

THE PLANE STRESS ANALYSIS OF THE ŠKODA 21 Ab BUS SUSPENSION BEAM

Marek HEJMAN, Miloslav KEPKA, Pavel POLACH *

Summary: The paper deals with the stress analysis of the ŠKODA 21 Ab bus suspension beam. Basic principles of the analysis are presented and they are used for the evaluation of the plane stress qualities. The time history of the forces of the air spring and damper were applied at the suspension in FEM calculations. The COSMOS/M programme was used for these calculations. Maximum stresses von Mises were evaluated in each node of FEM model during selected time interval. In chosen node of the mesh the stress analysis was performed in detail. In spite of all conditions of the loading, the stress in the investigated node can be considered nonproportional.

1. Úvod

Karoserie vozidel pro hromadnou přepravu osob typu autobusů a trolejbusů jsou podrobeny složitému procesu namáhání. Jejich posouzení z hlediska provozní pevnosti a životnosti se opírá o standardní metody hodnocení únavy při jednoosých stavech napjatosti Vyskytuje-li se na součásti rovinná napjatost, pak se hledá směr maximálního namáhání a v daném směru se určí provozní namáhání, které se zachová při zkoušce životnosti na zkušebním stendu. Výzkumy v posledních letech ukazují případy kombinovaného namáhání součásti, kdy klasické metody odhadu životnosti dávají zcela nekonzervativní výsledky. Jedná se např. o případy kombinovaného namáhání součásti krutem a ohybem při tzv. neproporcionálním zatěžování, kdy dochází až k šestinásobnému snížení životnosti oproti posouzení životnosti zanedbávající neproporcionální zatěžování [6]. Výzkum v této oblasti tedy oblasti multiaxiální únavy probíhá již řadu let a do současné doby se nepodařilo nalézt universální postup jejího hodnocení pro všechny typy namáhání. Prvním krokem pro posouzení víceosé únavy je lokalizovat součásti a místa ohrožené tímto typem namáhání a dále provést jeho rozbor. Pro výpočty statických i dynamických napětí v konstrukcích lze použít MKP programy. Dále uvedené MKP výpočty byly provedeny v prostředí programu COSMOS/M [8].

2. ΜΚΡ VÝPOČTY AUTOBUSU ŠKODA 21 Ab

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. 1). 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.

[•] Ing. Marek Hejman, Ph.D., Ing. Miloslav Kepka, CSc., Dr. Ing. Pavel Polach, ŠKODA VÝZKUM s.r.o., Tylova 57, 316 00 Plzeň, mhejman@vyz.ln.skoda.cz



Obr. 1 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 za předpokladu jednoosé napjatosti. Časové průběhy napětí na konstrukci jsou důsledkem kmitání karoserie vybuzeného jízdou po nerovném terénu. Namáhání při jízdě vozidla má v čase stále stejný charakter a to zejména při jízdě přes výrazné terénní nerovnosti. Je to důsledek buzení stále stejné množiny vlastních tvarů konstrukce vozidla. Vlastní tvary kmitání konstrukce se sice přelaďují se změnou zatížení vozidla hmotností pasažérů, ale na vlastním charakteru namáhání to nic nemění.

Poněkud komplikovanější situace může nastat u částí podvozku zatěžovaných přímo silami od vzduchových pružin a tlumičů. Časové průběhy těchto sil jsou s ohledem již na samu podstatu tuhosti a tlumení fázově posunuty o $\pi/2$. Zatěžování lze tedy označit jako tzv. neproporcionální. V kritických oblastech může mít napjatost nejen víceosý charakter, ale hlavní napětí mohou v čase i výrazně měnit svůj směr. Analýza namáhání by měla předcházet vlastnímu hodnocení únavové životnosti.

3. ROZBOR NAPĚTÍ ZPŮSOBENÉ JEDNOTLIVÝMI SILAMI

Jedna z důležitých částí podvozku je nosník pérování viz obr. 2. Tato součást přenáší sílu od vlnovce V a sílu od tlumiče T z nápravy do rámu. Vzhledem k jejich místu působení na nosníku je patrné, že síla V způsobuje více ohyb nosníku a síla tlumiče T zatěžuje nosník více krutem.

MKP model nosníku pérování zadní nápravy je vytvořen přibližně z 50 000 objemových elementů typu TETRA4R.



Obr. 2 MKP model nosníku pérování zadní nápravy autobusu ŠKODA 21 Ab

Do jaké míry se jedná o rovinnou napjatost lze stanovit na základě poměru hlavních napětí S_1 a S_2 tzv. koeficientem biaxiality a.

$$a = S_2 / S_1 \tag{1},$$

$$kde |S_2| > |S_1| \tag{2}.$$

Výpočet *a* byl proveden za splnění obou podmínek (2) a (3) pro prahové hodnoty hlavních napětí $S_{prah,1}$ a $S_{prah,2}$. Jejich zvolená velikosti byly 5 a 10 % maximální hodnoty z hlavních napětí po celé součásti.

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

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

Pro jednotlivé uzly MKP sítě byly vypočtené hodnoty *a* zobrazeny postprocesorem programu COSMOS/M viz obr. 3 a 4.

Předpoklad je, že na povrchu součásti je rovinná napjatost, protože jedna složka hlavních napětí musí mít nulovou hodnotu a směr shodný s normálou k dané ploše. Tenzor napětí má potom tvar:

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{\sigma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\sigma}_{x} & \boldsymbol{\tau}_{xy} & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{\tau}_{xy} & \boldsymbol{\sigma}_{y} & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} \end{bmatrix}$$
(5).



Obr. 3 Rozložení koeficientu biaxiality a od síly vlnovce V



Obr. 4 Rozložení koeficientu biaxiality a od síly tlumiče T

4. Odezva napětí na časové průběhy budících sil

Pro výpočet napěťových odezev napětí lze využít experimentálně i virtuálně získané průběhy budících sil v prvcích vypružení vozidla viz [2]. Pro naše účely budeme dále pracovat se silami z MBS simulace viz obr. 5.





Časové 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 sílou V v místě uchycení vzduchové pružiny a zatížení jednotkovou sílou T v místě uchycení tlumiče.

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

$$\sigma_{ij}(t) = \sigma_{ij, V} \cdot V(t) + \sigma_{ij, T} \cdot T(t)$$
(6),

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*. Tímto postupem byly vypočteny časové řady napětí ve všech uzlech MKP sítě. Pro jednotlivé tenzory napětí byly vypočteny hlavní napětí. Pro každý uzel bylo na celém časovém intervalu nalezeno maximální napětí HMH viz obr. 6.



Obr. 6 Maximální hodnoty napětí HMH v na uvažovaném časovém intervalu.

Maximální hodnoty napětí se vyskytují v lokalitě svaru mezi částí odlitku a konzolou tlumiče. Svar přenáší pouze sílu od tlumiče, jedná se tedy v této lokalitě o namáhání od proporcionálního zatěžování. Na základě dostupných informací z literatury a výsledků napěťového rozboru lze připustit, že při nevhodné kombinaci zátěžných sil které zatěžují součást neproporcionálně může dojít k většímu únavovému poškození v místech základního materiálu odlitku, než v místě maximálního namáhání ve svaru mezi odlitkem a konzolou.

5. PODROBNÁ ANALÝZA NAPĚTÍ VE VYBRANÉM BODĚ MKP SÍTĚ

Pro podrobnější rozbor namáhání byl zvolen na součásti jeden uzel MKP sítě viz obr. 7.



Obr. 7 Vyšetřované místo na nosníku pérování zadní nápravy

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 (7) nebo (8):

	$ S_1 \ge S_{prah,1}$	a zároveň	$ S_2 \ge S_{prah, 1}$	(7),
	$ S_1 \ge S_{prah,2}$	nebo	$ S_2 \ge S_{prah,2}$	(8).
V případě /S ₂	$ S_{1} \leq S_{1} \leq S_{2} $	$S_l \neq 0$:	$a = S_2 / S_1$	
			$Fi_{max} = Fi$	(9).
			$S_{max} = S_1$	

Pro $ S_2 > S_1 $:	$a = S_l / S_2$	
	pro $Fi \ge 0$ $Fi_{max} = -90 + Fi$	(10).
	pro $Fi < 0$ $Fi_{max} = 90 + Fi$	
	$S_{max} = S_2$	

Všechny uvedené hodnoty lze určit v závislosti na čase t (v závislosti na diskrétních hodnotách záznamu z měření nebo na hodnotách získaných z počítačové simulace založené na časově diskretizovaném numerickém výpočtu) viz obr. 8.





Obr. 8 Vyhodnocení parametrů víceosého namáhání

6. ZÁVĚR

Ve zvoleném místě nosníku pérování byl proveden detailní rozbor napjatosti. V tomto bodě je napjatost takového charakteru pro který je nutné provést odhad únavového poškození metodami tzv. multiaxiální únavy. Výpočtové metody pro takové hodnocení se v současné době 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. Vyhodnocení dat bylo provedeno v programu Microsoft® Excel. Vyhodnotit takto všechny uzly MKP modelu je ovšem velmi pracné. Na provedení konečného posouzení součásti z hlediska únavy podle některé z již známých teorií je zapotřebí specializovaný software. Takový program je vyvíjen na spoluřešitelském pracovišti v Ústavu mechaniky fakulty strojní ČVUT v Praze. Jedná se o postprocesor pro výpočet únavové životnosti dynamicky zatěžovaných součástí při obecném (multiaxiálním) charakteru namáhání bude jedním z výsledků 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. Prezentovaný příspěvek vznikl za finanční podpory tohoto grantu.

7. LITERATURA

- [1] Polach P., Hejman M. Kotas, M. Kepka, M.: Identifikace budících sil ve vypružení autobusu a jejich další využití, Sborník mezinárodní konference Experimentální analýza napětí 2000, Třešť, ÚMT FS VUT v Brně, 2000, str. 253-261.
- [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, 1996.
- [4] Hejman, M.: Statické a dynamické výpočty autobusu ŠKODA 21 Ab., Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 0361/99, Plzeň, 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] Hejman, M Polach, P. Kotas, M. Kepka, M.: Metodika rozboru víceosého namáhání kritického místa nosníku pérování autobusu ŠKODA 21 Ab: MBS simulace, MKP simulace a experiment, Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 0397/2000, Plzeň, 2000.
- [8] COSMOS/M, Finite Element Analysis System, User Guide, Version 2.5. SRAC, Los Angeles, (1999).