

IDENTIFIKACE BUDÍCÍCH SIL VE VYPRUŽENÍ AUTOBUSU A JEJICH DALŠÍ VYUŽITÍ

IDENTIFICATION OF THE ACTUATING FORCES IN THE SPRINGING OF THE BUS AND THEIR ADDITIONAL UTILIZATION

Pavel Polach, Marek Hejman, Milan Kotas, Miloslav Kepka¹

Abstract:

*This contribution deals with both experimental and theoretical identification of the actuating forces in the springing of the ŠKODA 21 Ab bus and their additional utilization. Of special interest are issues of operational strength and fatigue life. The actuating forces were identified by ride the testing track created by three articulated obstacles. The measured values on the real prototype are displacement in the springing, stresses on a few places of the chassis and stresses on the beam of springing of rear axle. The computational identification of the actuating forces was performed in the MBS program **alaska** by means the MBS model of the bus. The computed forces were utilized to the determination stresses in the FEM model of the bus created in the COSMOS/M program. Both experimental and theoretical results can be used for fatigue life prediction.*

Key words: *real prototype, virtual prototype, actuating force, strength, fatigue life*

1. Úvod

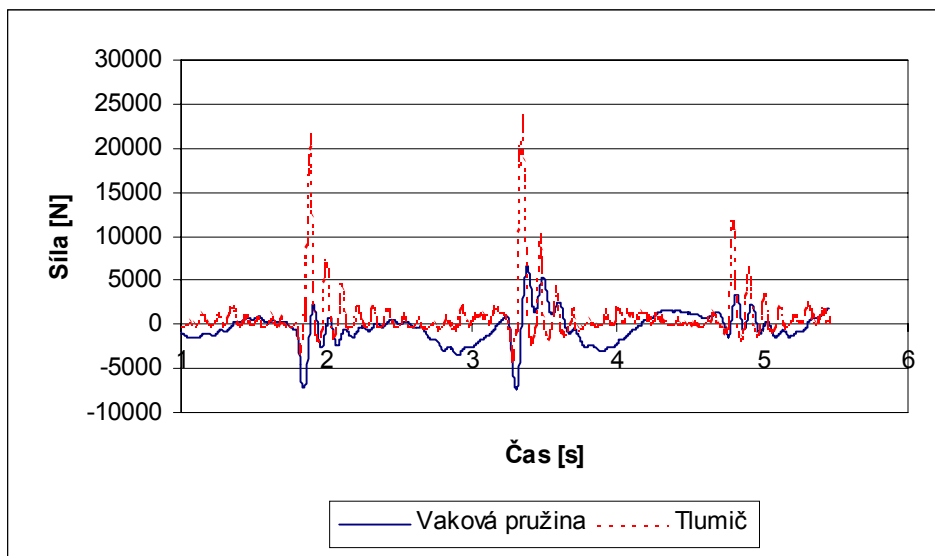
Pro posouzení pevnosti a únavové životnosti dynamicky zatěžovaných konstrukcí, strojů a jejich částí je důležitá znalost časového průběhu jejich provozního namáhání. Časový průběh namáhání lze určit měřením na reálném prototypu. V poslední době se stále častěji uplatňují počítačové simulace na virtuálních modelech. Tento přístup umožňuje optimalizaci dynamických a pevnostních vlastností konstrukce již ve stádiu jejího návrhu a dimenzování. Experimentální i výpočetní přístup byl použit pro 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. Napěťové odezvy na tyto budící síly determinují únavovou životnost kritických uzlů vozidla. Mohou mít přitom charakter jednoosého nebo víceosého napětí, což může zásadním způsobem ovlivnit postup při výpočtu únavového poškození a predikci provozní únavové životnosti.

2. Měření na reálném prototypu

Na reálném prototypu autobusu ŠKODA 21 Ab byly proměřeny časové průběhy deformací

¹ Dr. Ing. Pavel Polach, Ing. Marek Hejman, Ing. Milan Kotas, Ing. Miloslav Kepka, CSc., ŠKODA VÝZKUM s.r.o., Tylova 57, 316 00 Plzeň (tel.: 019/7044841, fax: 019/533358, e-mail: ppolach@vyz.ln.skoda.cz)

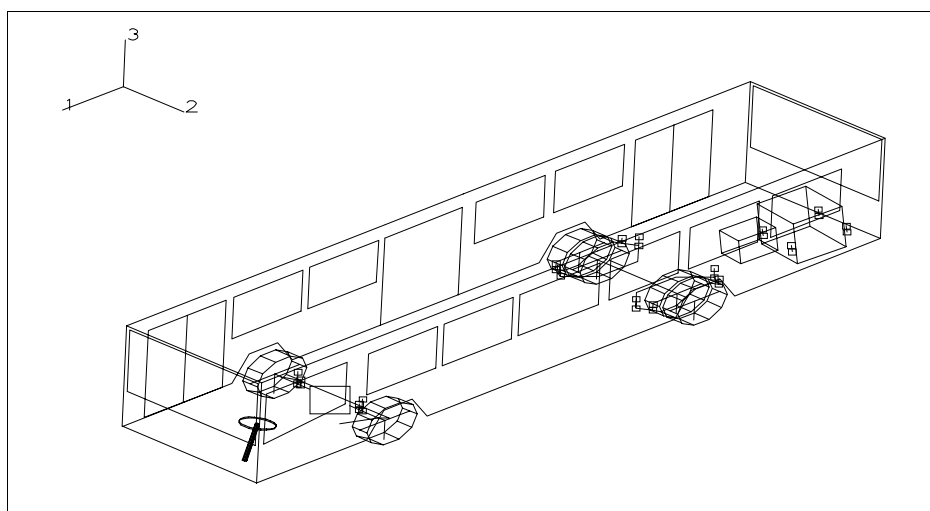
prvků vypružení, napětí v 50 místech karoserie (jednoduché tenzometry) a napětí na nosníku pérování zadní nápravy v místě s víceosým stavem napjatosti (tenzometrická růžice) [1]. Zkušební trať byla vytvořena ze tří normalizovaných překážek (válcová úseč o výšce 60 mm a základně 500 mm) rozmístěných na hladké vozovce po 15 metrech. První překážka byla přejížděna pouze pravými koly náprav, druhá oběma a třetí pouze levými koly. Měření probíhalo při rychlosti jízdy 40 km/h s prázdným i se zatíženým autobusem.



Obr. 1 Průběh budících sil v prvcích vypružení zadní nápravy zatíženého autobusu (měření)

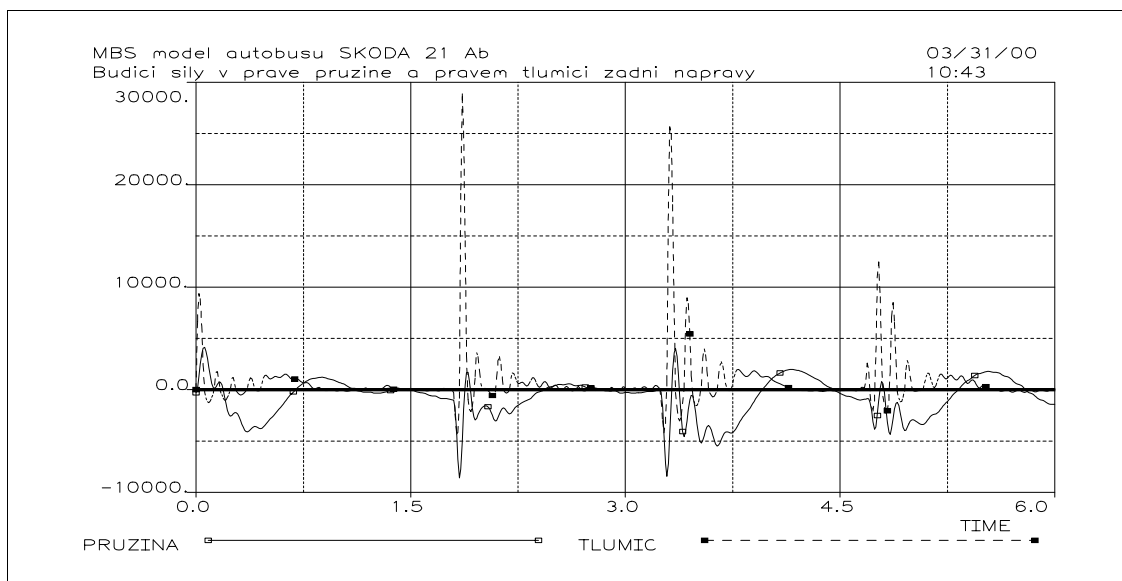
Z naměřených průběhů deformací prvků vypružení byly numerickým derivováním určeny časové průběhy rychlostí těchto deformací. Na základě znalosti tuhostních charakteristik vzduchových pružin a tlumících charakteristik tlumičů byly vypočteny časové průběhy budících sil působících ve vypružení reálného prototypu autobusu (obr. 1).

3. Virtuální MBS model



Obr. 2 MBS model autobusu ŠKODA 21 Ab v prostředí programu *alaska*

MBS (multibody systems) programy jsou určeny pro kinematickou a dynamickou analýzu mechanických soustav. Virtuální MBS model autobusu ŠKODA 21 Ab [2] byl vytvořen na základě číselných údajů a konstrukčních výkresů poskytnutých závodem ŠKODA OSTROV s.r.o. v prostředí programu **alaska** [7]. MBS model je sestaven ze 17 tuhých těles, která odpovídají hlavním konstrukčním částem autobusu nebo se jedná o tzv. "pomocná" tělesa. Jednotlivá tělesa jsou definována setrvačnostními vlastnostmi (hmotností, souřadnicemi těžišť a hmotovými momenty setrvačnosti). Vzduchové pružiny, tlumiče a silentbloky byly modelovány propojením odpovídajících tuhých těles pružně tlumícími prvky. Model má 25 stupňů volnosti a byl sestaven pro prázdný i zatížený vůz (obr. 2).



Obr. 3 Průběh budících sil v prvcích vypružení zadní nápravy zatíženého autobusu (simulace)

S tímto MBS modelem byla simulována jízda po virtuální zkušební trati za podmínek odpovídajících experimentu. Kromě výpočtu budících sil v prvcích vypružení autobusu (obr. 3) byly vyhodnoceny také časové průběhy výchylek vzduchových pružin a rychlostí v tlumičích, které sloužily pro přímé porovnání s experimentálně změřenými průběhy.

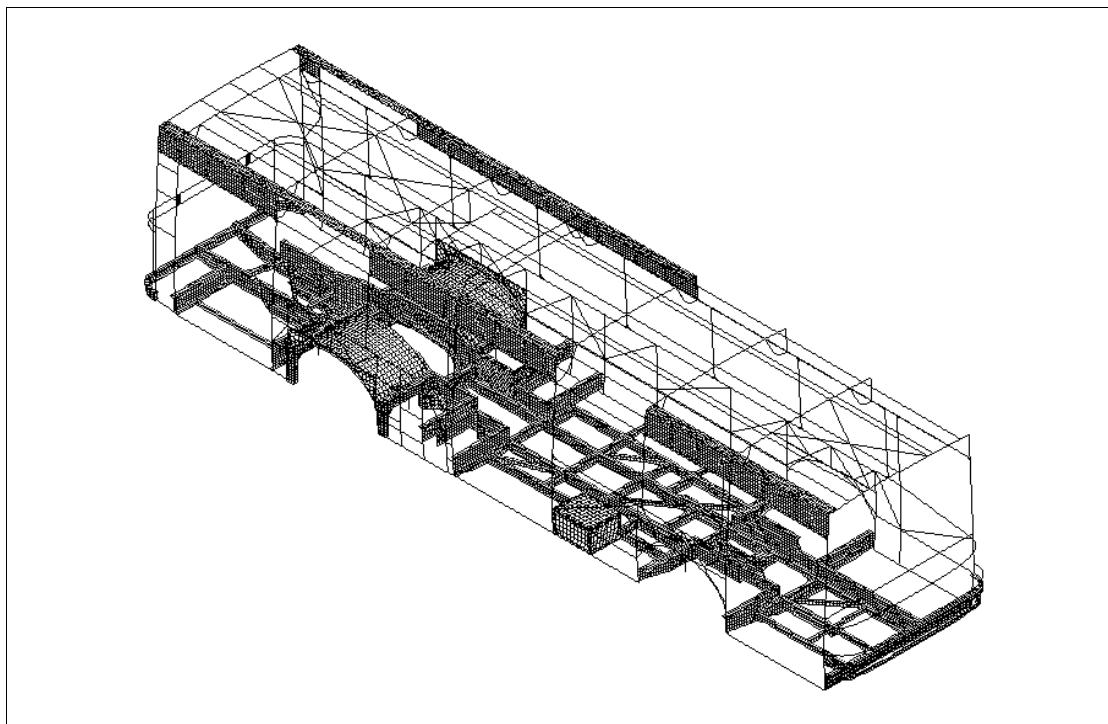
4. Virtuální MKP modely

Pro výpočty statických i dynamických napětí v konstrukcích lze použít MKP programy. MKP modely karoserie a nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab byly vytvořeny v prostředí programu COSMOS/M [8].

Podvozkový rám je v MKP modelu karoserie autobusu ŠKODA 21 Ab sestaven ze skořepinových elementů, ostatní části karoserie (bočnice a střecha) z elementů nosníkových (obr. 4). Vypružení karoserie je modelováno náhradními nosníkovými elementy, které vhodnou volbou geometrických charakteristik aproximují s dostatečnou přesností tuhostní vlastnosti vzduchových pružin. MKP model karoserie obsahuje přibližně 50 000 elementů.

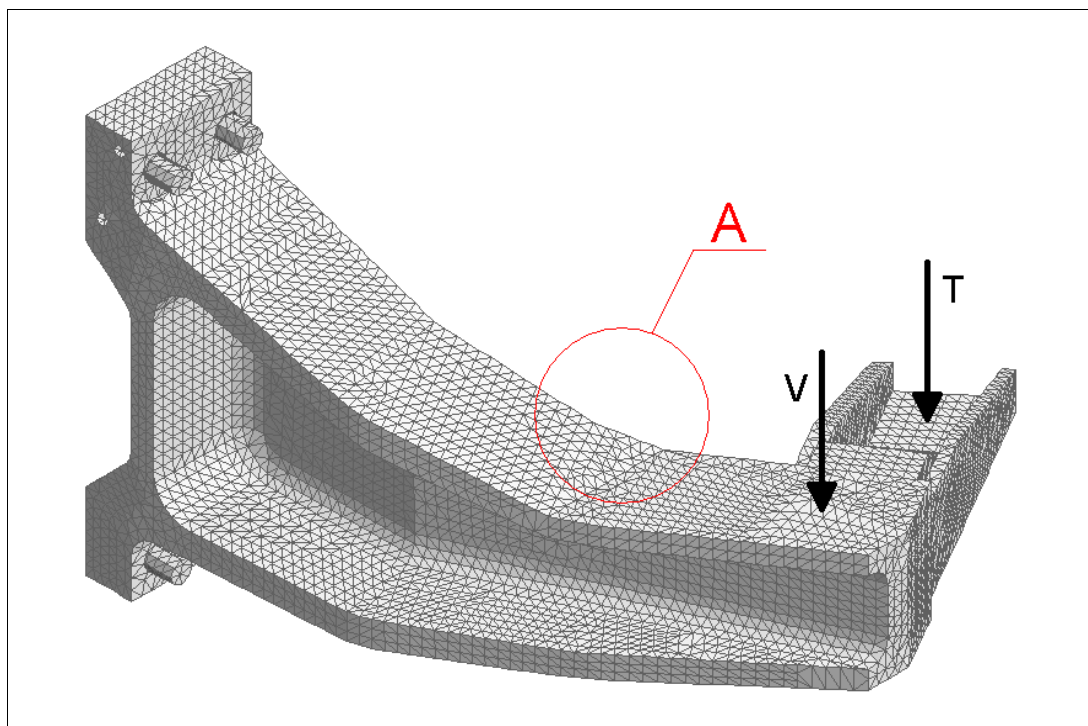
MKP model nosníku pérování zadní nápravy je vytvořen přibližně z 50 000 objemových elementů (obr. 5).

Pro výpočet napěťových odezev byly použity experimentálně i virtuálně získané průběhy budících sil v prvcích vypružení vozidla.



Obr. 4 MKP model karoserie autobusu ŠKODA 21 Ab v prostředí programu COSMOS/M

Průběhy napětí v prutové části konstrukce karoserie vozidla byly stanoveny na základě dynamického výpočtu vynuceného kmitání celé karoserie (odezva na budící síly v prvcích vypružení). Napětí v prutech karoserie má převážně charakter jednoosé napjatosti a hodnocení únavové životnosti lze založit na klasických metodách opírajících se o S-N křivky životnosti stanovené při jednoosém zatěžování.



Obr. 5 MKP model nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab

Poněkud komplikovanější situace může nastat u prostorových stěnodeskových partií podvozkového rámu nebo u tvarově složitých a složitěji (prostorově) zatěžovaných konstrukčních částí náprav vozidel. Namáhání kritických oblastí může mít v tomto případě charakter víceosého napětí a jeho analýza by měla předcházet vlastnímu hodnocení únavové životnosti.

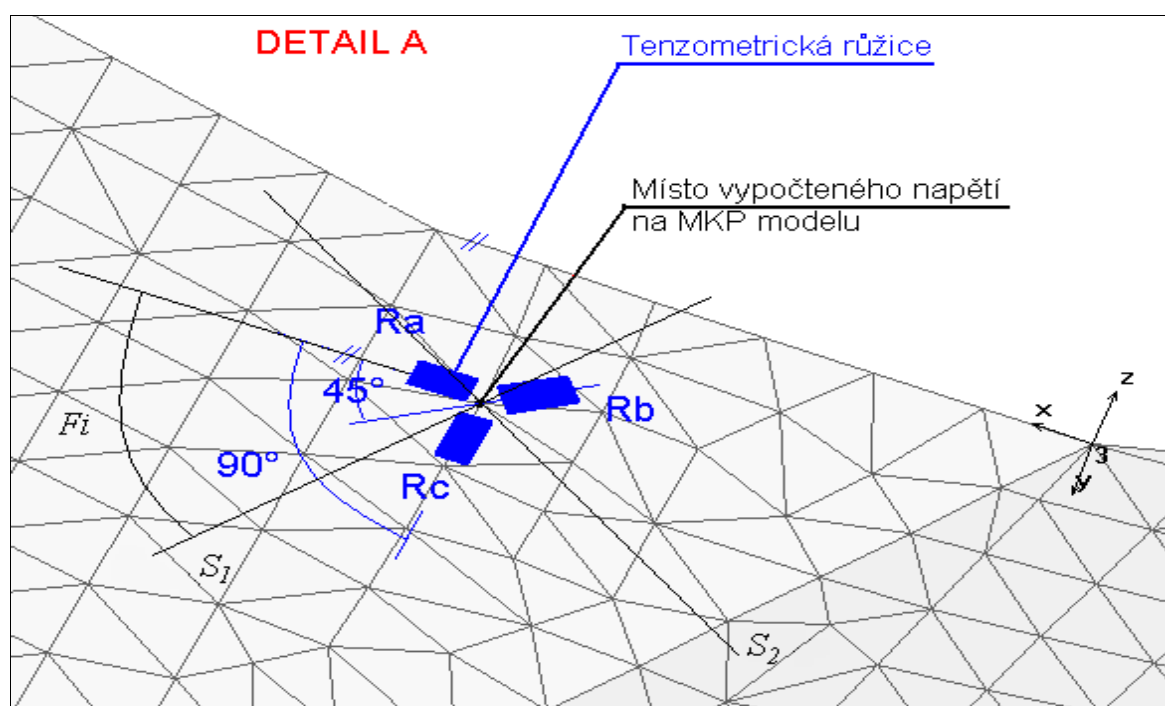
Průběhy napětí v nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab byly stanoveny kvazistatickým přístupem [3]. Tento způsob výpočtu bylo možno použít z důvodu velké tuhosti této konstrukční části a z důvodu relativně nízkých frekvencí budících sil vzhledem k vlastním frekvencím nosníku. Základní statické 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.

Ve vyšetřovaném místě nosníku pérování a v určitém časovém okamžiku t lze výsledný tenzor napětí získat 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 a zvlášť pro jednotkové zatížení tlumičem, $V(t)$ je velikost síly ve vzduchové pružině a $T(t)$ velikost síly v tlumiči v okamžiku t [4].

5. Postup posouzení parametrů víceosého namáhání



Obr. 6 Vyšetřované místo na nosníku pérování zadní nápravy

Ve vyšetřovaném místě na povrchu nosníku pérování (obr. 6) je uvažována rovinná napjatost. Tenzor napětí má potom tvar:

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

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). Pro posouzení charakteru víceosého namáhání lze na základě hodnot S_1 , S_2 a úhlu Fi vyhodnotit: největší hlavní napětí (vybrané podle velikosti absolutní hodnoty) S_{max} , úhel jeho odklonu od osy x Fi_{max} a koeficient biaxiality a [5].

Parametry namáhání nelze počítat pro $|S_1| = |S_2| = 0$ (pro tento případ není koeficient biaxiality a a úhel Fi definován).

Výpočet parametrů víceosého namáhání se provede v případě, že hodnoty hlavních napětí přesáhnou předem stanovené prahové hodnoty $S_{prah,1}$ a $S_{prah,2}$. Musí být splněna alespoň jedna ze dvou podmínek (3) nebo (4):

$$|S_1| \geq S_{prah,1} \quad \text{a zároveň} \quad |S_2| \geq S_{prah,1} \quad (3)$$

$$|S_1| \geq S_{prah,2} \quad \text{nebo} \quad |S_2| \geq S_{prah,2} . \quad (4)$$

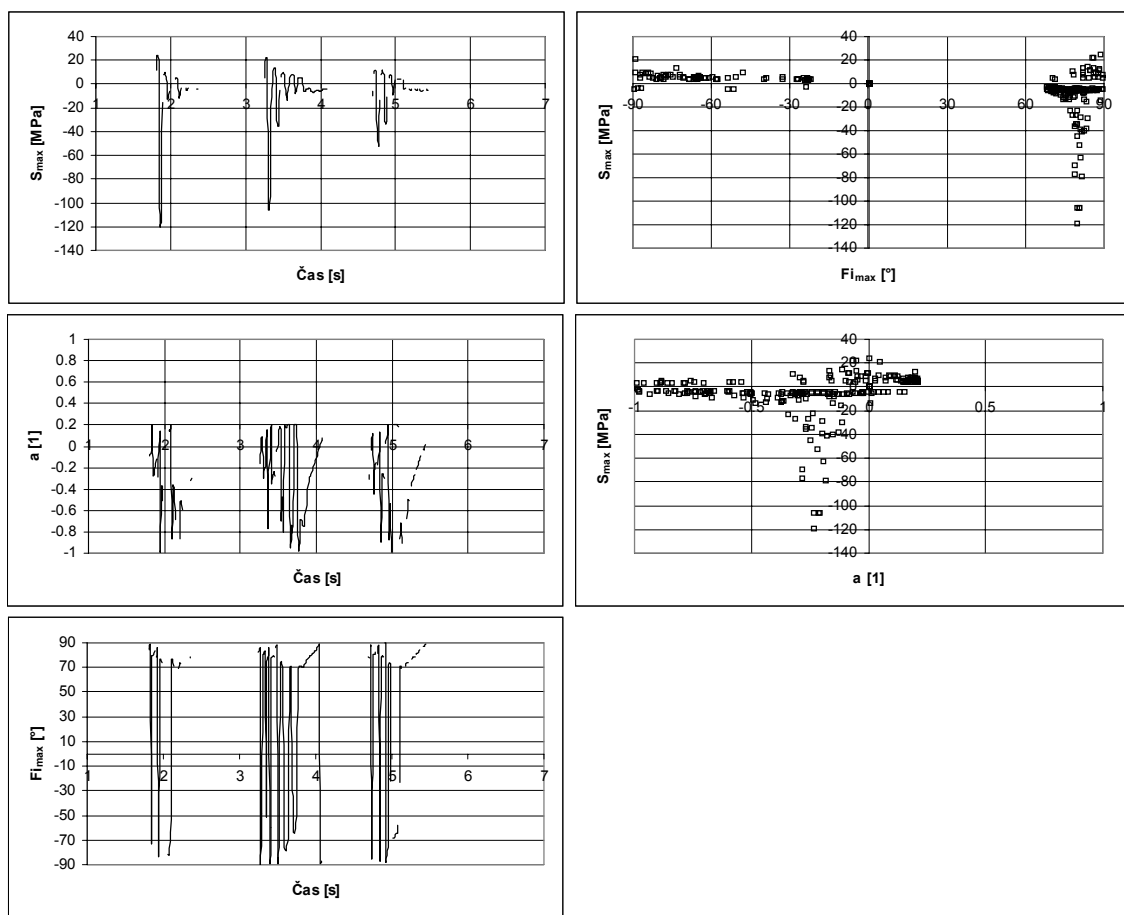
$$\begin{aligned} \text{V případě } |S_2| \leq |S_1| \quad \text{a} \quad |S_1| \neq 0 : \\ a = S_2/S_1 \\ Fi_{max} = Fi \\ S_{max} = S_1 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{Pro } |S_2| > |S_1| : \\ a = S_1/S_2 \\ \text{pro } Fi \geq 0 \quad Fi_{max} = -90 + Fi \\ \text{pro } Fi < 0 \quad Fi_{max} = 90 + Fi \\ S_{max} = S_2 \end{aligned} \quad (6)$$

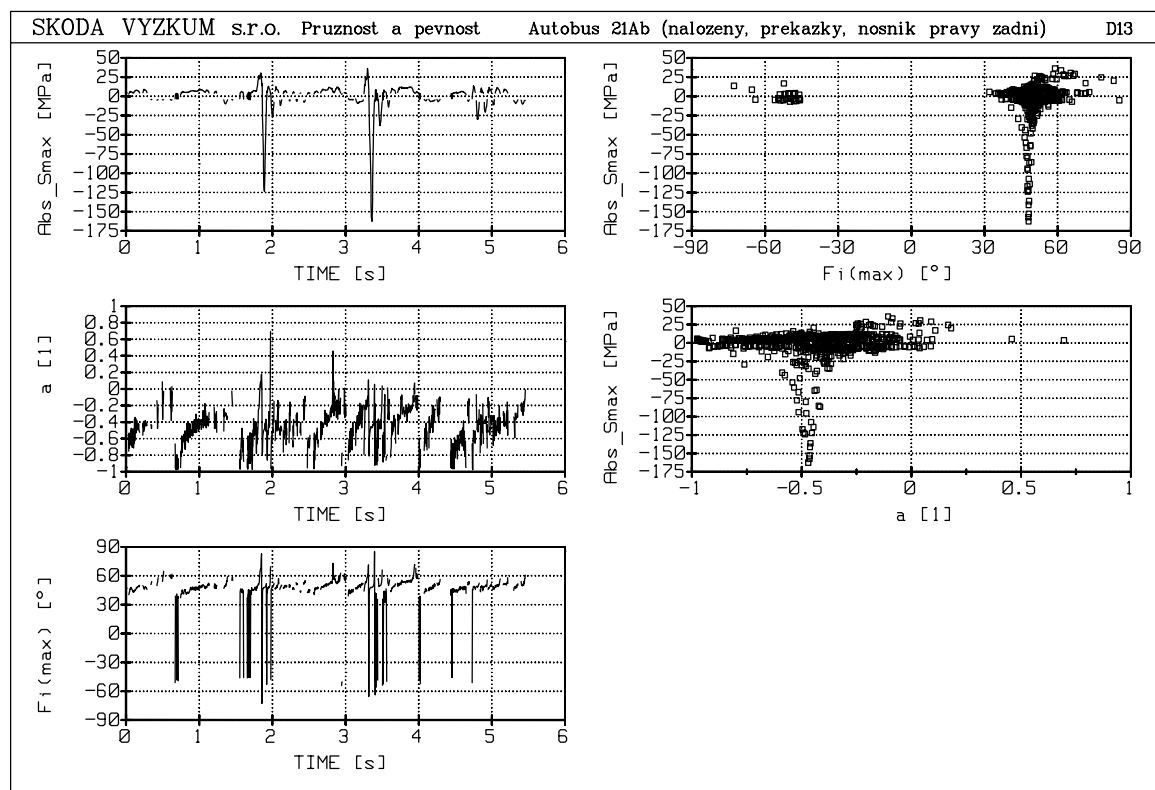
Všechny uvedené hodnoty lze určit v závislosti na čase t (v závislosti na diskretních hodnotách záznamu z měření nebo na hodnotách získaných z počítačové simulace založené na časově diskretizovaném numerickém výpočtu).

Parametry víceosého namáhání pro vyšetřované místo nosníku pérování zadní nápravy byly stanoveny pro různé kombinace vstupních dat. Z hlediska vzájemné verifikace je nejzajímavější porovnat dvě hraniční situace:

1. čistě virtuální přístup = budící síly získány pomocí MBS modelu vozidla, napětí stanovena výpočtem na MKP modelu nosníku pérování (obr. 7),
2. čistě experimentální přístup = napětí změřena na nosníku pérování reálného prototypu vozidla tenzometrickou různicí (obr. 8).



Obr. 7 Vyhodnocení parametrů víceosého namáhání - síly z MBS a napětí z MKP výpočtů



Obr. 8 Vyhodnocení parametrů víceosého namáhání - tenzometricky změřená napětí

6. Srovnání výpočtů s výsledky experimentu

Časové průběhy budících sil zjištěné měřením výchylek ve vypružení (obr. 1) a získané pomocí simulace s MBS modelem autobusu ŠKODA 21 Ab (obr. 3) se výrazněji odlišují pouze hodnotou extrému po přejezdu první překážky zkušební trati (přejezd pravými koly). Příčinu je pravděpodobně nutné hledat ve velké torzní tuhosti zadní nápravy MBS modelu.

Z rozboru výsledků namáhání nosníku pérování zadní nápravy na obr. 7 a obr. 8 vyplývá, že výpočty i měření identifikovaly ve vyšetřovaném místě stejný charakter napjatosti. Z diagramů je patrné, že průběhy napětí S_{max} si navzájem odpovídají. Liší se velikostmi extrémů napětí. Největší rozdíly mezi výpočtem a experimentem jsou v časových průbězích úhlu Fi a v koeficientu biaxiality a .

Z vypočtených a experimentálně zjištěných dat lze o charakteru napjatosti ve vyšetřovaném místě nosníku pérování konstatovat následující závěry:

1. koeficient biaxiality a jednoznačně ukazuje na časově proměnnou rovinnou napjatost,
2. úhel Fi_{max} (úhel mezi největším hlavním napětím a osou x, resp. tenzometrem Ra) se v čase výrazně mění,
3. nejvýraznější extrémy napětí odpovídají přibližně stejné hodnotě úhlu Fi_{max} (pro tenzometricky změřené hodnoty $Fi_{max} = 50^\circ$),
4. v okamžicích nejvýraznějších extrémů napětí se jedná o rovinnou napjatost (pro tenzometricky změřené hodnoty s poměrem hlavních napětí $a = -0.5$).

Vyšetřované místo je tedy ohroženo tzv. multiaxiální únavou, pro jejíž hodnocení se v současné době vhodné výpočtové modely teprve hledají [6]. Na základě provedené analýzy lze však konstatovat, že v okamžiku výskytu vyšších (poškozujících) hodnot napětí se jedná o tzv. proporcionální namáhání, což může volbu vhodného modelu pro výpočet únavové životnosti poněkud usnadnit.

7. Závěr

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. Řešitelské pracoviště ŠKODA VÝZKUM s.r.o. v něm usiluje o shromáždění verifikačních dat ze simulací s virtuálními prototypy a z experimentů na reálných prototypech. Spoluřešitelské pracoviště Ústav mechaniky fakulty strojní ČVUT v Praze pak vyvíjí počítačový systém pro správu dat z těchto počítačových simulací a experimentů, který by měl být završen postprocesorem pro výpočet únavové životnosti dynamicky zatěžovaných součástí při obecném (multiaxiálním) charakteru namáhání.

Literatura

- [1] Kepka, M. - Kotas, M. - Frémund, J.: Tenzometrické měření dynamických napětí na 1. prototypu autobusu ŠKODA 21 Ab. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VZVÚ 0973, Plzeň, 1995.
- [2] Polach, P.: MBS modely autobusu ŠKODA 21 Ab a simulace přejezdu překážky. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 0319/99, Plzeň, 1999.
- [3] Hejman, M. - Kepka, M.: Optimalizace nosníku pérování hnací nápravy nízkopodlažních trolejbusů ŠKODA. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VZVÚ 1087, Plzeň, 1999.
- [4] Polach, P. - Kepka, M. - Kotas, M.: Počítačové simulace s virtuálním MBS modelem autobusu. Sborník konference Spolehlivost a diagnostika v dopravě '99, Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera, Pardubice, str. 15-20, 1999.
- [5] 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.
- [6] Růžička, M. - Papuga, J.: Hodnocení únavové životnosti komponent při složitém namáhání. Zpráva Ústavu mechaniky FS ČVUT v Praze, č. 2051/99/25, Praha, 1999.
- [7] **alaska**, User Manual, Version 2.3. Institute of Mechatronics Chemnitz, 1996.
- [8] COSMOS/M, Finite Element Analysis System, User Guide, Version 1.70. SRAC, Santa Monica, 1993.