



COMPUTATIONAL MODELING OF HIGH-FREQUENCY NOISE OF VEHICLES USING SEA

Pavel ŠVANCARA*, Vratislav BERAN**

Summary: In this paper Statistical Energy Analysis is used for computational modelling of high frequency noise in cabins of tractor Zetor. The objective was to study the influence of basic parts of noise-spread chain on noise level. As most contributed was found air-borne inputs to the glasses and sheets of the floor. Some influences of construction modifications on sound quality were judged. In the next part are compared commercial program packages SEADS and AutoSEA2 during modelling high frequency noise in cabin of simplified body of passenger car.

1. ÚVOD

Úroveň hluku v kabině je dnes jedním ze základních ukazatelů kvality moderních dopravních prostředků. Proto je třeba při jejich konstrukci úroveň hluku sledovat a účinně kontrolovat. Frekvenční oblast analýzy hluku a vibrací můžeme z pohledu výpočtového modelování rozdělit na část nízkofrekvenční a část vysokofrekvenční. Pro modelování hluku a vibrací v nízkofrekvenční oblasti se dnes používají především klasické deterministické metody jako je metoda konečných prvků MKP a metoda hraničních prvků MHP. U obou těchto metod vzrůstá s frekvencí potřebný počet prvků na něž je potřeba rozdělit řešenou oblast (požadavek minimálně šesti prvků pro popis jedné vlny u MKP), s čímž souvisí nároky na čas a náklady výpočtu. Tyto metody také vykazují se zvyšující se frekvencí velkou citlivost vlastních frekvencí a tvarů kmitů na malé změny v geometrii, konstrukčním uspořádání a materiálových vlastnostech. Proto se ve vysokofrekvenční oblasti používají metody statistické, mezi něž patří metoda SEA - statistická energetická analýza [1]. Obecně platí, že se vzrůstající frekvencí přesnost MKP klesá, zatímco přesnost metody SEA vzrůstá.

Při snaze o snížení výsledné hlučnosti v kabině je nutno uvažovat všechny prvky řetězce šíření hluku od zdrojů vibrací, přes přenosové cesty a zářiče hluku, až po akustické prostředí kabiny. Každý z těchto čtyř prvků může výrazně ovlivnit výslednou hladinu hluku. U dopravních prostředků můžeme rozlišit tři základní zdroje hluku: a) hluk vznikající v motoru a při přenosu energie na kola (převodovka, rozvodovka apod.), b) hluk způsobovaný koly vozidla, c) aerodynamický hluk při obtékání vozidla za jízdy. Takto vzniklá vibrační energie se do kabiny přenáší buď přes strukturu karoserie, nebo je vyzařována do okolního vzdušného prostředí, kde se šíří a dopadá na vnější části karoserie, které rozechvívá. Akustickými zářiči jsou pak všechny vibrující části kabiny, které jsou ve styku s akustickým prostorem kabiny. V rámci metody SEA je možno analyzovat všechny výše uvedené prvky řetězce šíření hluku.

* Ing. Pavel Švancara, Ústav mechaniky těles, FSI, VUT v Brně, Technická 2, Brno, 61969,
e-mail: pavel.svancara@post.cz

** Ing. Vratislav Beran, Ústav mechaniky těles, FSI, VUT v Brně, Technická 2, Brno, 61969,
e-mail: 7vrata@centrum.cz

2. TEORIE METODY SEA

Metoda SEA je založena na rovnováze toku výkonů mezi jednotlivými subsystemy, na něž je rozdělen analyzovaný vibroakustický systém. Subsystemy jsou definovány jako skupiny stejných modů v základních tělesech (skořepiny, desky, pruty apod.), na které rozdělíme analyzovanou soustavu. Stejně mody jsou takové, které mají stejné tvary kmitů-ohybové, podélné apod. v daném frekvenčním pásmu. Dynamické vlastnosti jednotlivých subsystemů a vazeb mezi nimi jsou určeny na základě populace nominálně identických subsystemů.

Metoda SEA je použitelná za předpokladu že [2]:

1. Buzení jednotlivých subsystemů jsou statisticky nezávislé a prostorově delta-korelované.
2. Energie jednotlivých subsystemů a toky výkonů mezi nimi jsou průměrované přes relativně úzká frekvenční pásma a budící síly jsou v těchto pásmech konstantní.
3. Každé frekvenční pásmo obsahuje dostatečný počet rezonančních modů.
4. Subsystemy jsou proporcionálně tlumené.
5. Vazby mezi jednotlivými subsystemy jsou konzervativní a slabé. Slabé znamená, že Greenova funkce $G_{jj}(x, y, \omega)$, představující odezvu v bodě x subsystemu j na harmonické buzení o frekvenci ω působící v bodě y subsystemu j , je přibližně stejná pro vázaný a nevázaný subsystem [3].

Každý subsystem je popsán jedním stupněm volnosti-střední energetickou odezvu, odpovídající prostorově a časově průměrované střední efektivní hodnotě rychlosti vibrací u tuhofázového subsystemu a střední efektivní hodnotě akustického tlaku u akustického subsystemu. Energie vstupuje do jednotlivých subsystemů z externích zdrojů -pravá strana rovnice (1), je utlumována vnitřním tlumením jednotlivých subsystemů - první člen na levé straně rovnice (1) a přenášena mezi nimi - druhý člen na levé straně rovnice (1). Rovnice výkonové bilance pro i -tý subsystem a počet vzájemně propojených subsystemů m má potom tvar [1]

$$2\pi f \eta_{ii} E_i + \sum_{j=1, \neq i}^m 2\pi f (\eta_{ij} E_i - \eta_{ji} E_j) = P_{i,vs} \quad (1)$$

- kde jsou f - střed uvažovaného frekvenčního pásma
 η_{ii} - faktor tlumení i -tého subsystemu
 η_{ij}, η_{ji} - faktory ztráty vazby mezi i -tým a j -tým subsystemem
 E_i, E_j - střední energie i -tého, j -tého subsystemu
 $P_{i,vs}$ - vstupní výkon do i -tého subsystemu z vnějšího zdroje

Rovnice toku výkonů pak můžeme vyjádřit maticově ve tvaru

$$2\pi f \begin{bmatrix} \eta_{11} + \sum_{i \neq 1}^m \eta_{1i} & -\eta_{12} & \cdots & -\eta_{1m} \\ -\eta_{21} & \eta_{22} + \sum_{i \neq 2}^m \eta_{2i} & \cdots & -\eta_{2m} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ -\eta_{m1} & \cdots & \cdots & \eta_{mm} + \sum_{i \neq m}^m \eta_{mi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_{1,vs} \\ P_{2,vs} \\ \vdots \\ P_{m,vs} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Dále je vhodné přepsat rovnici (2) do tvaru

$$\omega [\eta^0] \{E\} = \{P\} \quad (3)$$

$$\text{kde } \eta_{ij}^0 = -\eta_{ji}, \quad \eta_{ii}^0 = \sum_{m=1}^n \eta_{im} \quad (4)$$

a ω je úhlová frekvence, $\omega = 2\pi f$

Řešením soustavy simultánních lineárních rovnic (3) pak získáme střední hodnoty energií jednotlivých subsystémů v daném frekvenčním pásmu. Z nich pak můžeme pomocí transformačních vztahů získat veličiny obvykle používané pro hodnocení dynamické odezvy, jako je rychlost nebo hladina akustického tlaku.

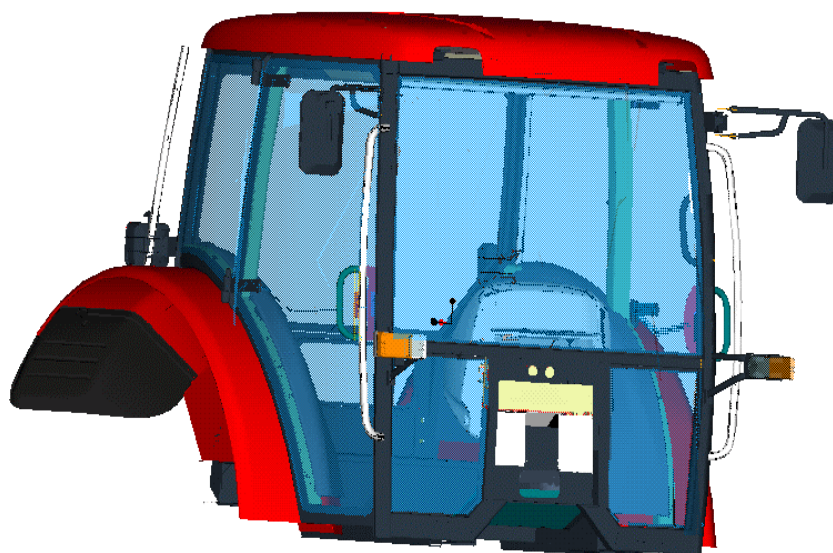
3. VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ VYSOKOFREKVENČNÍHO HLUKU V KABINĚ TRAKTORU ZETOR

Výpočtový model kabiny byl vytvořen v programu AutoSEA2 na základě modelu vytvořeného ve firmě Zetor v programu Pro/Engineer viz. obr. 1. Kabina byla modelována od konzol jejího uložení na podvozku traktoru. SEA model kabiny se skládá z rámu kabiny, tvořeném svařenými tyčovými profily, pláště kabiny, skládajícího se z podlahy, blatníků, skel a střechy viz obr.2. Akustický prostor kabiny byl modelován pomocí dvou samostatných 3D akustických subsystémů v její dolní a horní části. Mezi vrchní částí střechy a podhledy, kde je umístěna klimatizace a další příslušenství, byl také vytvořen samostatný akustický prostor. Z důvodů modelování buzení kabiny hlukem šířícím se okolním vzdušným prostředím, byly akustické prostory vymodelovány také na všech vnějších plochách pláště kabiny. Jednotlivé akustické subsystémy jsou zobrazeny na obr. 3. Vnitřní vybavení kabiny, jako je konzola řízení, sedačka a ovládací prvky nebyly do výpočtového modelu zahrnuty. Na vnější straně podlahy, částech blatníků zasahujících do interiéru kabiny a podhledech střechy byly v modelu aplikovány absorpční materiály (např. interiérové části blatníků jsou obloženy vrstvou polyuretanové pěny o tl. 20 mm a vrstvou z umělé kůže tl. 1mm).

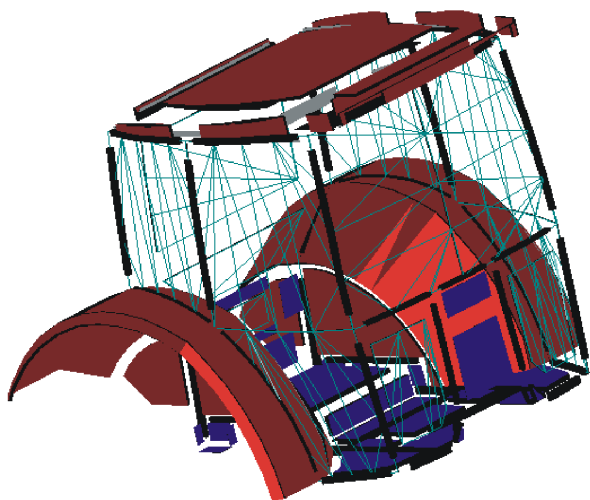
Celý SEA model kabiny byl vytvořen z 418 subsystémů spojených 327 komplexními vazbami. Jako oblast řešení byl zvolen frekvenční rozsah 250-8000 Hz a řešení bylo prováděno v 1/3 oktávových pásmech. Dolní frekvence byla zvolena s ohledem na vztah (5). Nad touto frekvencí se v uzavřeném akustickém prostoru mění nehomogenní tlakové pole na difúzní [4], což představuje mez pro použití deterministických výpočetních metod. Horní mez byla omezena použitou verzí programu AutoSEA2.

$$f = \frac{400}{\sqrt[3]{V}} \quad (5)$$

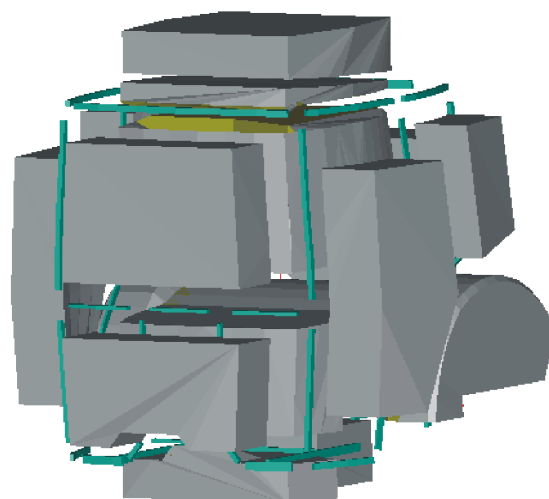
V je objem akustického prostoru [m³]



Obr. 1. Geometrický model kabiny



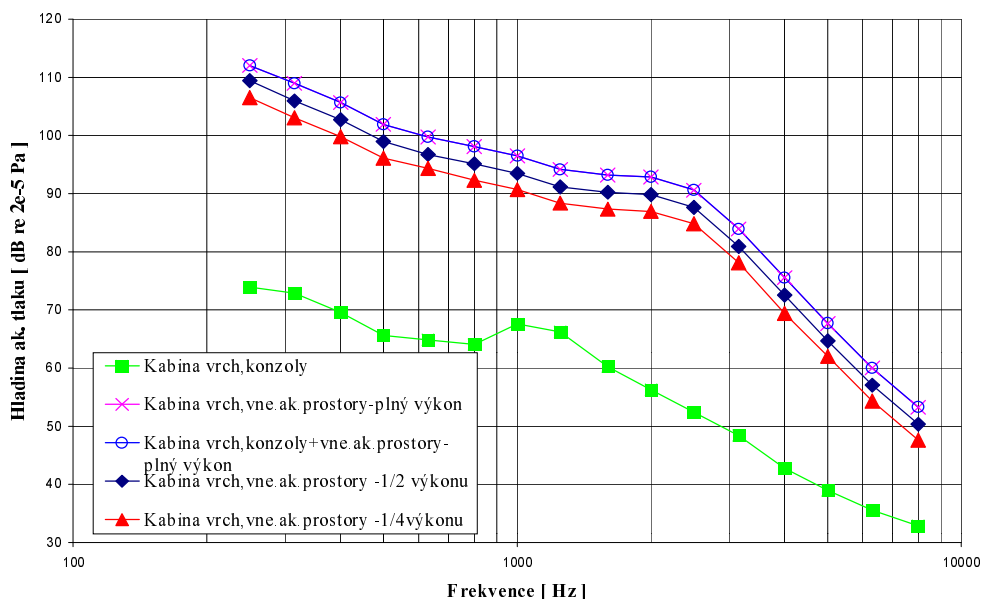
Obr.2 SEA model pláště kabiny – rozložený na základní tělesa, „zprůhledněná“ okna



Obr. 3 Akustické subsystémy

Kabina byla buzena v konzolách uložení kabiny na podvozku zadáním vstupního výkonu do ohybových modů příslušných desek modelujících jednotlivé konzoly. Jeho velikost byla určena dle informací firmy Zetor. Buzení ve vnějších akustických prostorech bylo zadáno ve formě vstupního výkonu do jednotlivých vnějších akustických subsystémů obklopujících vnější plášť kabiny, mimo akustické prostory blatníků a akustického prostoru pod podlahou, kde bylo zadáno difúzní tlakové pole. Velikost těchto stupňů výkonů a akustických tlaků byla vypočtena podle empirických vztahů a informací uvedených v [5] a [6].

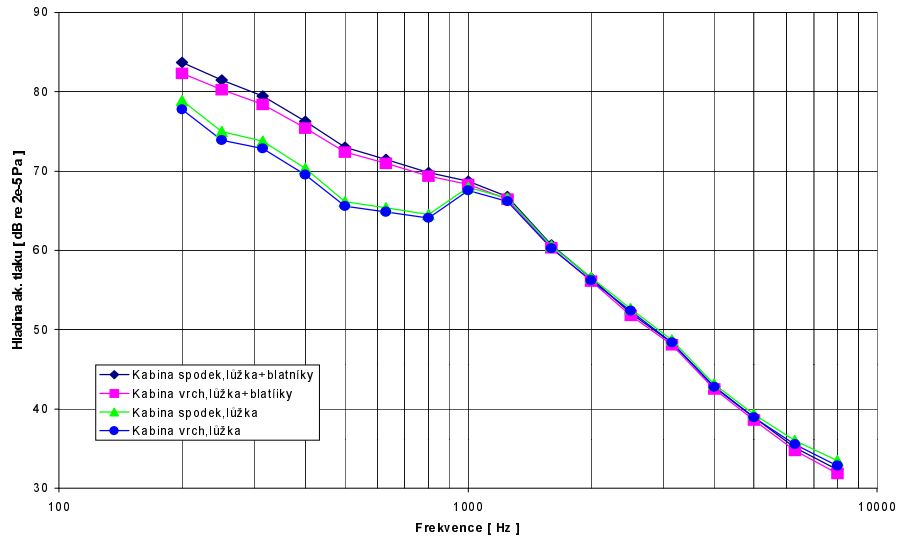
Pro určení vlivu jednotlivých zdrojů buzení byl model buzen nejdříve pouze ve čtyřech konzolách uložení. Jako další krok byl model zatěžován pouze ve vnějších akustických prostorech a dále ve vnějších akustických prostorech a lůžkách dohromady. V dalších krocích byla snížena velikost vstupních výkonů do vnějších akustických subsystémů o 1/2 a poté o 1/4. Vypočtené hladiny akustických tlaků v horním akustickém subsystému kabiny jsou zobrazeny v grafu 1.



Graf 1. Hladiny akustických tlaků v akustickém subsystému kabina vrch

Jak je vidět z grafu 1. hluk šířící se okolním vzdušným prostředím traktoru a dopadající na vnější plášť kabiny přispívá mnohem výrazněji do výsledné hladiny akustického tlaku v kabině, než hluk vznikající buzením konzol uložení kabiny na rámu traktoru. Tento zdroj zůstává dominantní i po snížení jeho výkonu o 1/2 a 1/4.

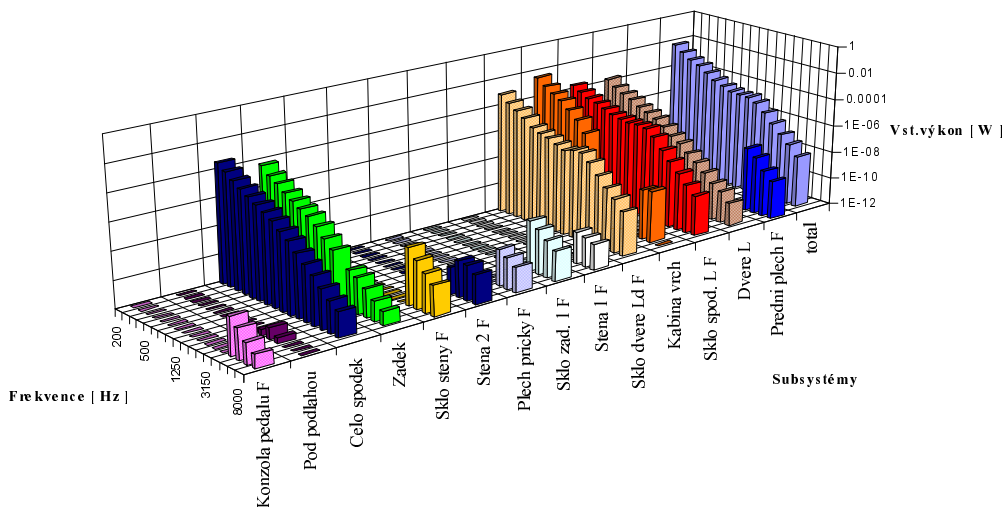
Dále byl model, z důvodu sledování vlivu hluku pneumatik buzen pouze ve vnějších akustických prostorech blatníků a v lůžkách viz graf 2 (pro srovnání je v grafu uvedena také hladina akustického tlaku při buzení pouze lůžek).



Graf 2. Hladiny akustického tlaku v subsystémech kabiny při buzení v lůžkách a akustických prostorech blatníků.

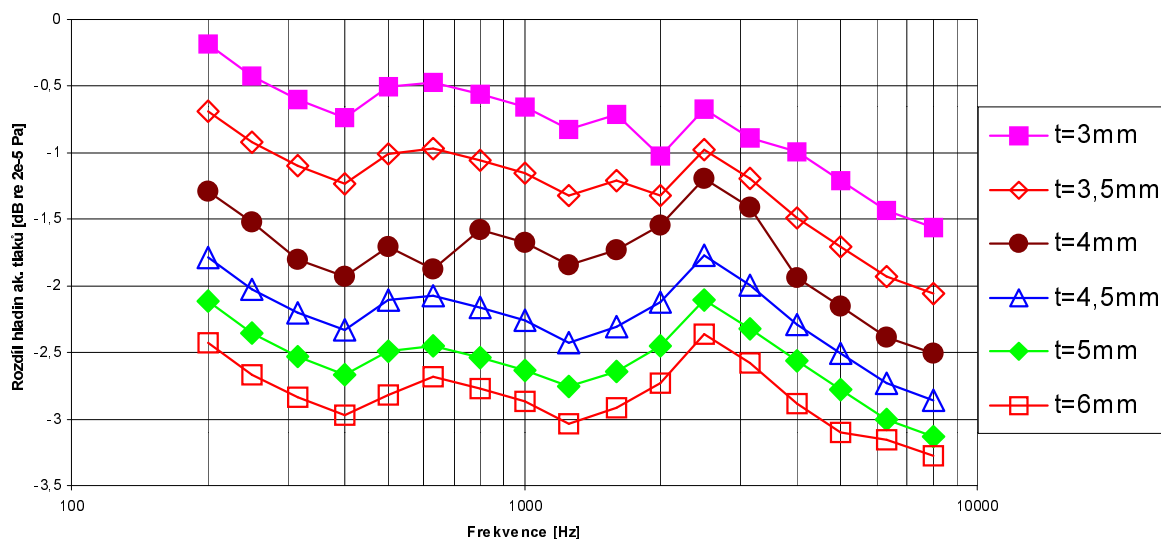
Z výsledků vyplývá, že hluk pneumatik přispívá do celkové hladiny hluku v kabině především při frekvencích nižších než 800 Hz.

Pro určení příspěvků jednotlivých částí kabiny k celkové hladině vnitřního akustického tlaku byly vypočteny průběhy vstupních výkonů jednotlivých subsystémů tvořících plášť kabiny do akustických subsystémů vnitřku kabiny. Model byl buzen v konzolách uložení a vnějších akustických prostorech – plný výkon. Vstupní výkony nejvíce přispívajících subsystémů do spodního akustického subsystému kabiny (ze symetrických jsou zobrazeny pouze levé) jsou zobrazeny v grafu 3.



Graf 3. Vstupní výkony do spodního akustického subsystému kabiny

Z výsledků vyplynulo, že nejvýrazněji k celkové hladině vysokofrekvenčního hluku v subsystémech kabiny přispívají jednotlivá skla a plechy podlahy a jim odpovídající vnější akustické prostory přestupem přes ně (uplatňuje se zde především nerezonanční přenos). V další části práce byly navrženy některé konstrukční úpravy pláště kabiny a vypočteny hladiny akustických tlaků v kabině po jejich provedení. K největšímu snížení hladiny akustického tlaku došlo po úpravě konstrukce skel na lepená (dvě vrstvy skla mezi nimiž je vlepena plastová fólie), zmenšení poloměrů zakřivení skořepin skel a zesílení ocelových plechů u kompozitních desek podlahy). V grafu 4. jsou vyneseny rozdíly hladiny akustického tlaku v horním akustickém subsystému kabiny před zvětšením tloušťky plechů podlahy a po nich.

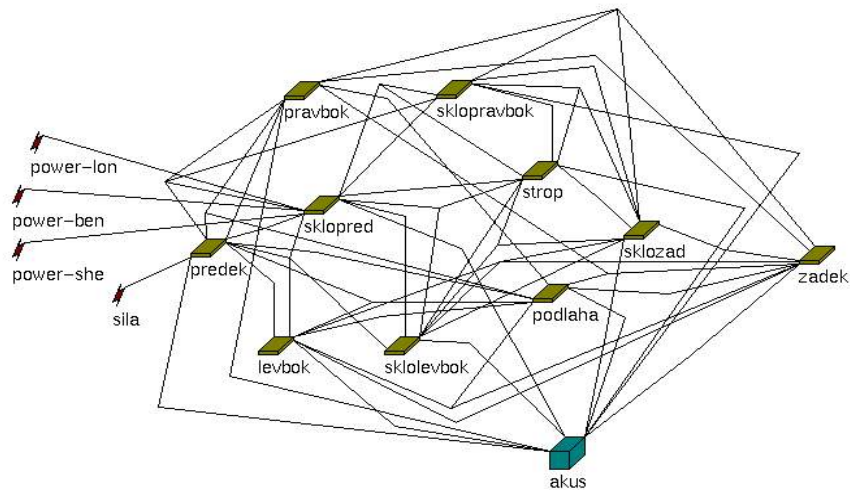


Graf 4. Rozdíly hladin akustických tlaků v horním subsystému kabiny před zvětšením tloušťky plechů podlahy a po nich (původní $t=2,5$ mm)

4. VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ VYSOKOFREKVENČNÍHO HLUKU UVNITŘ ZJEDNODUŠENÉHO MODELU KAROSERIE AUTOMOBILU

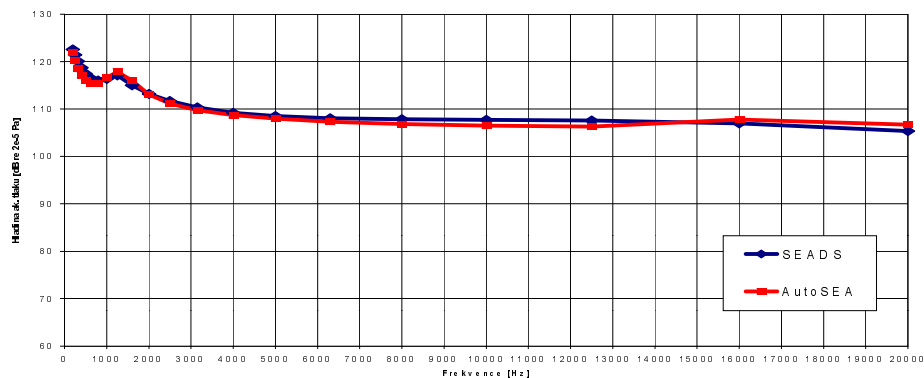
Pro porovnání komerčních výpočtových programů SEADS a AutoSEA byl v obou programech vytvořen stejný zjednodušený model karoserie osobního automobilu. Model se skládá z podlahy, příčky mezi motorovým prostorem a kabinou, příčky mezi zavazadlovým prostorem a kabinou, dveří, střechy a skel oken. Jeho vnější rozměry jsou: délka 3m, šířka 1,6m a výška 1,2m. Tloušťky plechů příček, plechů dveří a střechy jsou 0,8mm. Podlaha je modelována z 1mm plechu. Boční, přední a zadní skla jsou 5mm tlusté. U modelu není uvažováno žádné vnitřní vybavení a zároveň není modelováno obložení interiéru absorpčními materiály. Model karoserie byl buzen bodovou silou s konstantním frekvenčním průběhem o hodnotě 1N působící na přední plech. Síla přispívá do všech tří subsystémů desky (ohybový, podélný a příčný). Dále bylo buzeno čelní sklo zadáním akustického výkonu konstantní hodnoty 1W v celém frekvenčním rozsahu, vstupující do ohybových modů předního skla. Tato buzení naznačují buzení karoserie vibracemi od motoru přenášených do předního plechu a hlukem motoru působícím na přední sklo. Použitý model a buzení jsou značně zjednodušené a slouží pouze k porovnání obou programů.

Na obr. 4. je zobrazen model karoserie osobního vozidla vytvořený v programu SEADS. Je vyobrazen v tzv. síťové topologii a obsahuje 10 deskových těles a 1 akustický prostor. V modelu je zohledněna geometrie (obdélník nebo lichoběžník) jednotlivých plechů a skleněných tabulí karoserie. Akustický prostor je modelován jako tvarově obecný prostor se zadáním objemu, plochy a největší vzdálenosti mezi hranami prostoru. Mezi sousedními elementy jsou znázorněny vazby. Mezi deskovými elementy jsou vazby liniové a bodové, mezi deskovými elementy a akustickým prostorem jsou vazby plošné s liniovou korekcí. U jednotlivých vazeb je zadána jejich délka popřípadě plocha a u liniových a bodových i úhel mezi elementy.

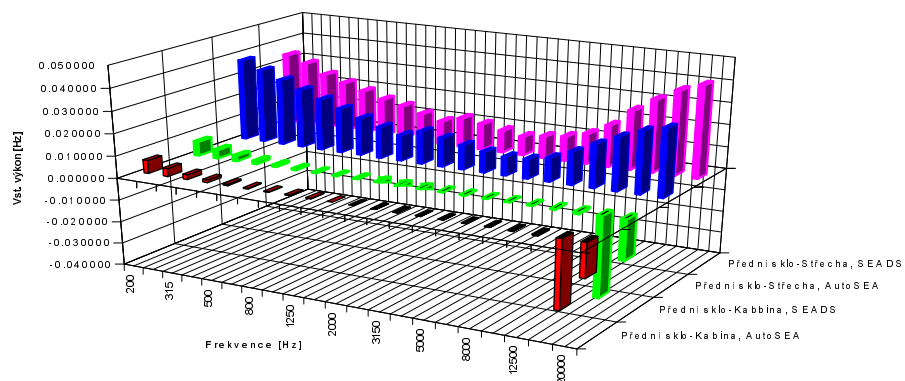


Obr. 4 Model vozu v programu SEADS

V grafu 5. jsou srovnány vypočtené hladiny akustického tlaku v akustickém prostoru kabiny pro oba modely. V grafu 6. jsou pak pro tyto modely srovnány hodnoty vstupních výkonů z ohybových modů střechy do akustického subsystému kabiny a z ohybového subsystému čelního skla do ohybového subsystému střechy. Kladné hodnoty reprezentují tok v uvedeném smyslu a záporné v opačném.



Graf 5. Srovnání vypočtených hladin akustických tlaků v akustickém prostoru kabiny pro model karoserie automobilu vytvořený v programech SEADS a AutoSEA



Graf 6. Srovnání některých vypočtených vstupních výkonů v jednotlivých programech

Jak je vidět z předcházejících grafů oba programy dávají téměř stejné výsledky. Malé odchylky byly způsobeny tím, že tyto programy používají poněkud odlišné analytické vztahy pro výpočet jednotlivých parametrů modelu. Porovnáme-li způsob a možnosti vytváření modelů v těchto programech můžeme říci, že v programu AutoSEA je vytváření modelu přehlednější díky přímé vazbě na skutečný tvar modelované soustavy. Model je zde vytvářen pomocí 3D geometrie jednotlivých základních těles viz obr. 2, zatímco v programu SEADS je model vytvářen pomocí síťové topologie subsystémů viz. obr. 4. Také vytvoření vazeb mezi jednotlivými subsystémy je v programu AutoSEA snadnější. Program vytvoří vazby automaticky na základě vytvořené geometrie modelu. V programu SEADS je nutno vytvořit vazby mezi jednotlivými subsystémy ručně. Na druhou stranu vytvoření tvarově komplikovanějších základních těles jako je např. dvakrát zakřivená skořepina vyžaduje v programu AutoSEA zadání mnoha souřadnic bodů vytvářející hranici tělesa. V programu SEADS je takovéto těleso vytvořeno pouze zadáním typu a geometrie tělesa z menu do příslušného uzlu sítě. Ruční vytváření vazeb v programu SEADS také umožňuje vytvořit vazby mezi subsystémy, které spolu fyzicky nesousedí a umožňuje tak modelovat nepřímé vazby.

5. ZÁVĚR

V příspěvku bylo popsáno použití statistické energetické analýzy při výpočtovém modelování vysokofrekvenčního hluku v kabině traktoru Zetor a v kabině zjednodušené karoserie osobního automobilu. Na základě získaných výsledků můžeme říci, že při provozu traktoru přispívají nejvíce k celkové hladině vysokofrekvenčního hluku v kabině jednotlivé části pláště, především pak skla kabiny a podlaha, buzené hlukem šířícím se okolním vzdušným prostředím traktoru. Po posouzení vlivu některých konstrukčních úprav na výslednou hladinu akustického tlaku v kabině se jako neúčinnější ukázalo zvětšení zakřivení skel, použití lepených skel a zesílení podlahy. Dále jsme při výpočtovém modelování vysokofrekvenčního hluku v kabině zjednodušeného modelu karoserie osobního automobilu porovnali komerční výpočtové programy SEADS a AutoSEA. Oba modely dávaly téměř stejné výsledky. V článku je také uvedeno porovnání možností obou programů při vytváření výpočtových modelů. Metoda SEA se ukázala jako vhodná metoda řešení vysokofrekvenčního hluku a vibrací u dopravních prostředků, nekladoucí ve srovnání s klasickými deterministickými metodami přílišné nároky na dobu výpočtů.

Poděkování: Tento příspěvek vznikl v rámci grantu GAČR č. 101/00/0069.

6. LITERATURA

- [1] Lyon, R.H., DeJong, R.G.: Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Butterworth-Heinemann, Boston, 1995
- [2] Langley, R. S.: A general derivation of the statistical energy analysis equations for coupled dynamic systems, Journal of Sound and Vibration, 135(3), 1989, str. 499-508
- [3] Langley, R. S.: A derivation of coupling loss factors used in statistical energy analysis, Journal of Sound and Vibration, 141(2), 1990, str. 207-219
- [4] Nový, R.: Hluk a chvění, Vydavatelství ČVUT Praha, 1995
- [5] Žiaran, S.: Znižovanie hluku a kmitania, STU Bratislava, 1997
- [6] Bremmer, P., Huff, J., Bolton, J. S.: A Model Study of How Tire Construction and Materials Affect Vibration-Radiated Noise, Proc. of SAE N&V Conference, 1997