0,18^\circ$, tedy výrazněji než nosič kola a pro záporné hodnoty R_z vzniká na kole již rozbíhavost. Současně lineární část průběhu se nastavuje do vertikálnější pozice se směrnicí 0,68.

Poslední a nejsložitější model Elast+Flex All, do kterého byl začleněn poddajný model nápravnice, nosičů kol, podélných a příčných ramen, ukazuje značný posun sbíhavosti o $0,12^\circ$ k nižším hodnotám a nejstrmější lineární úsek průběhu se směrnicí 1,21 ze všech vytvořených modelů. Úhel sbíhavosti se tak při propružení kola pohybuje v úzkém intervalu hodnot. Tento plně poddajný model už velmi dobře koresponduje s naměřenými průběhy úhlu sbíhavosti, především s levou stranou zavěšení.

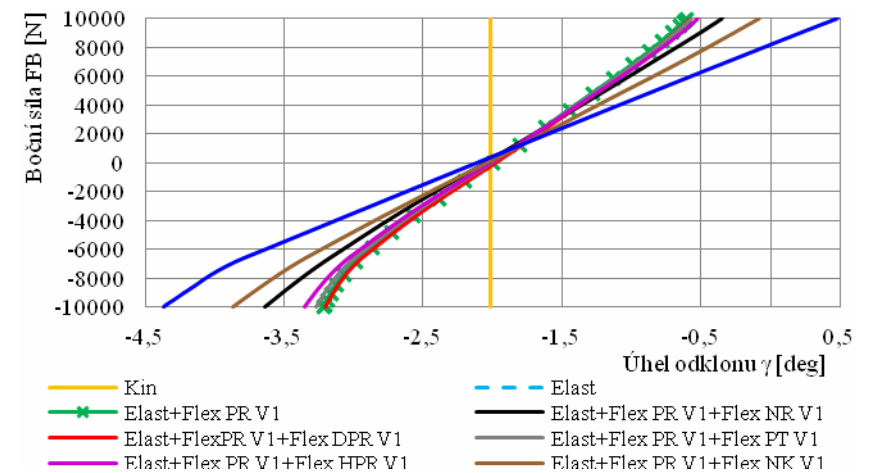
Průběh odklonu γ při pohybu kola R_z na obr. 9 není tak výrazně ovlivněn různými typy modelů. Průběh se nejvíce liší mezi čistě kinematickým modelem Kin a poddajným modelem Elast+Flex All. Rozdíl mezi nimi roste se zvyšující se polohou kola, pro konstrukční polohu je tento rozdíl pouze

$\Delta\gamma = 0,093^\circ$, avšak v oblasti horního dorazu pro $R_z = 100$ mm narůstá jejich rozdíl až na hodnotu $\Delta\gamma = 0,829^\circ$. Použitím poddajných těles v MBS modelu zavěšení se podařilo vůči experimentálním výsledkům zpřesnit i tuto odchylku.



Obr. 9: Závislost $\delta = f(R_z)$ pro modely zavěšení s poddajnými nosnými prvky

Úhel odklonu γ s rostoucí boční silou FB pro poddajné modely podle obr. 10 lineárně roste, pro zápornou oblast FB vzniká vlivem nelineárních deformačních charakteristik lůžek změna směrnice na hladině zatížení $FB = -6480$ N.



Obr. 10: Závislost $\gamma = f(FB)$ pro modely zavěšení s poddajnými nosnými prvky