



Experimentální Analýza Napětí 2001
Experimental Stress Analysis 2001
39th International Conference
June 4 - 6, 2001 Tábor, Czech Republic

APPLICATION OF EXPERIMENTAL AND SIMULATION APPROACHES IN INVESTIGATING DYNAMIC PROPERTIES OF THE ŠKODA 21 AB BUS SUSPENSIONS

UPLATNĚNÍ EXPERIMENTÁLNÍCH A SIMULAČNÍCH PŘÍSTUPŮ PŘI VYŠETŘOVÁNÍ DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ VYPRUŽENÍ AUTOBUSU ŠKODA 21 Ab

Pavel Polach, Marek Hejman, Miloslav Kepka ¹

*The contribution deals with both experimental and computational investigation of the dynamic properties of suspensions of the ŠKODA 21 Ab bus. The dynamic properties of the suspensions are determined during the drive along a testing track created by three artificial obstacles. The measured values on the real bus are relative displacements at the suspension and stresses at the suspension beam of a rear axle. Computational investigation of the dynamic properties is performed in the *alaska* MBS program by means of the improved multibody model of the bus. The computed exciting forces at the suspensions are utilized for the determination of stresses in the FEM model of the suspension beam of the rear axle created in the COSMOS/M program. Both experimental and computational results can be used for the fatigue life prediction.*

Key words: real structure, virtual model, bus, suspension, actuating forces, fatigue life

1. Úvod

Pro posouzení pevnosti a únavové životnosti dynamicky zatěžovaných konstrukcí a jejich částí je nutné znát časové průběhy jejich provozního namáhání. Časový průběh namáhání lze určit měřením na reálné konstrukci nebo s využitím počítačových simulací na virtuálním modelu konstrukce [1]. Oba přístupy se vzájemně podporují a doplňují. Výsledky experimentálního měření lze využít ke zpřesnění virtuálního modelu. Naopak výsledky počítačových simulací upozorní na další kritická místa konstrukce, v nichž by bylo vhodné při experimentu měřit provozní namáhání. Toto vzájemné zdokonalování experimentálních a výpočetních přístupů vede ke kvalitnějšímu poznání vlastností konstrukce a tím i k možnosti kvalifikovanějšího posouzení případných konstrukčních úprav.

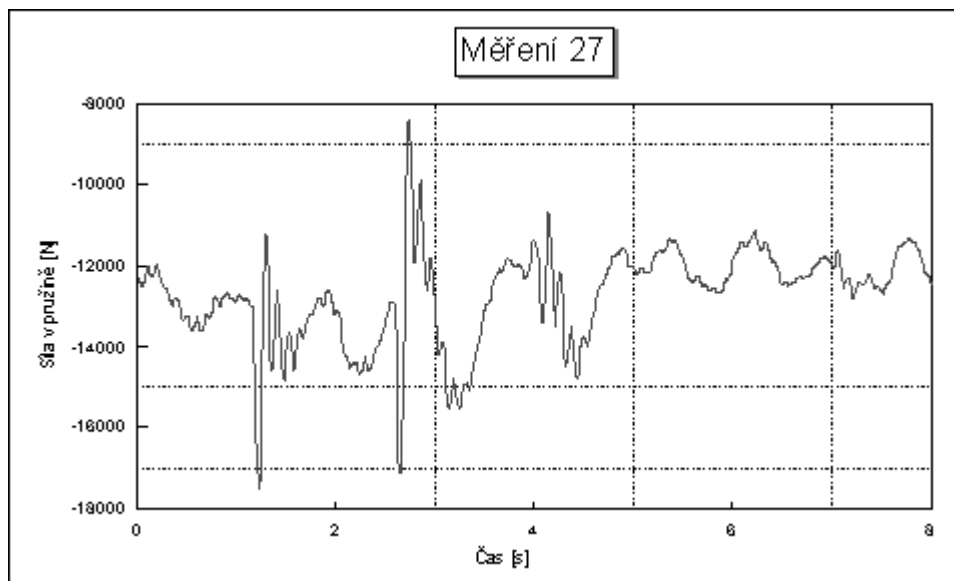
Ve [2] je uveden experimentální a výpočetní přístup ke stanovení dynamických sil působících ve vypružení nízkopodlažního autobusu ŠKODA 21 Ab. Tyto vnitřní dynamické síly jsou vyvolány kinematickým buzením kol od nerovností vozovky a mají rozhodující vliv na úroveň dynamických napětí v konstrukci karoserie a v podvozkových částech vozidla. Na základě poznatků uvedených ve [2] bylo provedeno zpřesnění virtuálních multibody modelů

¹ Dr. Ing. Pavel Polach, Ing. Marek Hejman, Ph.D., Ing. Miloslav Kepka, CSc., ŠKODA VÝZKUM s.r.o., Tylova 57, 316 00 Plzeň (tel.: 019/532964, fax: 019/533358, e-mail: ppolach@vyz.ln.skoda.cz)

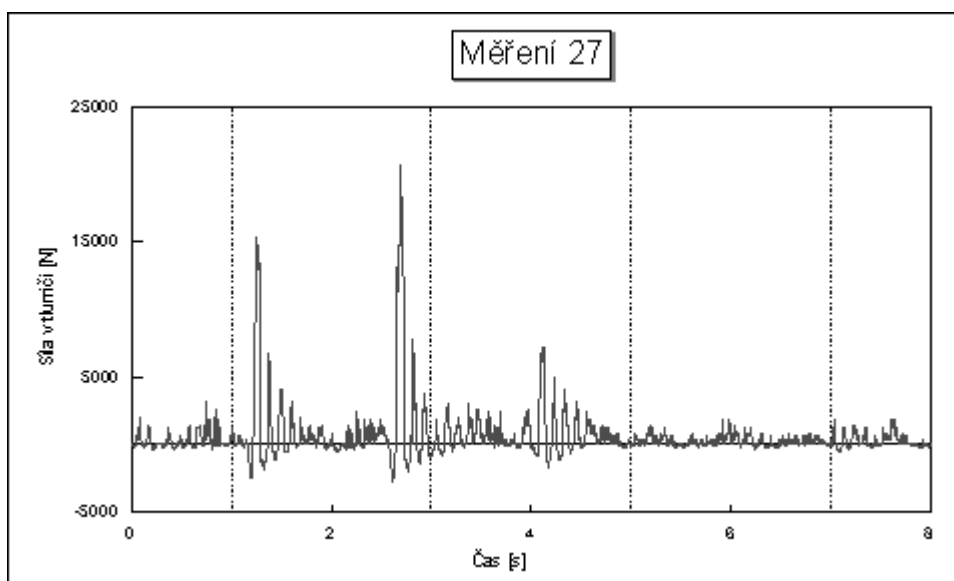
autobusu ŠKODA 21 Ab [3] vytvořených v prostředí programu **alaska** (advanced lagrangian solver in kinetic analysis) [8].

2. Měření na reálném prototypu

Na reálném prototypu autobusu ŠKODA 21 Ab byly při jízdách po zkušebních tratích pro měření mj. časové průběhy relativních výchylek mezi zadní nápravou a karo serií v místě vypružení nad pravými koly a napětí na no sníku pérování zadní nápravy v místě s víceosým stavem napjatosti (tenzometrická růžice) [4]. Zkušební trati byly vytvořeny ze tří normalizovaných překážek (válcová úseč o výšce 60 mm a základně 500 mm) rozmístěných na hladké vozovce cca po 15 metrech. První překážka byla přejížďena pouze pravými koly, druhá oběma a třetí pouze levými koly. Měření probíhala při rychlosti jízdy 40 km/h s prázdným a s naloženým autobusem.



Obr. 1 Průběh budících sil v pravé zadní pružině prázdného autobusu (z měření)



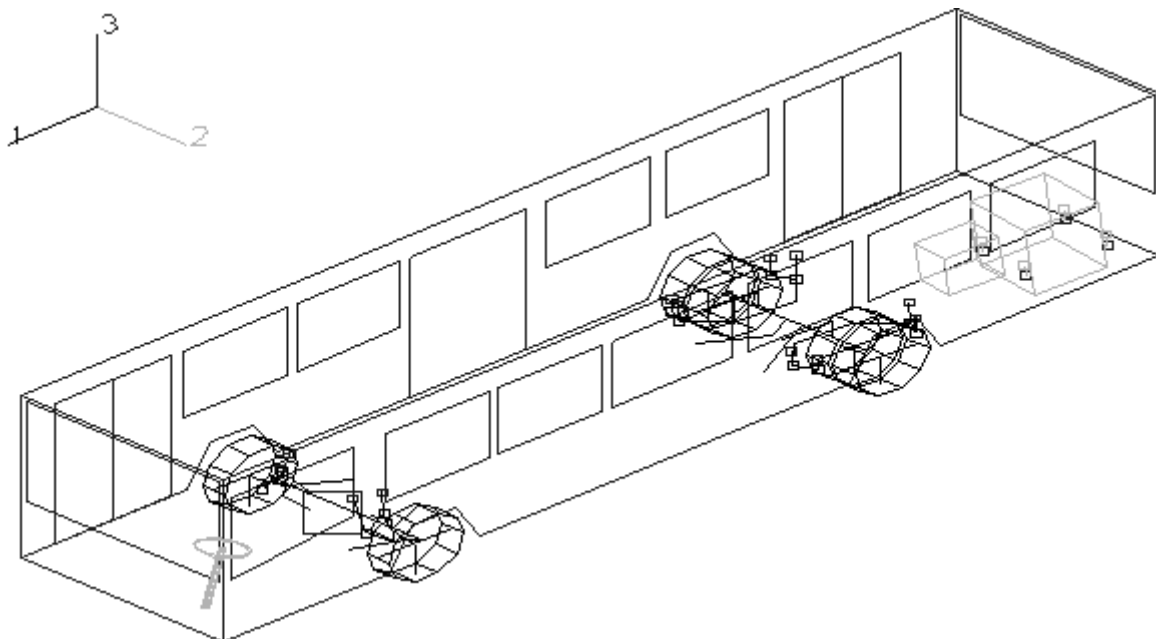
Obr. 2 Průběh budících sil v pravém zadním tlumiči prázdného autobusu (z měření)

Z naměřených průběhů relativních výchylek v místě vypružení byly numerickým derivováním určeny časové průběhy rychlostí deformací vypružení. Na základě znalosti teoretických tuhostních charakteristik pravé zadní vzduchové pružiny a teoretické tlumičí

charakteristiky pravého zadního tlumiče byly vypočteny časové průběhy budících sil působících ve vypružení nad pravými zadními koly reálného prototypu autobusu ŠKODA 21 Ab (obr. 1 a obr. 2).

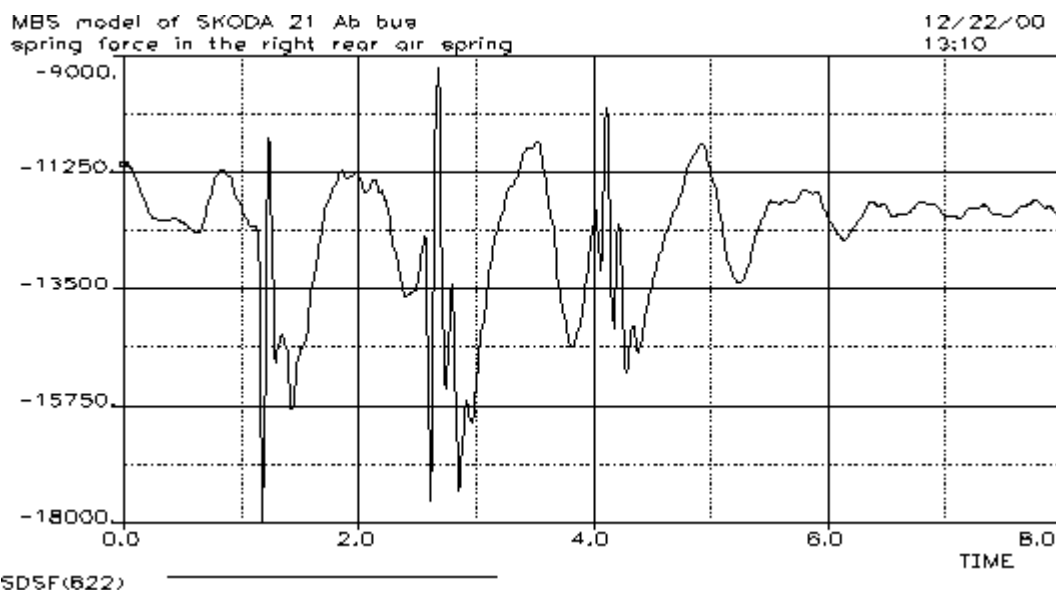
3. Multibody model autobusu ŠKODA 21 Ab

Simulace jízd po virtuálních zkušebních tratích za podmínek odpovídajících experimentu byly provedeny se zpřesněnými multibody modely autobusu ŠKODA 21 Ab v prostředí programu **alaska**. U multibody modelů autobusu ŠKODA 21 Ab byly upraveny hmotnosti převzaté z konstrukční dokumentace [5] na skutečné hmotnosti prázdného a naloženého vyšetřovaného reálného prototypu (tzn. 9800 kg a 16695 kg) [3]. Úprava hmotností se projevila ve změně hmotnostních a setrvačnostních charakteristik těles modelující karoserii autobusu a ve změně tuhostních charakteristik vzduchových pružin. Na základě výsledků experimentu se pro simulaci jízd po virtuálních zkušebních tratích ukázal jako nejvhodnější multibody model s elastickou částí karoserie s detailní kinematikou zavěšení náprav (obr. 3). Tento multibody model autobusu ŠKODA 21 Ab je sestaven ze 24 tuhých těles, která odpovídají hlavním konstrukčním částím autobusu nebo se jedná o tzv. „pomocná“ tělesa. Elastická část karoserie je vytvořena ze dvou tzv. „super elementů“ („superelement“ je speciální prvek programu **alaska**, který aproximuje dynamické chování pružného nosníku). Jednotlivá tělesa jsou definována setrvačnostními vlastnostmi (hmotností, souřadnicemi těžišť a hmotovými momenty setrvačnosti) a jsou navzájem svázána 40-ti kinematickými vazbami se 102 stupni volnosti. Vzduchové pružiny, tlumiče a silentbloky jsou modelovány propojením odpovídajících těles pružně tlumícími prvky.

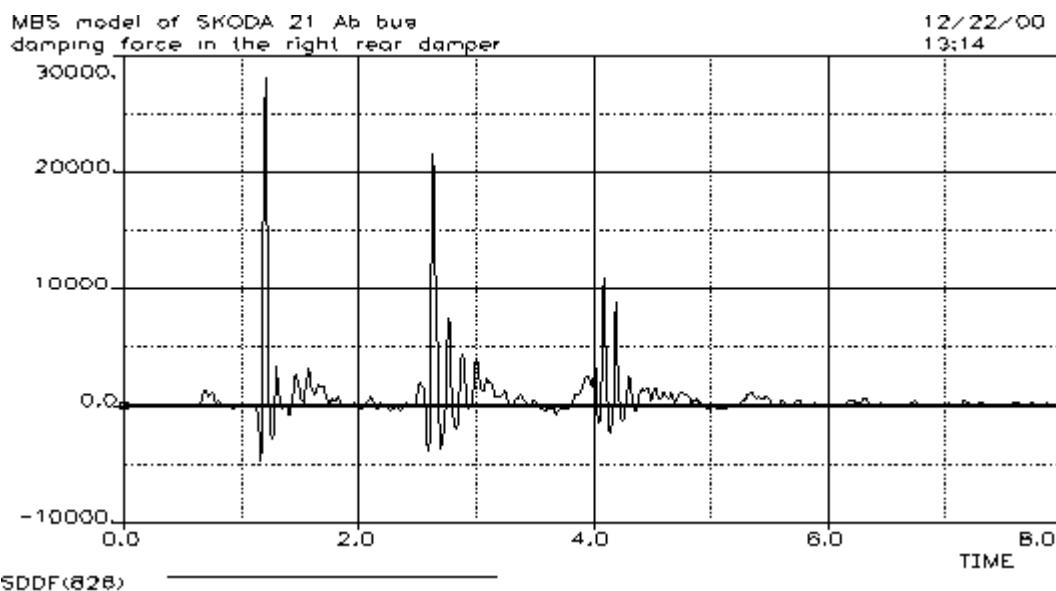


Obr. 3 Multibody model autobusu ŠKODA 21 Ab v prostředí programu **alaska**

Při simulacích pohybu s multibody modely, tzn. i při simulaci jízd po virtuálních zkušebních tratích, jsou programem **alaska** sestavovány Lagrangeovou metodou nelineární pohybové rovnice, které jsou řešeny přímou numerickou integrací (výsledky uvedené v tomto příspěvku byly získány při použití Shampino va -Go rdo no va integračního algoritmu v [8] odkaz na [9]). Vertikální tuhostní vlastnosti pneumatik jsou modelovány lineárními pružinami (*Tire Modul* programu **alaska** lze využít pro modelování vlastností pneumatik zatím pouze v případě vyšetřování směrové dynamiky vozidla). Multibody model autobusu ŠKODA 21 Ab je na počátku simulace každé jízdy v rovnovážné poloze (napočtena jedním iteračním cyklem).



Obr. 4 Průběh budících sil v pravé zadní pružině prázdného autobusu (simulace)



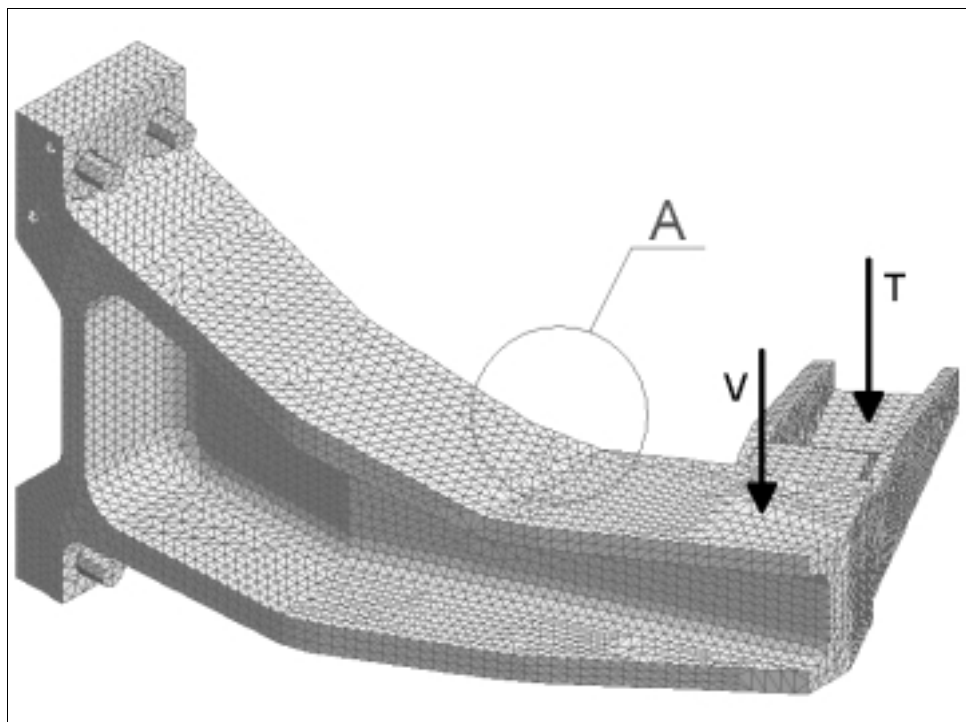
Obr. 5 Průběh budících sil v pravém zadním tlumiči prázdného autobusu (simulace)

Kromě výpočtu budících sil působících ve vypružení nad pravými zadními koly multibody modelu autobusu ŠKODA 21 Ab (obr. 4 a obr. 5) byly vyhodnoceny také časové průběhy relativních výchylek pravé zadní vzduchové pružiny a rychlostí v pravém zadním tlumiči, které sloužily pro přímé porovnání s experimentálně zjištěnými průběhy.

4. MKP model nosníku pérování zadní nápravy

Pro výpočty statických a dynamic kých napětí v konstrukcích a jejich částech lze použít MKP programy. MKP model nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab (obr. 6) je vytvořen z cca 50 000 objemových prvků v prostředí programu COSMOS/M [10].

Nosník pérování je tvarem složitá prostorově zatěžovaná konstrukční část. V těchto případech by měla analýza namáhání předcházet vlastnímu hodnocení únavové životnosti, protože namáhání může mít charakter víceosého napětí. Pro výpočet napěťových odezev v nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab byly použity experimentálně i virtuálně získané průběhy budících sil působících ve vypružení vozidla.



Obr. 6 MKP model nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab

Průběhy napětí v nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab byly stanoveny kvazistatickým přístupem [6]. Tento způsob výpočtu bylo možno použít z důvodu velké tuhosti této konstrukční části a z důvodu relativně nízkých frekvencí budících sil vzhledem k vlastním frekvencím nosníku. Základní statické výpočty byly provedeny pro dvě složky zatížení nosníku: zatížení jednotkovou silou V v místě uchycení vzduchové pružiny a zatížení jednotkovou silou T v místě uchycení tlumiče (viz obr. 6).

Ve vyšetřovaném místě nosníku pérování lze v určitém časovém okamžiku t získat výsledný tenzor napětí uplatněním principu superpozice:

$$\sigma_{ij}(t) = \sigma_{ij,V} \cdot V(t) + \sigma_{ij,T} \cdot T(t) \quad , \quad (1)$$

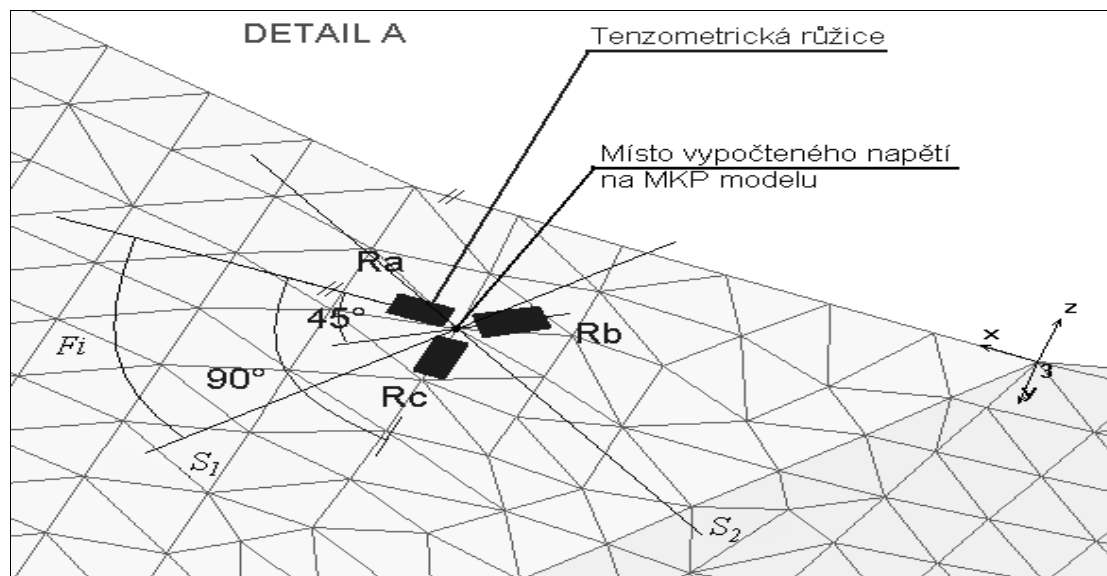
kde $\sigma_{ij,V}$ a $\sigma_{ij,T}$ jsou složky napětí vypočtené zvlášť pro jednotkové zatížení vzduchovou pružinou u a zvlášť pro jednotkové zatížení tlumičem v , $V(t)$ je velikost síly působící ve vzduchové pružině a $T(t)$ velikost síly působící v tlumiči v čase t [2].

5. Posouzení parametrů víceosého namáhání

Ve vyšetřovaném místě na povrchu nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab (obr. 7) je uvažována rovinná napjatost. Tenzor napětí má potom tvar:

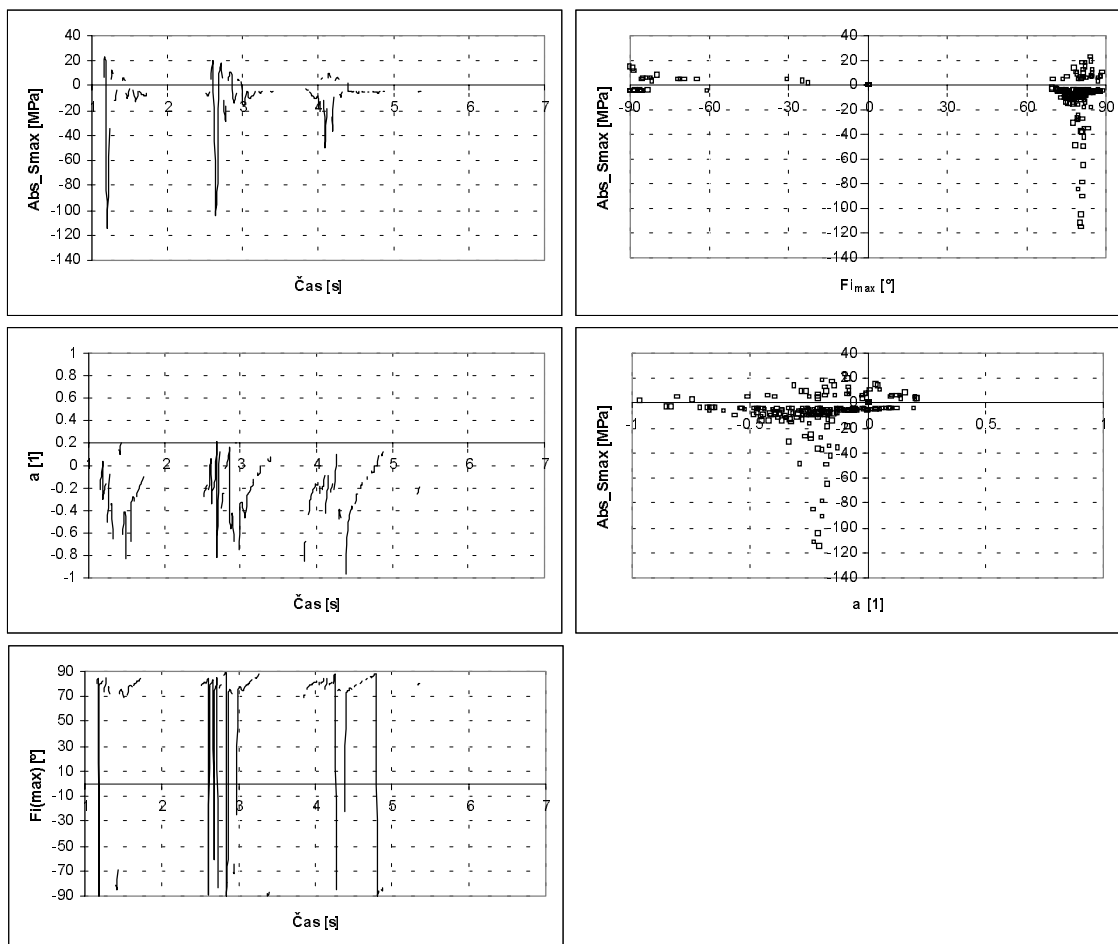
$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & 0 \\ \tau_{xy} & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad . \quad (2)$$

Ze složek tenzoru napětí je možné vypočítat velikosti hlavních napětí S_1 , S_2 a úhel Fi (úhel mezi největším hlavním napětím a osou x , resp. tenzometrem Ra). Pro posouzení charakteru víceosého namáhání lze na základě znalosti hodnot S_1 , S_2 a úhlu Fi vyhodnotit: největší hlavní napětí (vybrané podle velikosti absolutní hodnoty) Abs_S_{max} , úhel jeho odklonu od osy x Fi_{max} a koeficient biaxiality a . Vztahy pro výpočet těchto hodnot jsou uvedeny v [7].

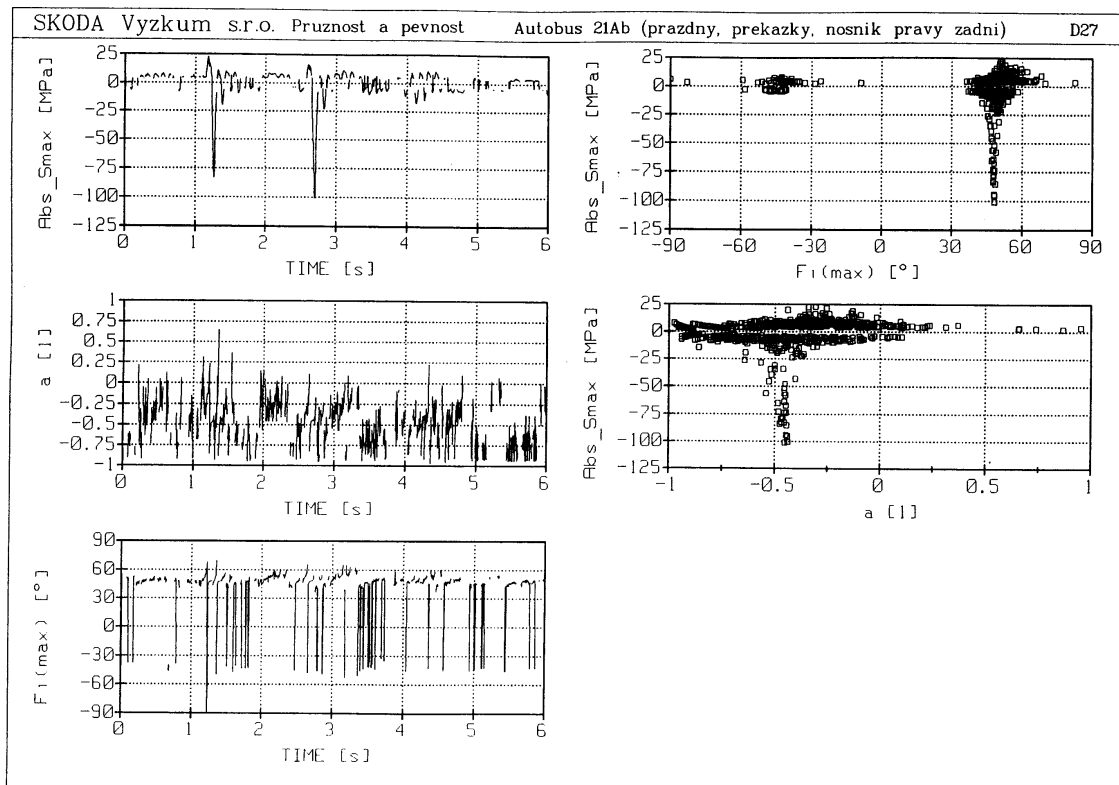


Obr. 7 Vyšetřované místo na nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab

Parametry víceosého namáhání ve vyšetřovaném místě nosníku pérování zadní nápravy byly stanoveny pro různé kombinace vstupních dat. Průběhy parametrů víceosého namáhání pro dvě hraniční situace, tj. čistě virtuální přístup (budící síly působící ve vypružení autobusu ŠKODA 21 Ab získány při simulaci s multibody modelem, napětí stanovena výpočtem na MKP modelu no sníku pérování) a čistě experimentální přístup (napětí změřena na nosníku pérování reálného vozidla tenzometrickou růžicí), jsou na obr. 8 a obr. 9.



Obr. 8 Průběhy parametrů víceosého namáhání - síly z MBS simulace, napětí z MKP výpočtů



Obr. 9 Průběhy parametrů víceosého namáhání - tenzometricky změřená napětí

6. Porovnání výsledků experimentu a výpočtů

Časové průběhy a velikosti lokálních extrémů budících sil působících při jízdě po zkušební trati v pravé zadní vzduchové pružině auto busu ŠKODA 21 Ab stano vené na základě změřených relativních výchylek ve vypružení reálného prototypu (obr. 1) a získané při simulaci jízdy se zpřesněným multibody modelem (obr. 4) se (téměř) neliší.

V časovém průběhu budících sil působících v pravém zadním tlumiči stanoveném na základě numerické derivace změřených relativních výchylek (obr. 2) je globální extrém při přejezdu druhé překážky (přejezd oběma koly), extrémní hodnota budících sil získaných při MBS simulaci (obr. 5) je při přejezdu první překážky (přejezd po uze pravými koly). Pravděpodobná příčina odlišných průběhů odezev je v neuvážování (i neznalosti) tlumících vlastností silentbloků v konstrukci zavěšení náprav. Dále je z porovnání časových závislostí na obr. 2 a obr. 5 zřejmé, že velikosti lokálních extrémů budících sil získané na základě měření jsou nižší než lokální extrémy sil vypočtených při MBS simulaci (prvotní příčina je již v menších absolutních hodnotách numerických derivací změřených relativních výchylek vzhledem k absolutním hodnotám rychlostí v pravém zadním tlumiči získaných při MBS simulaci, tzn. tlumič má ve skutečnosti větší tlumící schopnosti než udává výrobce).

Z rozboru výsledků namáhání nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab (obr. 8 a obr. 9) vyplývají obecné závěry jako ve [2]: experimentální i výpočetní přístup stanovily ve vyšetřovaném místě stejný charakter napjatosti (z průběhu koeficientu biaxiality a se jednoznačně jedná o časově proměnnou rovinnou napjatost), časové průběhy napětí Abs_S_{max} se liší pouze velikostmi extrémů (napětí zjištěná na základě výpočtů jsou cca o 20% vyšší), nejvýraznější extrémy napětí Abs_S_{max} odpovídají přibližně stejnému hodnotě úhlu Fi_{max} (pro tenzometricky změřené hodnoty: $Fi_{max} = 50^\circ$, pro vypočtené hodnoty: $Fi_{max} = 80^\circ$) a v časech nejvýraznějších extrémů napětí Abs_S_{max} se jedná o rovinnou napjatost (pro tenzometricky změřené hodnoty: $a = -0.45$, pro vypočtené hodnoty: $a = -0.25$). Vyšetřované místo je tedy ohroženo tzv. multiaxiální únavou.

Zpřesnění multibody modelu autobusu ŠKODA 21 Ab vedlo (i pře s částečné odlišnosti) ke zlepšení shody experimentálně a výpočetně zjištěných výsledků.

7. Závěr

Z porovnání dynamických vlastností vypružení mezi zadní nápravou a karoserií nad pravými koly získaných na základě měření při jízdách reálného pro to typu a autobusu ŠKODA 21 Ab po zkušebních tratích a při simulacích jízd se zpřesněným multibody modelem autobusu ŠKODA 21 Ab po virtuálních zkušebních tratích vyplývají následující doporučení pro další zdokonalení experimentálního i výpočetního přístupu:

1. zpřesnit multibody model na základě experimentálně změřených charakteristik vzduchových pružin a tlumičů a silentbloků v konstrukci zavěšení náprav,
2. měřit i časové průběhy sil působících ve vypružení reálného vozidla (z důvodu získání dalších podkladů pro verifikaci výsledků experimentu a MBS simulací při jízdách vozidla po zkušebních tratích),
3. zaznamenávat okamžitou rychlost jízdy reálného vozidla v závislosti na čase, resp. měřit skutečnou vzdálenost normalizovaných překážek na zkušební trati (při některých zkušebních jízdách byly totiž v místě vypružení naměřeny menší relativní výchylky, které byly pravděpodobně způsobeny nižší rychlostí vozidla – vyplývá z výsledků ve [3]).

Příspěvek je součástí řešení grantu GA ČR s názvem „Vývoj a ověření metodiky pro hodnocení únavové životnosti reálných i virtuálních prototypů dynamicky zatěžovaných konstrukcí a jejich částí“, který je registrován pod číslem 101/99/1668.

Literatura

- [1] Kepka, M. - Polach, P. - Hejman, M. - Horák, V. - Kotas, M. - Řehoř, P. - Frémund, J. - Plachý, J. - Kozák, P. - Půda, J.: A Škoda típusú alacsony padlós buszok és trolibuszok számítógépes modellezése és tesztelése. Járművek, Építőipari és Mezőgazdasági Gépek, Gépipari Tudományos Egyesület (Hungarian Scientific Society of Mechanical Engineering), Győr (Hungary), Vol. 48, No. 7-8, pp. 66-69, 1999.
- [2] Polach, P. - Hejman, M. - Kotas, M. - Kepka, M.: Identifikace budících sil ve vypružení autobusu a jejich další využití. Sborník 38. mezinárodní konference Experimentální analýza napětí 2000, ÚMT FS VUT v Brně, Třešť, str. 253-261, 2000.
- [3] Polach, P.: Verifikace dynamických vlastností vypružení MBS modelů autobusu ŠKODA 21 Ab. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 0444/2000, Plzeň, 2000.
- [4] Kepka, M. - Kotas, M. - Frémund, J.: Tenzo metrické měření dynamických napětí na 1. prototypu autobusu ŠKODA 21 Ab. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VZVÚ 0973, Plzeň, 1995.
- [5] Polach, P.: MBS modely autobusu ŠKODA 21 Ab a simulace přejezdu překážky. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 0319/99, Plzeň, 1999.
- [6] Hejman, M. - Kepka, M.: Optimalizace nosníku pérování hnací nápravy nízkopodlažních trolejbusů ŠKODA. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VZVÚ 1087, Plzeň, 1999.
- [7] Heyes, P. - Milstead, M. - Dakin, J.: Multiaxial Fatigue Assessment of Chassis Components on the Basis of FE Models. Reprint from Automotive Engineer, Oct./Nov., 1994.
- [8] **alaska**, User Manual, Version 2.3. Institute of Mechatronics Chemnitz, 1996.
- [9] Shampine, L. F. – Gordon, M. K.: Computer-Lösung gewöhnlicher Differentialgleichungen. Friedrich Vieweg & Sohn, Braunschweig/Wiesbaden, 1984.
- [10] COSMOS/M, Finite Element Analysis System, User Guide, Version 2.5. SRAC, Los Angeles, 1999.