

EXPERIMENTÁLNO-NUMERICKÝ POSTUP NÁVRHU KONŠTRUKCIE AUTOBUSU

EXPERIMENTAL-NUMERICAL APPROACH IN DESIGN BUS STRUCTURE

Igor EISNER¹, Ivan LIZOŇ¹, Richard MELICHER², Milan ŽMINDÁK²

Abstrakt

Cieľom článku je návrh konštrukcie autobusu s použitím interaktívneho výpočtového systému MKP (ICS FEM). Zaťaženie konštrukcie autobusu bolo zaznamenané špeciálnymi snímačmi tlaku z tlmiacich vankúšov upevnenými na reálnom modeli. Zaťaženie získané týmto postupom bolo využité pri modelovaní štruktúry konečnými prvkami.

Počas jazdy autobusom boli tenzometrami a tlakmi vo vzduchových valcových pružinách merané napäťové odozvy v závislosti na čase. Následne bola metódou konečných prvkov realizovaná modálna a prechodová analýza.

Pre určenie vlastných frekvencií a vlastných vektorov bola použitá metóda iterácie podpriestoru. Použitím ICS FEM bolo vypočítaných prvých 100 vlastných frekvencií. Pre prechodovú analýzu konštrukcie autobusu bola použitá Wilsonova θ -metóda priamej integrácie. V kritických bodoch bola medzi nameranými a vypočítanými hodnotami napätí dosiek nutná dobrá zhoda.

Kľúčové slová: Experimentálna analýza, metóda konečných prvkov, modálna analýza, prechodová analýza.

Abstract

The goal of this paper is design of bus structure using Interactive Computational systems Finite Element Method (ICS FEM). The loading of bus structure was recorded by special pressure transducer from damping pads joined on the real model. By this means obtained loading was then applied to finite element model of structure.

During bus ride were measured stress responses versus time with the tensometers and pressures in air cylindrical springs. Subsequently were realized modal and transient analyses by finite element method. The subspace iteration method was used for solving of eigenfrequencies and eigenvectors. By using ICS FEM was computed the first 100 eigenfrequencies. Wilson θ - implicit method of direct integration was used for transient analysis of bus structure. The measured and computed stress values in critical points were in consensus.

Keywords: Experimental Analysis, Finite Element Method, Modal analysis, Transient analysis

ÚVOD

Výpočtové modely sa výrazne presadzujú hlavne v etape konštrukčného návrhu jednoduchších konštrukcií [1,2] až po návrh zložitých konštrukcií v jadrovej energetike [3].

¹ Igor EISNER, Ing. Ivan LIZOŇ, WUSAM Engineering, s. r. o., Zvolen

² doc. Ing. Milan ŽMINDÁK, CSc., Ing. Richard MELICHER, ŽU v Žiline milan.zmindak@fstroj.utc.sk
Lektoroval: prof. Ing. Peter BIGOŠ, CSc., SJF TU v Košiciach, peter.bigos@tuke.sk

Výsledkom analýz je nakoniec optimálny návrh konštrukcie s cieľom minimalizovať hmotnosť konštrukcie a výslednú dynamickú odozvu [4].

Karoséria autobusu predstavuje zložitú konštrukčnú sústavu, ktorej prevádzkové zaťaženie má výrazne časovo premenlivý charakter. Zabezpečenie spoľahlivosti autobusu je spojené s vhodným návrhom jeho pevnostných a dynamických vlastností. Významným kritériom pri návrhu vozidla je zamedzenie vzniku medzných stavov únavovej pevnosti jeho dôležitých konštrukčných uzlov. Pre hodnotenie únavovej pevnosti konštrukčných systémov a ich uzlov hrá kľúčovú úlohu experiment. Na druhej strane experiment predstavuje neefektívny nástroj pri optimalizovaní konštrukcie a preto sa presadzuje integrácia testovania s výpočtovými postupmi.

Experimentálno-výpočtový postup pozostáva z nasledovných krokov:

1. Experimentálne meranie prevádzkových tlakov vo vzduchových vankúšoch pri súčasnom tenzometrickom meraní priebehov napätí vo vybraných konštrukčných uzloch autobusu.
2. Vytvorenie geometrického modelu, siete konečných prvkov a definovanie okrajových podmienok (uloženie konštrukcie a zaťaženia). Numerický výpočet napätí použitím MKP ako funkcií času so zaťažením získaným v bode 1. Cieľom je potvrdiť správny alebo nesprávny prístup riešenia navrhovaného modelu.
3. Vyhodnotenie výpočtu na základe porovnania numerických a experimentálnych výsledkov a modifikácia pôvodného návrhu. V prípade kritických napätí opakovanie postupu od bodu 2.

EXPERIMENTÁLNE MERANIE

Prevádzkové zaťaženie sme získali z experimentálneho merania prevádzkových tlakov vo vzduchových vankúšoch. Toto meranie prebiehalo súčasne s tenzometrickým meraním priebehov napätí vo vybraných uzloch konštrukcie za jazdy autobusu. V každom zaťažovacom režime sme konštrukciu namáhali dvoma typmi pulzov

- a) Krátkym časovým pulzom, ktorý reprezentuje časový úsek v ktorom sa pri meraní tlakov v gumových vankúšoch vyskytli ich maximálne hodnoty.
- b) Priebehom tlakov v závislosti na čase celého nameraného záznamu pre každý zaťažovací režim.

Pracovné režimy pri ktorých boli vykonané merania sú:

Režim A - kumulované úseky jazdy cez železničné priecestia a vlečky.

1. Autobus zaťažený na prevádzkovú hmotnosť 10 550 kg. Čas záznamu je: a) 1.01727 [s], b) 54.70887 [s]
2. Autobus zaťažený na hmotnosť 14 450kg .Čas záznamu je a) 1.01727 [s], b) 49.45615 [s]

Režim B - Priečne prepadnutá cesta , ktorá spôsobuje pozdĺžne húpanie autobusu.

1. Autobus zaťažený na prevádzkovú hmotnosť 10 550 kg. Čas záznamu je: a) 1.5291 [s] ,b) 19.2834 [s].
2. Autobus zaťažený na hmotnosť 14 450 kg. Čas záznamu je: a)1.1644 [s], b) 16.8074 [s].

Režim C - kumulované časti jazdy z Lučenca do Brezničky.

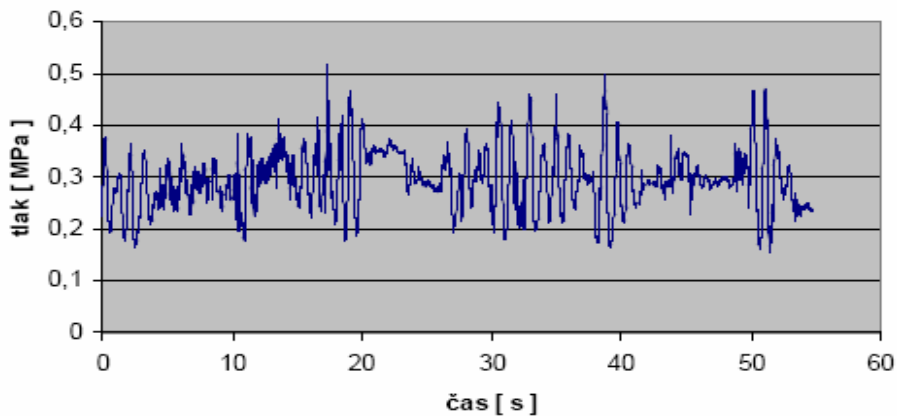
1. Autobus zaťažený na hmotnosť 14 450 kg. Čas záznamu je: a) 1.0172 [s], b) 20.60780 [s]
2. Autobus zaťažený na hmotnosť 14 450 kg. Čas záznamu je: a) 3.49967 [s], b) 36.18041 [s]

V ďalšom opíšeme priebeh experimentu v režime A1. Pohotovostná hmotnosť autobusu 10550 kg a kumulované sú úseky jazdy cez železničné priecestie. Vonkajšie sily, ktorými je zaťažená konštrukcia sú odvodené od priebehu tlakov nameraných vo vzduchových vankúšoch umiestnených v prednej a zadnej časti konštrukcie. Priemernú rýchlosť jazdy cez železničné priecestie vypočítame ako

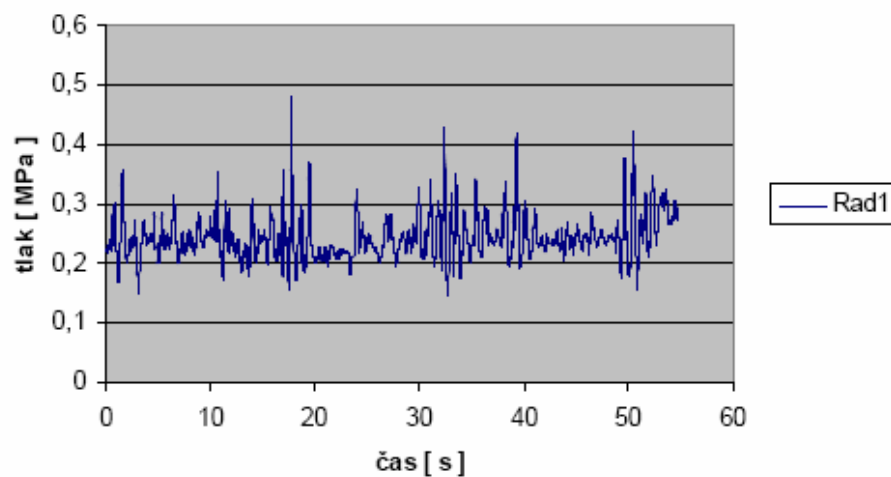
$$V = \frac{S}{t_s - t_p} = \frac{5600}{17,70953 - 17,33845} = 15,09 \text{ m/s} = 54,32 \text{ km/h} \quad (2)$$

kde V je priemerná rýchlosť jazdy autobusu km/hod,
 S - rázvor kolies,
 t_p - čas pri prechode predných kolies cez prekážku,
 t_s - čas pri prechode zadných kolies cez prekážku.

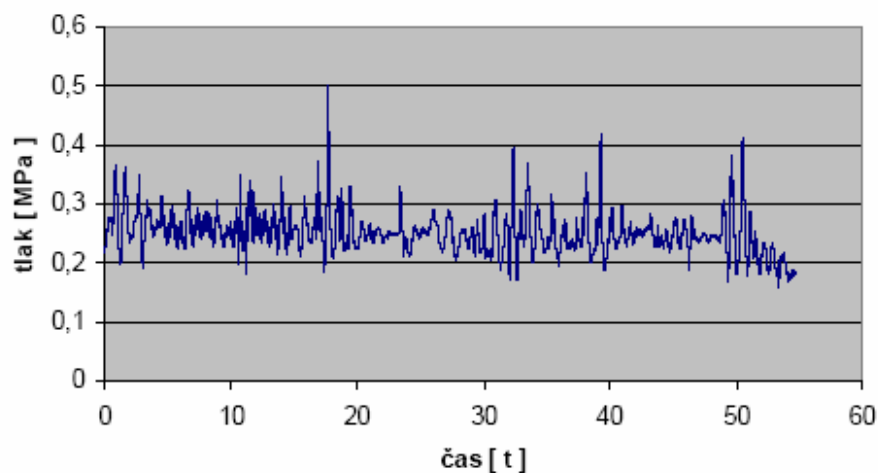
Na obr.1-3 sú závislosti tlakov od času v predných a ľavých zadných vankúšoch. Na obr. 4 je priebeh tlaku v predných a ľavých zadných vankúšoch v časovom intervale 17-18[s] a T je čas medzi prechodom predných a zadných kolies cez koľajnice



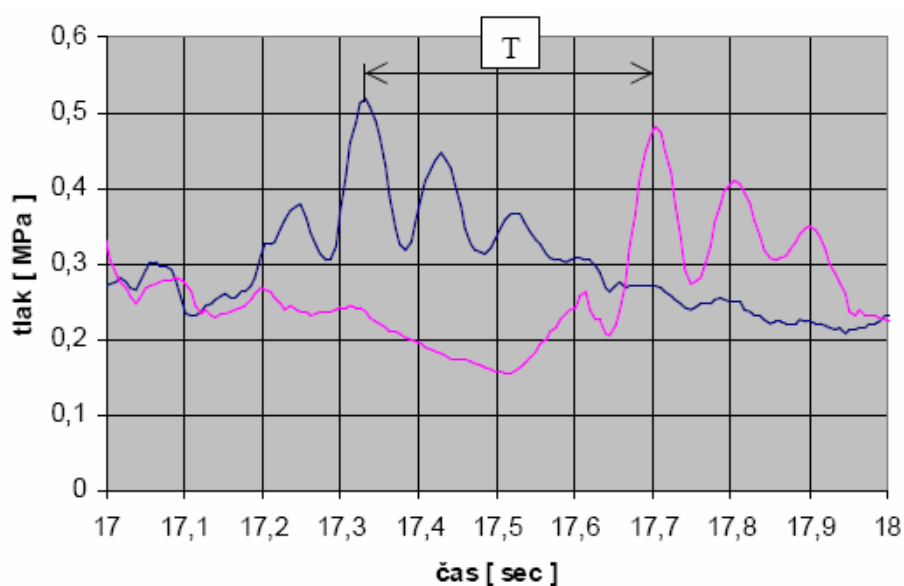
Obr.1 Priebeh tlaku v predných vankúšoch



Obr.2 Priebeh tlaku v ľavých zadných vankúšoch



Obr.3 Priebeh tlaku v pravých zadných vankúšoch

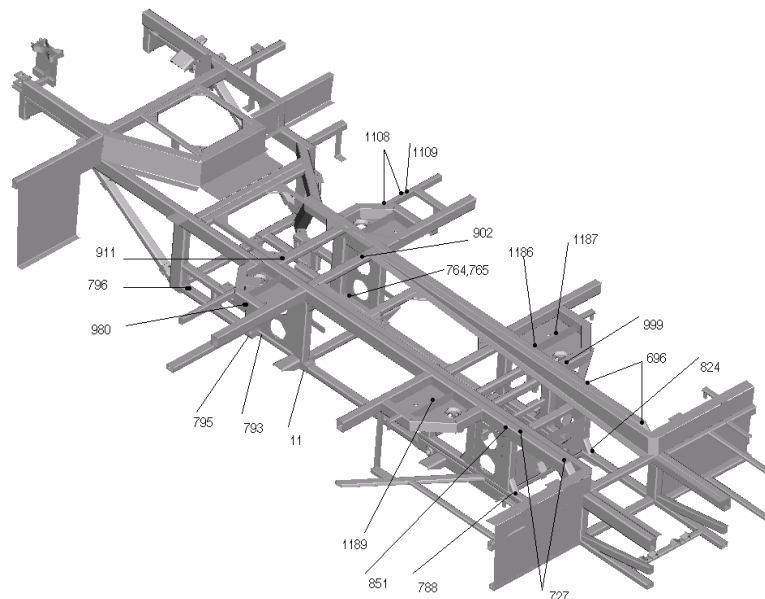


Obr.4 Priebeh tlaku v predných a ľavých zadných vankúšoch

MODELOVANIE MKP

Model MKP zadnej časti rámu autobusu je na obr.5. Je vytvorený z 3D nosníkových prvkov a doskostenových prvkov [5], ktoré sú kombináciou membránových a doskových prvkov. Prvým krokom analýzy MKP je výpočet najnižších vlastných frekvencií a vlastných tvarov konštrukcie, ktorý je nevyhnutným predpokladom pre uskutočnenie prechodovej dynamickej analýzy. Uvažovali sa zaťažovacie stavy od nasledovných hmotností

- a) pohotovostná hmotnosť 10 550 kg
- b) hmotnosť 14 450 kg, ktorú mal naložený autobus v priebehu skúšok
- c) hmotnosťou 17400 kg. Tento zaťažovací stav vychádza z teoretického určenia maximálnej hmotnosti pre 100 cestujúcich (30sediacich a 70 stojacich).



Obr.5 Model MKP zadnej časti rámu

Vlastné frekvencie a vlastné tvary sa získali z modálnej analýzy riešením tzv. všeobecného problému vlastných hodnôt (PVH)

$$(\mathbf{K} - \lambda \mathbf{M})\mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

kde \mathbf{K} je matica tuhosti konštrukcie, \mathbf{M} je matica hmotnosti konštrukcie, $\lambda = \Omega^2$, Ω je vlastná frekvencia a \mathbf{v} je vlastný vektor. Na riešenie PVH bol použitý algoritmus metódy iterácie podpriestoru [6]. Vypočítali sme prvých 100 vlastných frekvencií konštrukcie autobusu V tabuľke 1 je prvých 10 vlastných frekvencií s pohotovostnou hmotnosťou 10550kg. Ďalšie frekvencie a vlastné tvary sú uvedené v [7]

Vlastné frekvencie**Tabuľka 1**

Vlastná frekvencia č.	Frekvencia (Rad/s)	Frekvencia (1/s)	Periódna (s)	Tolerancia (s)
1	2.9837E+00	4.7488E-01	2.1058E+00	1.1972E-15
2	3.9513E+00	6.2888E-01	1.5901E+00	4.5509E-16
3	4.8256E+00	7.6802E-01	1.3020E+00	1.2205E-15
4	6.1784E+00	9.8333E-01	1.0170E+00	6.9243E-13
5	6.8780E+00	1.0947E+00	9.1352E-01	1.5020E-16
6	7.2480E+00	1.1536E+00	8.6689E-01	1.4878E-15
7	7.8127E+00	1.2434E+00	8.0423E-01	1.1641E-14
8	8.5565E+00	1.3618E+00	7.3431E-01	4.6196E-14
9	8.8440E+00	1.4076E+00	7.1045E-01	1.8169E-16
10	9.5480E+00	1.5196E+00	6.5806E-01	3.0257E-13

Ďalším krokom analýzy MKP je prechodová analýza. Použila sa Wilsonova θ -metóda, ktorá patrí medzi metódy priamej integrácie. Výsledkom riešenia konštrukcie sú priebehy posunutí, deformácií, rýchlostí a zrýchlení v smeroch osí x , y a z v každom uzlovom bode a

priebehy vnútorných síl v závislosti na čase v každom prvku. Pre 3D nosníkové prvky sa vyhodnocuje:

- osová sila v smere lokálnej osi x,
- posúvajúca sila v smere osi y,
- posúvajúca sila v smere osi z,
- moment okolo osi x (krútiaci moment),
- moment okolo osi y (ohybový moment),
- moment okolo osi z (ohybový moment).

Z týchto sa potom vypočítajú nasledovné napätia :

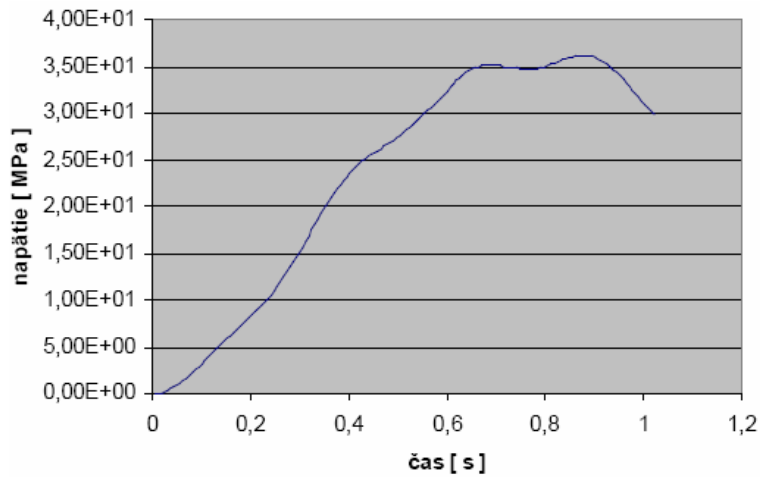
- axiálne napätie,
- napätie od krútiaceho momentu,
- ohybové napätie od ohybového momentu k osi y,
- ohybové napätie od ohybového momentu k osi z.

Z hore uvedených napätí sa ďalej vypočíta redukované napätie v podľa teórie HMM. U stenodoskových prvkov sa zo zložiek napätí vypočítajú hlavné napätia a redukované napätie. Horeuvedené napätia sa vyhodnocovali z hľadiska ich veľkostí, početnosti výskytu a rozdielu maximálnej a minimálnej veľkosti príslušného napätia v rámci časového zaťaženia. Jednotlivé napätia sme vyhodnocovali podľa typu materiálu, tvaru a spôsobu zvarania príslušného uzla jednotlivých prvkov na únavu na základe príslušných Wöhlerových kriviek [8] a na základe výsledkov skúšok Štátneho výskumného ústavu materiálov v Prahe. Podľa týchto materiálov môžeme u zušľachtených ocelí s medzou pevnosti v ťahu $R_m = 500 - 1500$ [MPa] predpokladať tieto hodnoty medze únavy

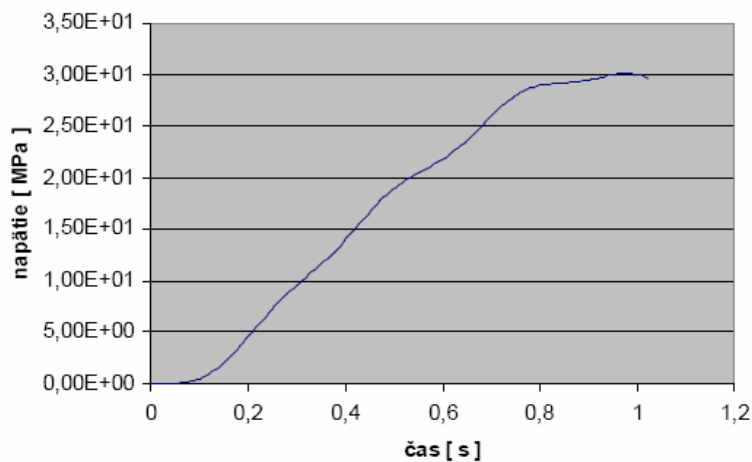
- Striedavý ťah – tlak $0,35 R_m$
- Miznúci ťah $0,1 R_m$
- Striedavý krut $0,5 R_m$
- Miznúci krut $0,9 R_m$
- Striedavý ohyb $0,43 R_m$
- Miznúci ohyb $0,74 R_m$

VYHODNOTENIE VÝSLEDKOV

V každom zaťažovacom stave sme vyhodnocovali priebehy redukovaných napätí v závislosti na čase. Priebehy boli získané numerický a experimentálne (tenzomtericky). Pre pracovný Režim A1 z výsledkov dynamickej analýzy vyplýva, že maximálne redukované napätie v konštrukcii je $64,8$ [MPa]. Priebeh redukovaných napätia v závislosti na čase v prvku 1189 je na obr.6. Maximálne redukované napätie $35,6$ [MPa] a priemerné napätie $22,68$ [MPa]. Na obr. 7 je priebeh redukovaného napätia pre prvok 1196. Maximálne redukované napätie je 30 [MPa] a priemerné napätie $17,24$ [MPa].



Obr.6 Priebek redukovaného napätia v prvku 1189



Obr.7 Priebek redukovaného napätia v prvku 1196

ZÁVER

Problém návrhu karosérie autobusu bol riešený experimentálno-výpočtovým postupom. Dynamické zaťaženie konštrukcie od kolies bolo zaznamenané špeciálnymi snímačmi tlaku z tlmiacich vankúšov na rôznych typoch ciest. Toto bolo aplikované na zaťaženie MKP modelu konštrukcie.

Získané vlastné frekvencie a vlastné tvary sa použijú na výpočet dynamickej ozvy, výpočet maximálneho časového prírastku integračného kroku a výpočet koeficientov Rayleighovho proporcionálneho tlmenia. V priebehu merania boli tiež tenzometrami snímané vybrané miesta konštrukcie, ktoré sa porovnávali s vypočítanými hodnotami [7]. Zhoda medzi experimentálnymi a numerickými výsledkami je veľmi dobrá. Na základe vyhodnotenia výsledkov priebehov napätí v konštrukcii v závislosti na čase môžeme konštatovať, že navrhnutá konštrukcia vyhovuje danému zaťažovaciemu stavu.

Autori tohto príspevku ďakujú Agentúre na podporu vedy a techniky za finančnú podporu (Projekt č. APVT-99-014304).

LITERATÚRA

- [1] HANDRIK, M., KOCÚR, R., DEKÝŠ, V., SÁGA, M.: *Redistribúcia napätosti v ráme vulkanizačného lisu. 21th conference with intrernazional paticipation*, Computational Mechanics 2005, Nečtiny, November 7-9, 2005, pp.197-204, ISBN 80-7043-400-7
- [2] SÁGA M., SAPIETOVÁ A.: *Dynamic analysis of mechanical systems by NEWEUL and MATLAB*. 16. Konferencie s medzinárodnú účasťou, COMPUTATIONAL MECHANICS 2002, Nečtiny, 29. říjen – 31. říjen 2002
- [3] KRÁLIK J., NOZDROVICKÝ J.: *Safety analysis of NPP structures in Slovakia*. In the proceedings of ISP 48th meeting, Stockholm, November 2002
- [4] KALKER-KALKMAN, C.M., SEGŁA, Š.: *Optimization and Comparison of Trailer Suspension Systems*. Engineering Mechanics, Vol. 7, No. 2, 2000
- [5] KORMANÍKOVÁ, E.- ĎURAJ, J.: *Riešenie laminátovej rovinnnej konštrukcie od účinku membránového zaťaženia*. In: Proceeding of 4th International Conference APLIMAT 2005, Bratislava. Department of Mathematics, Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology, 2005, s. 213-218. ISBN 80-969264-4-6 (CD ROM)
- [6] ŽMINDÁK, M., GRAJCIAR, I., NOZDROVICKÝ, J.: *Modelovanie a výpočty v metóde konečných prvkov. Diel I - Modelovanie v ANSYS*e. VTS pri Žilinskej univerzite, 2005, 208 s. ISBN 80-968823-5-X
- [7] EISNER, I., LIZOŇ, I.: *Komplexný interaktívny výpočtový systém na obejktivizáciu konštruovanie modulov pracovných strojov*. Výskumná správa č. 027-2-004/2004. WUSAM Zvolen 2004
- [8] DEKÝŠ, V., SÁGA, M., ŽMINDÁK, M.: *Dynamika a spoľahlivosť mechanických systémov*. VTS pri Žilinskej univerzite, 2005, 188, s., ISBN 80-969165-2-1