



Pracoviště: **Regionální inovační centrum elektroniky**

Výzkumná zpráva č.: **22190-012-2015**

Řešení vibroakustiky kompresoru: Porovnání výsledku simulací s výsledky měření

Řešitelé: **Martin Sýkora, Oldřich Tureček, Vítězslav Adámek, Jan Vimmr, Jan Dupal, Ondřej Bublík, David Krivánka**

Počet stran: **35**

Datum vydání: **leden 2015**

Revize: **1**

Tento projekt byl realizován z podpory státního rozpočtu prostřednictvím Technologické agentury České republiky – projekt č. TA02010565

Obsah

1	ÚVOD.....	2
2	MĚŘENÉ VELIČINY A POPIS EXPERIMENTU	2
2.1	Měření vibrací	2
2.2	Měření akustického výkonu	2
3	POPIS KONEČNOPRVKOVÝCH MODELŮ.....	3
3.1	Model kompresoru PDP70	3
3.2	Model kompresoru PDP190	5
4	POROVNÁNÍ NUMERICKÝCH VÝSLEDKŮ S EXPERIMENTÁLNÍMI DATY PRO PDP70.....	7
4.1	Způsob porovnání.....	9
4.2	Porovnání výsledků	11
4.3	Modifikace modelu PDP70 a porovnání výsledků.....	12
5	POROVNÁNÍ AKUSTICKÉHO VÝKONU PDP70.....	16
6	POROVNÁNÍ NUMERICKÝCH VÝSLEDKŮ S EXPERIMENTÁLNÍMI DATY PRO PDP190.....	17
6.1	Porovnání výsledků	18
6.2	Modifikace modelu PDP190 a porovnání výsledků.....	19
7	POROVNÁNÍ AKUSTICKÉHO VÝKONU PDP190.....	23
8	SOUVISLOST HLUKU A VIBRACÍ PDP70	24
8.1	Rozdíl hladin – PDP70	25
8.2	Rozbor vlivu jednotlivých stěn šíření hluku.....	27
8.3	Přenos vibrací ze soustrojí do karoserie – PDP70.....	28
8.4	Vztah výkonu a vibrací – PDP70	29
9	SOUVISLOST HLUKU A VIBRACÍ PDP190	31
9.1	Rozdíl hladin – PDP190	32
9.2	Rozbor vlivu jednotlivých stěn šíření hluku.....	33
9.3	Vztah výkonu a vibrací – PDP190	34
10	ZÁVĚR.....	35

1 Úvod

V rámci řešení projektu TAČR TA02010565 „Snižování hlučnosti točivých strojů“ jsou na Katedře mechaniky ZČU v Plzni vyvíjeny vibroakustické modely kompresorů typu PDP70 a PDP190. Tyto modely, společně s měřenými vibracemi soustrojí, by měly v budoucnu sloužit k predikci hlučnosti kompresorů na základě stanovení vibrací ve vybraných bodech karoserie.

V této zprávě, která doplňuje zprávu RICE 22190-082-2014 a zprávu NTIS-VP3-0011/2014, je uveden stručný popis měřených veličin. Dále jsou popsány jednotlivé modely použité pro řešení vibroakustických úloh, včetně jejich modifikací, které byly prováděné za účelem přiblížení se k chování reálného stroje. Porovnávání výsledků numerických simulací s experimentálními daty bylo nejprve prováděno pro standardně vyráběný typ PDP70. Získané poznatky a zkušenosti pak byly využity při návrhu a modifikacích modelů pro nově vyvíjený typ kompresoru PDP190.

2 Měření veličiny a popis experimentu

Pro popis vibroakustických vlastností kompresoru je potřeba měřit vibrace jednak na zdroji hluku (vlastní soustrojí kompresoru) a jednak na povrchu karoserie. Vibrace na povrchu karoserie dávají představu o chování krytu, přenosu vibrací ze soustrojí do karoserie a o vlastních kmitech karoserie. Další veličinou nezbytnou pro zhodnocení vibroakustických parametrů kompresoru je akustický výkon. Ten je charakteristikou daného stroje a přímo odpovídá jeho hlučnosti.

2.1 Měření vibrací

Vibrace byly měřeny jak na samotném soustrojí kompresoru, tak na ve vybraných bodech karoserie. Byla měřena frekvenční spektra rychlosti vibrací ve všech třech osách souřadnicového systému. Detailní popis měřicí metody a použité techniky je uveden ve výzkumné zprávě RICE 22190-082-2014.

2.2 Měření akustického výkonu

Pro stanovení hladiny akustického výkonu bylo využito přímého měření akustické intenzity v blízkém poli. Byl měřen jednak celkový akustický výkon vážený filtrem A jako jednočíselná veličina ($L_{W,A}$), dále pak bylo určeno frekvenční spektrum akustického výkonu ve třetinooktávových pásmech. Detailní popis měřicí metody a použitého vybavení je uveden opět ve výzkumné zprávě RICE 22190-082-2014.

3 Popis konečnoprvkových modelů

K numerickému řešení zmíněných úloh bylo využito profesionálního konečnoprvkového softwaru. Modely obou kompresorů byly vytvořeny v systému Hypermesh 11.0. Jako řešič byl použit program Radioss 11.0. Geometrie výpočtových modelů PDP70 a PDP190 byla tvořena na základě zjednodušení skutečných geometrií kompresorů dodaných výrobcem, firmou ATMOS. Sestavení modelů a následné řešení úloh vibroakustiky bylo provedeno za následujících zjednodušujících předpokladů:

- Za jediný zdroj hluku byly považovány vibrace soustrojí kompresor-motor a krytu vrtule.
- Vzhledem k poddajnosti karoserie kompresoru bylo soustrojí považováno za dokonale tuhé těleso.
- S ohledem na charakteristiku silentbloků použitých pro uložení soustrojí kompresorů byl při simulacích uvažován pouze vliv vibrací přenášených vzduchem prostřednictvím změn akustického tlaku.
- Vliv různých typů spojů, gumových těsnění, malých otvorů a lokálních výztuh nebyl uvažován, v případě potřeby byly některé z těchto konstrukčních prvků nahrazeny zvýšením/snížením tuhosti (tloušťky plechů) příslušných částí konstrukce.
- Vnitřní výzbroj kompresoru byla zjednodušena na následující komponenty: kompresor, motor, kryt vrtule, nádrž, baterie a tlaková nádoba.
- Při řešení úlohy vibroakustiky bylo uvažováno nenulové tlumení systému vzduch-struktura, v případě struktury bylo voleno poměrné tlumení 0,05, v případě vzduchu bylo 10x menší.
- Ve všech případech byla úloha vibroakustiky řešena pouze v prostoru ohraničeném karosérií kompresoru (včetně uvažování interakce vzduch-karosérie), úloha vnější akustiky nebyla modelována, otvory na vnějším povrchu karoserie kompresoru byly zaslepeny.

3.1 Model kompresoru PDP70

Při řešení úloh vibroakustiky pomocí výše zmíněného softwaru je nutné modelovat konečnými prvky jak řešenou kavitu, tak strukturu, která tvoří hranici kavity (karosérie a vnitřní komponenty kompresoru - viz obr. 1). V případě kavity byla prostorová diskretizace

provedena pomocí lineárních tetraedrových prvků o průměrné délce hrany 20 mm. Oblast kavity o přibližných rozměrech 2,55 x 1,26 x 1,16 m (d x š x v) byla tak rozdělena na cca. 1,78 milionu prostorových prvků. V případě struktury byly pro diskretizaci využity tenké skořepinové prvky s lineárními báзовými funkcemi, jejichž průměrná délka hrany byla rovněž volena 20 mm. Celkový počet těchto tříuzlových elementů se blížil ke 120 tisícům. Tloušťky jednotlivých skořepinových prvků byly voleny v souladu s CAD modelem kompresoru dodaným výrobcem, popř. tak, aby tuhost vnitřních komponent modelu odpovídala přijatým výše uvedeným zjednodušujícím předpokladům. Konkrétní hodnoty tlouštěk skořepinových prvků jsou patrné z obr. 1.

Materiálové vlastnosti vzduchu byly reprezentovány hustotou $\rho_{\text{vzduch}} = 1,177 \text{ kg/m}^3$ a rychlostí šíření zvuku $c = 340 \text{ m/s}$. Pro popis materiálu struktury, která je ve skutečnosti vyrobena převážně z ocelových plechů, byl zvolen modul pružnosti v tahu $E = 210 \text{ GPa}$, Poissonovo číslo $\nu = 0,3$ a hustota $\rho_{\text{ocel}} = 7800 \text{ kg/m}^3$. V případě komponent, které byly považovány za dokonale tuhé, tj. soustrojí kompresor-motor, baterie a kryt vrtule, byl modul E volen 1000x větší (tloušťka příslušných skořepinových prvků byla 10 mm). S ohledem na uvedené materiálové vlastnosti a vzhledem k použité velikosti prvků lze limitní frekvenci konečnoprvkového modelu vypočítat přibližně jako $f_{\text{max}} = 2,8 \text{ kHz}$. Tato hodnota byla stanovena na základě úvahy, že pro správné modelování harmonické vlny je zapotřebí, aby na její vlnovou délku λ připadalo alespoň 6 elementů.

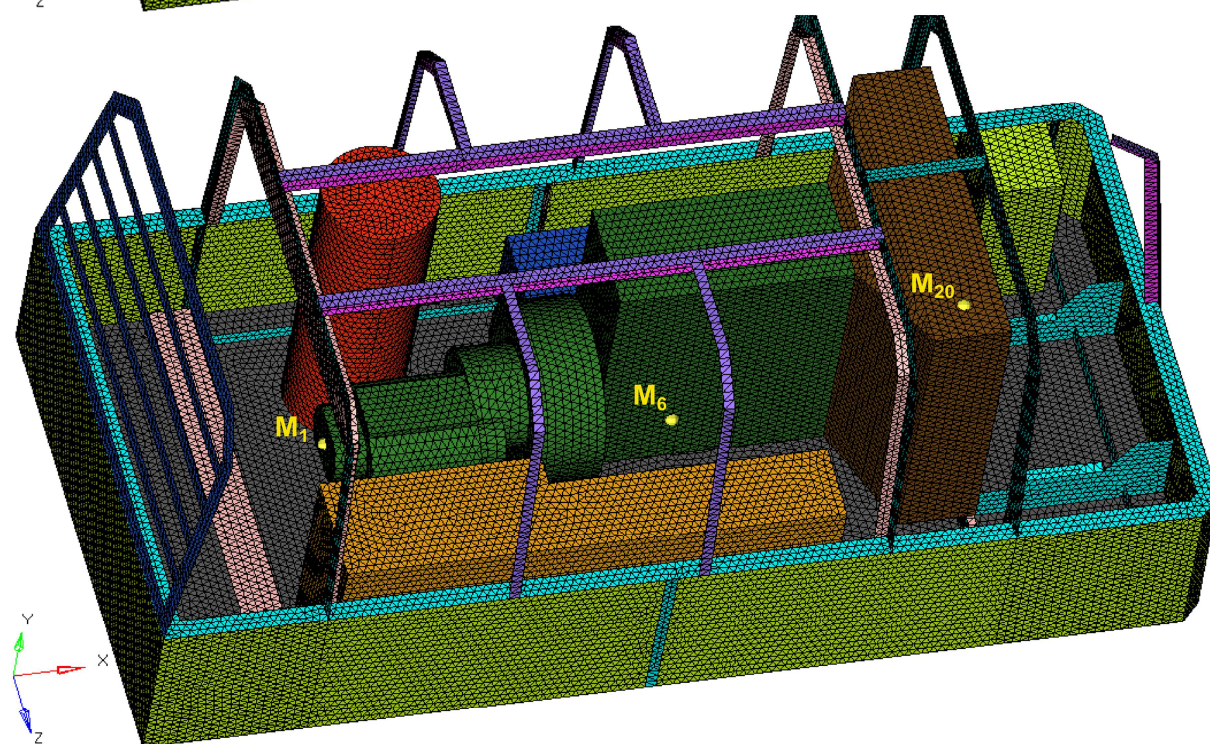
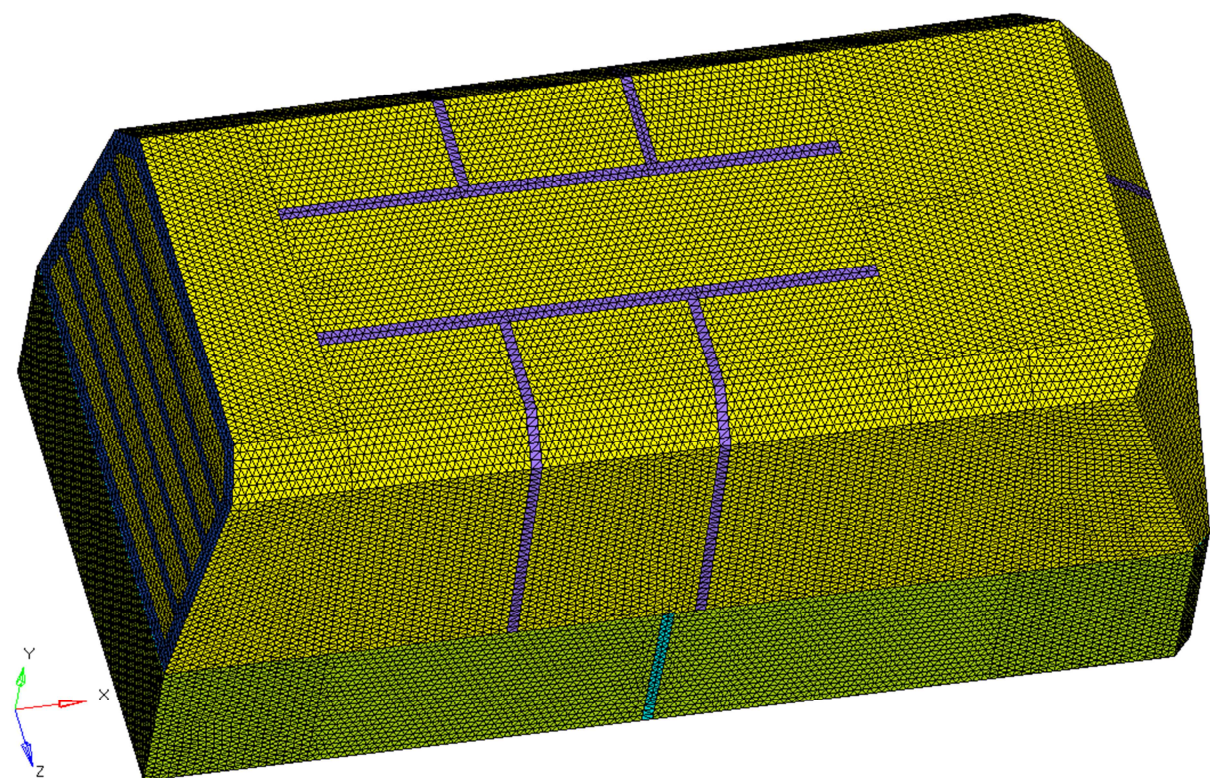
V modelu byly dále použity dva typy okrajových podmínek. První podmínka, která předepisovala nulové hodnoty všech složek posuvu a rotace, byla definována ve všech uzlech prvků reprezentujících dno kompresoru. Tato podmínka nahradila rám stroje, který nebyl v případě PDP70 modelován a jehož tuhost je mnohonásobně vyšší než tuhost vlastní karoserie. S tímto dnem byly pak jednotlivé vnitřní komponenty, vyjma zdroje buzení, pevně spojeny. Druhá z podmínek pak představovala vlastní buzení soustrojí a krytu vrtule. Jednalo se o kinematickou podmínku definovanou ve vybraných bodech M1, M6 a M20, viz obr. 1. S ohledem na možnosti měření byly tyto body voleny tak, aby v minimálním počtu co nejpřesněji reprezentovaly chování stroje. V souladu se souřadnicovým systémem na obr. 1 byly ve zmíněných bodech předepsány amplitudy jednotlivých složek rychlostí, a to následovně: bod M1 - předepsány složky v_x , v_y a v_z ; bod M6 - předepsány složky v_y a v_z ; bod M20 - předepsána složka v_y . Frekvenční spektra uvedených složek rychlostí byla převzata

z měření provedeného pracovníky FEL. Na rozdíl od výpočtů popsaných v souhrnné výzkumné zprávě NTIS-VP3-0011/2014 byl frekvenční rozsah buzení omezen z původního 20 Hz – 2 kHz na nový 30 - 800 Hz. Takto zúžený rozsah buzení se ukázal být dostatečný a navíc přispěl k významnému snížení paměťové a výpočetní náročnosti prováděných simulací.

Pro sestavený model PDP70 byl řešen vibroakustický problém pomocí řešiče založeného na modálním přístupu. Vzhledem k frekvenčnímu rozsahu buzení a omezeným výpočetním možnostem byly do celkové odezvy soustavy zahrnuty vlastní tvary kmitu odpovídající vlastním frekvencím až do hodnoty 1,6 kHz u struktury (3632. vlastní frekvence) a 2,25 kHz u kavity (4483. vlastní frekvence).

3.2 Model kompresoru PDP190

Metodika a vlastní postup vytváření modelu nově vyvíjeného kompresoru PDP190 byly analogické jako v případě modelu PDP70. Pro prostorovou diskretizaci byly použity stejné typy lineárních prostorových a skořepinových prvků. Vzhledem k větším rozměrům vlastního stroje (3,3 x 1,78 x 1,66 m) a s ohledem na omezené výpočetní možnosti, bylo nutné volit průměrnou délku hrany elementů 30 mm, takže mezní frekvence modelu se snížila přibližně na 1,9 kHz. Výpočtový model byl tak tvořen cca 1,6 milionu tetraedrových prvků a 110 tisíci trojúhelníkových skořepinových prvků. Geometrie navrhovaného stroje a provedení prostorové diskretizace jsou patrné z obr. 2. Na tomto obrázku jsou dále uvedeny tloušťky skořepinových prvků modelujících jednotlivé komponenty PDP190. Na rozdíl od stroje PDP70 byl do modelu PDP190 zahrnut i nosný rám, viz obr. 2.



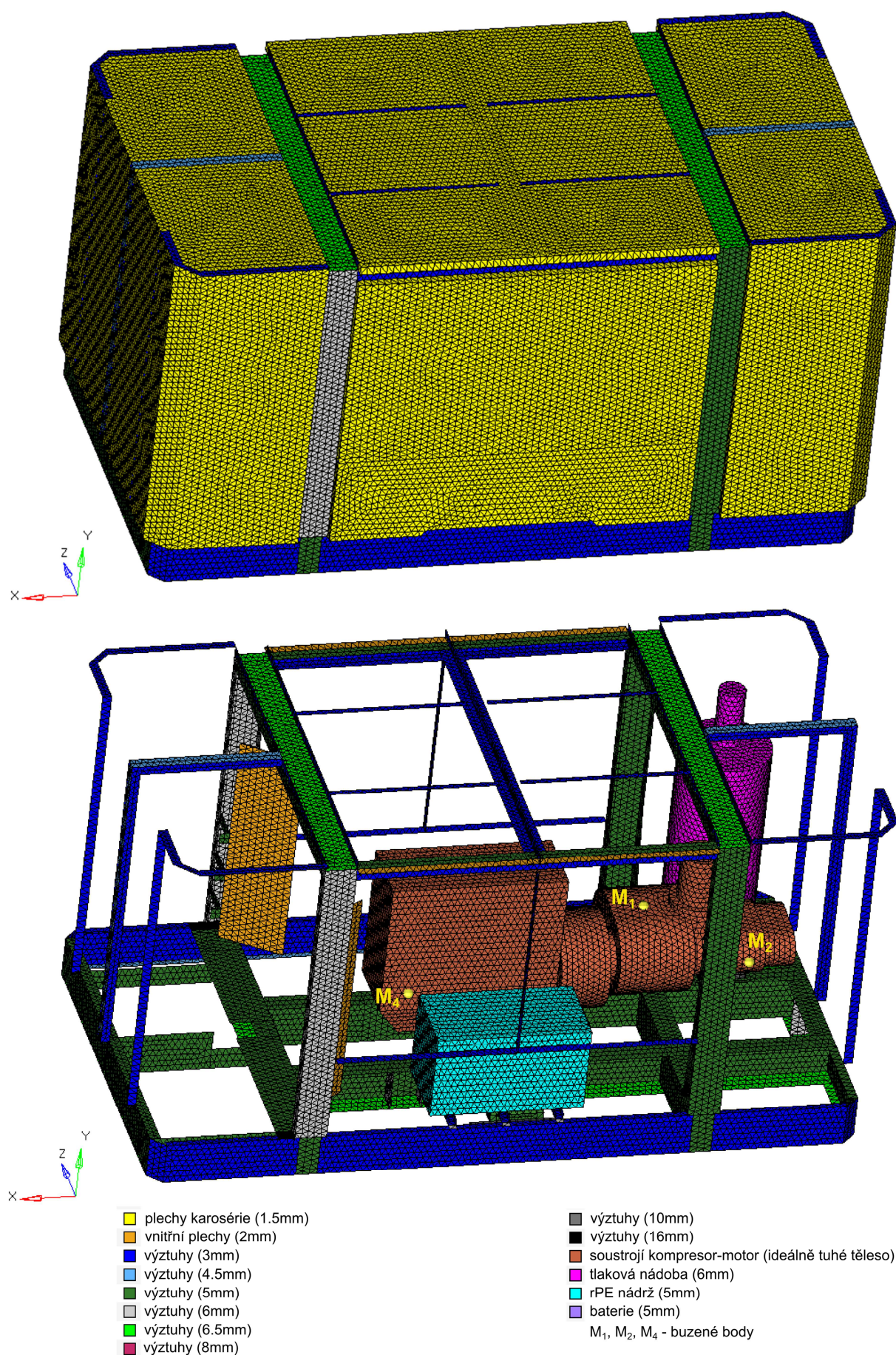
- | | |
|---|---|
| ■ spodní část kastle (1.5mm) | ■ výztuhy (1.5mm) |
| ■ horní část kastle (1.5mm) | ■ výztuhy (2mm) |
| ■ dno (1.5mm) | ■ výztuhy (3mm) |
| ■ nádrž a výztuhy (1.5mm - 3mm) | ■ výztuhy - čelo (1.5mm) |
| ■ baterie (ideálně tuhé těleso) | ■ výztuhy (3.5mm) |
| ■ tlaková nádoba (5mm) | ■ kryt vrtule (ideálně tuhé těleso) |
| ■ soustrojí kompresor-motor (ideálně tuhé těleso) | M ₁ , M ₆ , M ₂₀ - buzené body |

Obr. 1: Model kompresoru PDP70

Okrajové podmínky použité v tomto modelu reprezentovaly vetknutí spodní části nosného rámu (v příslušných uzlech rámu byly definovány nulové složky posuvů a rotací) a kinematické buzení soustrojí kompresor-motor. Buzení bylo v podobě frekvenčně závislých amplitud rychlostí předepsáno opět v pásmu 30 - 800 Hz v bodech M1 (v_x , v_y , v_z), M2 (v_z) a M4 (v_y , v_z), jejichž poloha je zřejmá z obr. 2. Stejně jako u modelu PDP70 byly pro potřeby definování této okrajové podmínky využity výsledky měření provedené pracovníky FEL na prototypu stroje PDP190. Do vibroakustické odezvy modelu stroje pak byly primárně zahrnuty příspěvky všech vlastních frekvencí až do hodnoty 1,2 kHz v případě struktury a 1,7 kHz v případě vzduchu. Tyto hodnoty postupně odpovídají 6966. a 5976. vlastní frekvenci struktury a kavity.

4 Porovnání numerických výsledků s experimentálními daty pro PDP70

První numerické výpočty byly prováděny na zjednodušeném modelu PDP70 bez vnitřní výzbroje a se zjednodušenou geometrií motoru. Porovnáním výsledků numerických simulací s výsledky získanými pomocí vlastního vyvinutého softwaru, který využívá přímé integrace ve frekvenční oblasti (viz zpráva NTIS-VP3-0011/2014), byl ověřen jednak modální přístup k řešení problému a dále pak vzájemná interakce mezi motorem a kavitou a kavitou a karoserií. Následně byly provedeny numerické výpočty s modelem PDP70 popsáním v části 3.1 a bylo přistoupeno k porovnání s experimentem. Cílem tohoto postupu bylo ověření funkčnosti modelu a návrh jeho případné modifikace za účelem dosažení co nejlepší shody s výsledky změřenými na reálném stroji.

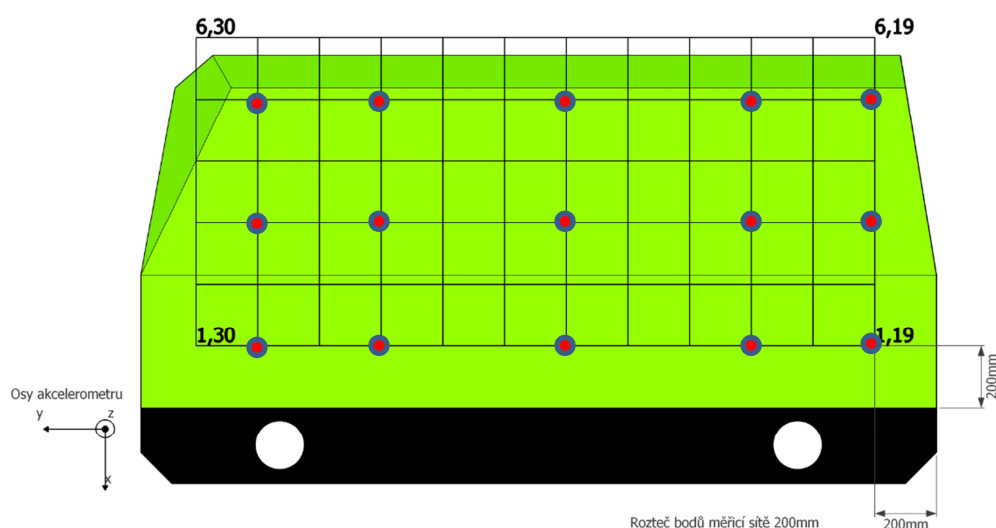


Obr. 2: Model kompresoru PDP190

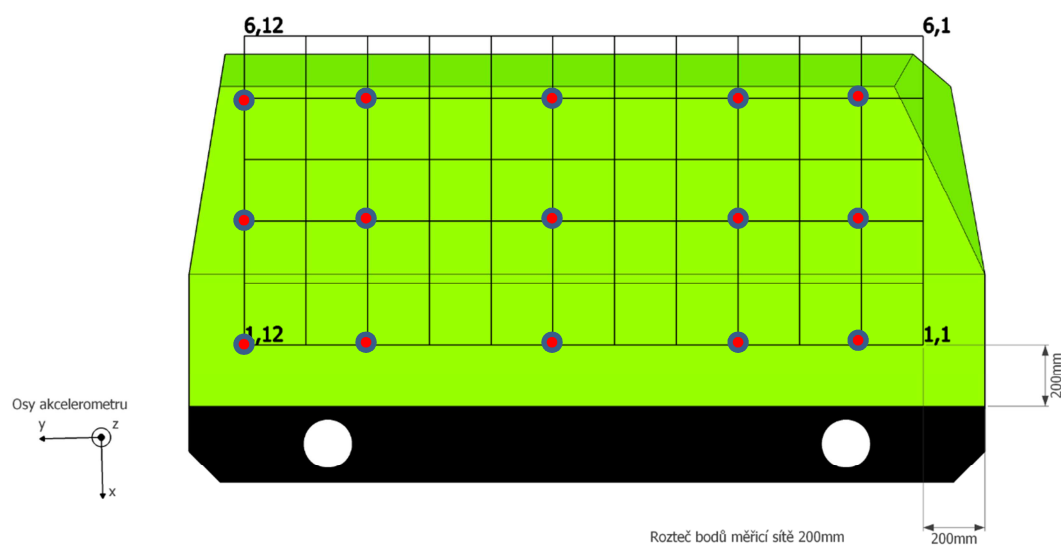
4.1 Způsob porovnání

Hodnoty normálových rychlostí vibrací naměřené na povrchu karoserie byly porovnávány ve vybraných bodech s velikostmi příslušných složek rychlostí stanovených pomocí numerické simulace. S ohledem na malý sklon zešíkmených částí karoserie byly chyby způsobené tímto zjednodušením zanedbány. Porovnání výsledků bylo provedeno v celkem 58 bodech měřicí sítě, jejichž poloha je zřejmá z obr. 3 - obr. 7. Na každou stěnu karoserie tak v průměru připadalo více než 10 bodů.

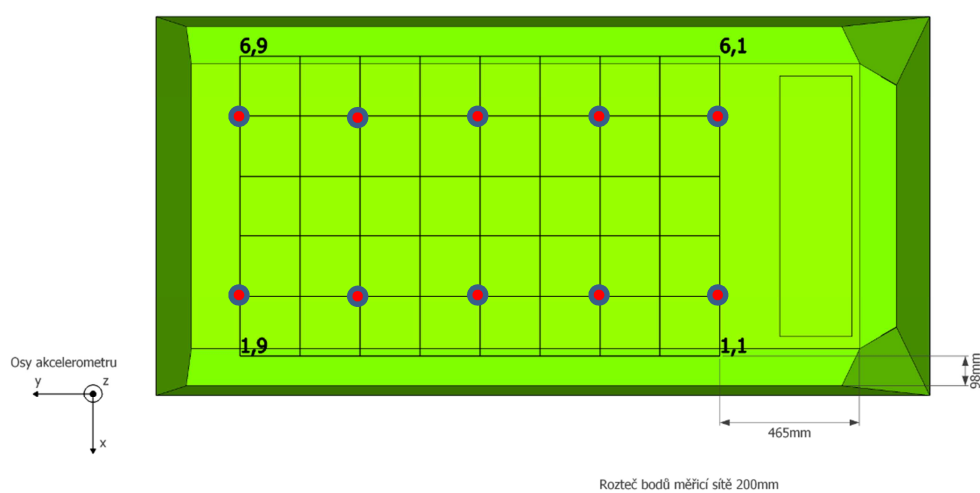
Všechna vyhodnocení a porovnání měřených rychlostí vibrací a akustického výkonu byla provedena ve frekvenčním rozsahu třetinooktávových pásem v rozsahu 50 – 630 Hz. Dále byla porovnána FFT spektra vypočtených rychlostí vibrací a spektra naměřená na reálném stroji.



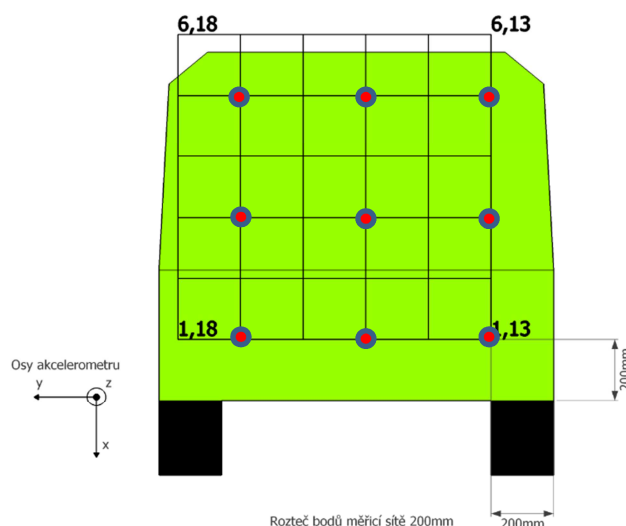
Obr. 3: Sledované body PDP70 - levý bok karoserie



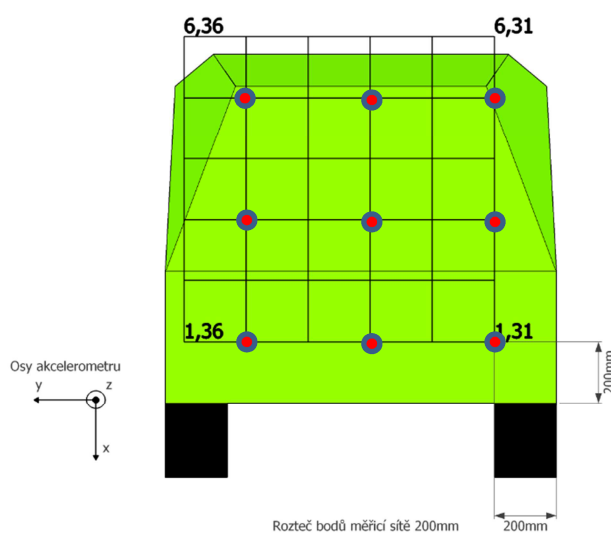
Obr. 4: Sledované body PDP70 - pravý bok karoserie



Obr. 5: Sledované body PDP70 - střecha karoserie



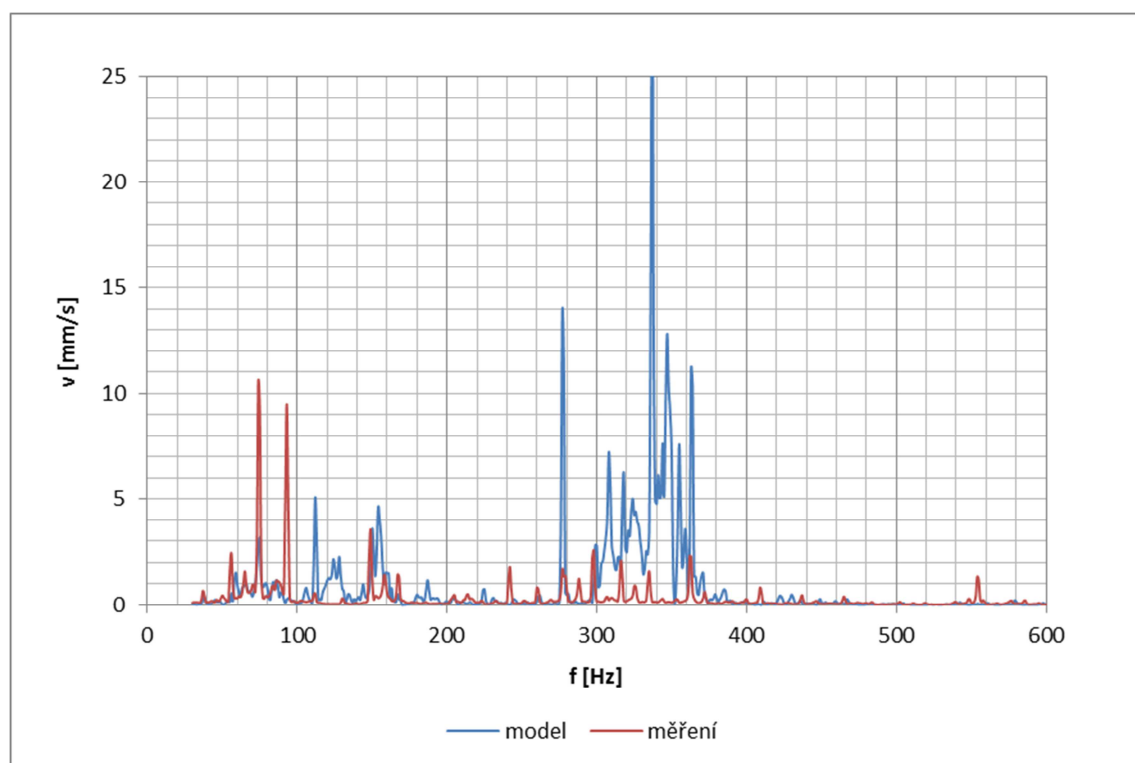
Obr. 6: Sledované body PDP70 - přední stěna karoserie



Obr. 7: Sledované body PDP70 - zadní stěna karoserie

4.2 Porovnání výsledků

Porovnáním změřených a vypočítaných spekter se ukázalo, že modelování zdroje vibrací (soustrojí a kryt vrtule) jako ideálně tuhého celku není vhodné. Výsledná spektra totiž obsahují spektrální čáry v pásmu cca 250 Hz až 350 Hz, které na skutečném stroji měřené nejsou. Zmiňovaný fakt je patrný z obr. 8, na kterém je provedeno porovnání experimentálně a numericky stanoveného spektra v bodě 3.19 na levém boku karoserie. Pro ostatní kmitočty lze říci, že se model a měření poměrně dobře shodují. Při porovnávání výsledků je nutné vést v patrnosti, že model uvažuje šíření vibrací pouze akustickou cestou a nezohledňuje šíření mechanickou cestou prostřednictvím konstrukce stroje. Tím lze částečně vysvětlit i fakt, že vypočtené hodnoty rychlosti jsou nižší než hodnoty naměřené.



Obr. 8: Porovnání spekter rychlosti vibrací v bodě 3.19 na levém boku karoserie

Poloha frekvenčního pásma, ve kterém jsou pomocí numerického modelu získány příliš vysoké hodnoty rychlostí vibrací (pásmo 250 – 350 Hz), ukazuje na určitou souvislost s chladicím ventilátorem. Ve zmiňovaném pásmu totiž leží frekvence, které se předchozím měřením ukázaly jako dominantní právě pro chladicí ventilátor.

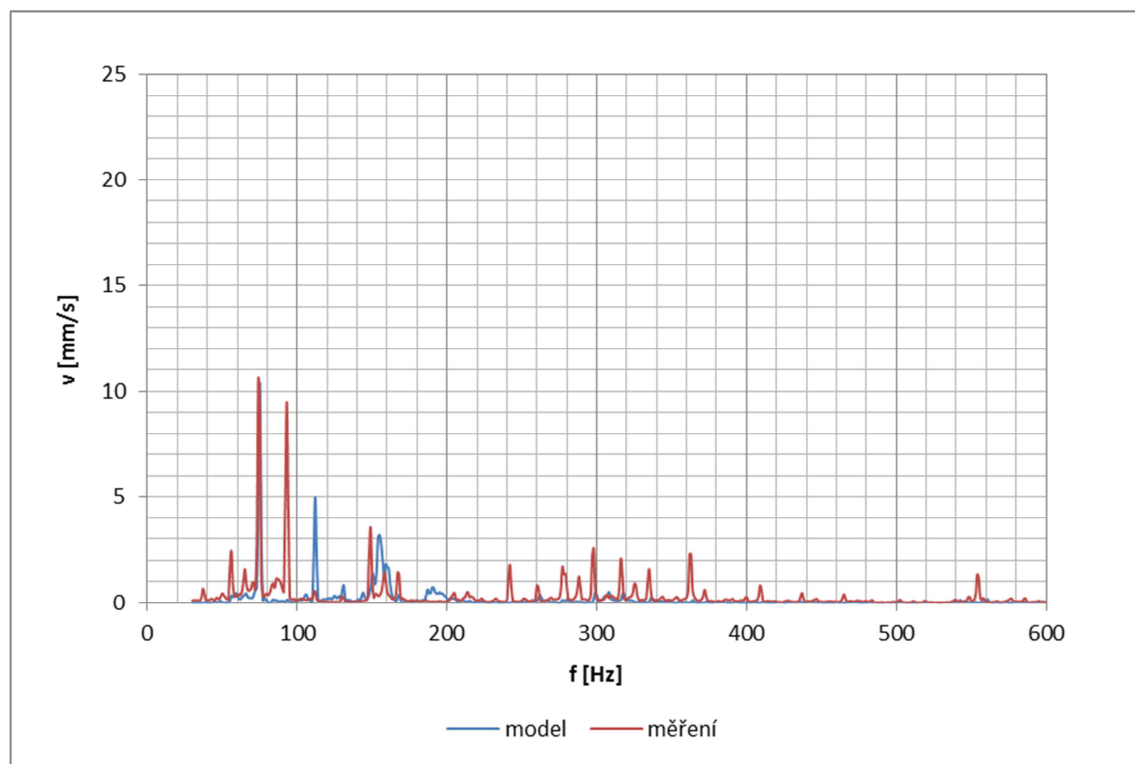
Podrobnějším rozбором se ukázalo, že chybou je tedy modelování zdroje buzení jako dokonale tuhého tělesa. Připojení krytu chladicího ventilátoru k vlastnímu soustrojí není dokonale tuhé a rovněž jeho provedení se od tuhého tělesa značně liší. Proto bylo přistoupeno k úpravám modelu vedoucím ke zmenšení tuhosti krytu ventilátoru.

4.3 Modifikace modelu PDP70 a porovnání výsledků

Konkrétní modifikace konečnoprvkového modelu spočívala v namodelování krytu ventilátoru pomocí skořepinových prvků předem zvolené tloušťky. S ohledem na skutečnou tloušťku plechu, ze kterého je kryt vyroben (1,5 mm), byla tloušťka skořepinových prvků reprezentujících kryt volena 1,5 mm, 3 mm a 6 mm. Vznikly tak tři nové modely, pomocí nichž bylo možné sledovat vliv tuhosti krytu na vibrace karoserie.

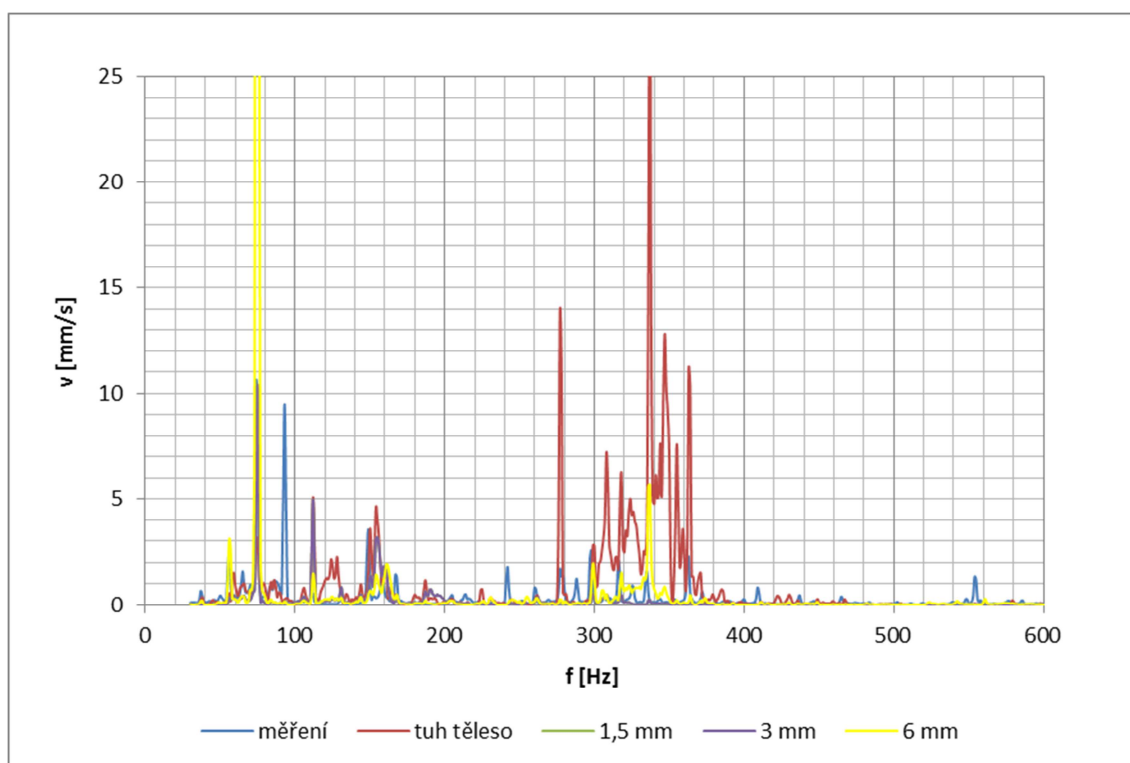
Jako první byly numerické simulace provedeny pro tloušťku 1,5 mm. Porovnání získaných výsledků s experimentálními daty potvrdilo významnou závislost odezvy karoserie

na tuhosti krytu ventilátoru. Zmiňovaný nesoulad mezi experimentem a simulací v pásmu 250 – 350 Hz zmizel, avšak zároveň byly značně zredukovány amplitudy rychlosti pro významné frekvence v pásmu kolem 100 Hz (viz obr. 9). Jedná se o frekvence, které souvisí s vlastní činností stroje (pohyb šroubu atd.). S ohledem na přenos vibrací ze soustrojí do krytu ventilátoru je potřeba tomuto věnovat patřičnou pozornost.



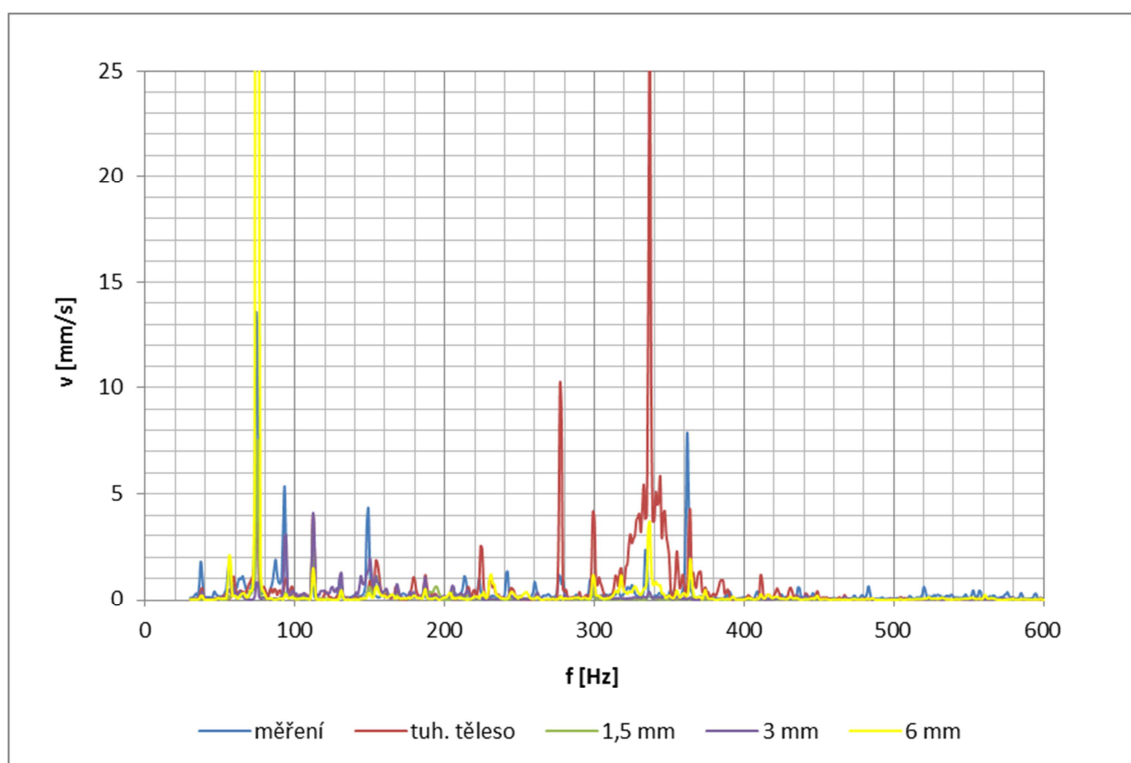
Obr. 9: Porovnání spekter rychlosti vibrací v bodě 3.19 pro model s tloušťkou krytu 1,5 mm

Na obr. 10 je dále provedeno porovnání vypočtených amplitud rychlosti v bodě 3.19 pro všechny tři výše zmíněné tloušťky plechu krytu s případem, kdy byl kryt modelován jako tuhé těleso. Z uvedeného obrázku jsou patrné výrazné rozdíly ve spektrech pro různé tuhosti krytu ventilátoru. Tyto difference poukazují jednak na značnou citlivost modelu na velikost tloušťky plechu krytu a dále na fakt, že příspěvek krytu do celkové hlučnosti stroje je velmi významný. Toto je poměrně zřejmé z jeho provedení. Vzhledem k jeho relativně velkým rozměrům, v poměru k celkovým rozměrům stroje, se bude jednat o významný zdroj hluku. Rovněž, pokud si jej představíme jako několik relativně velkých a přitom tenkých desek (plechů), lze předpokládat, že bude takto provedený kryt náchylný ke kmitání.

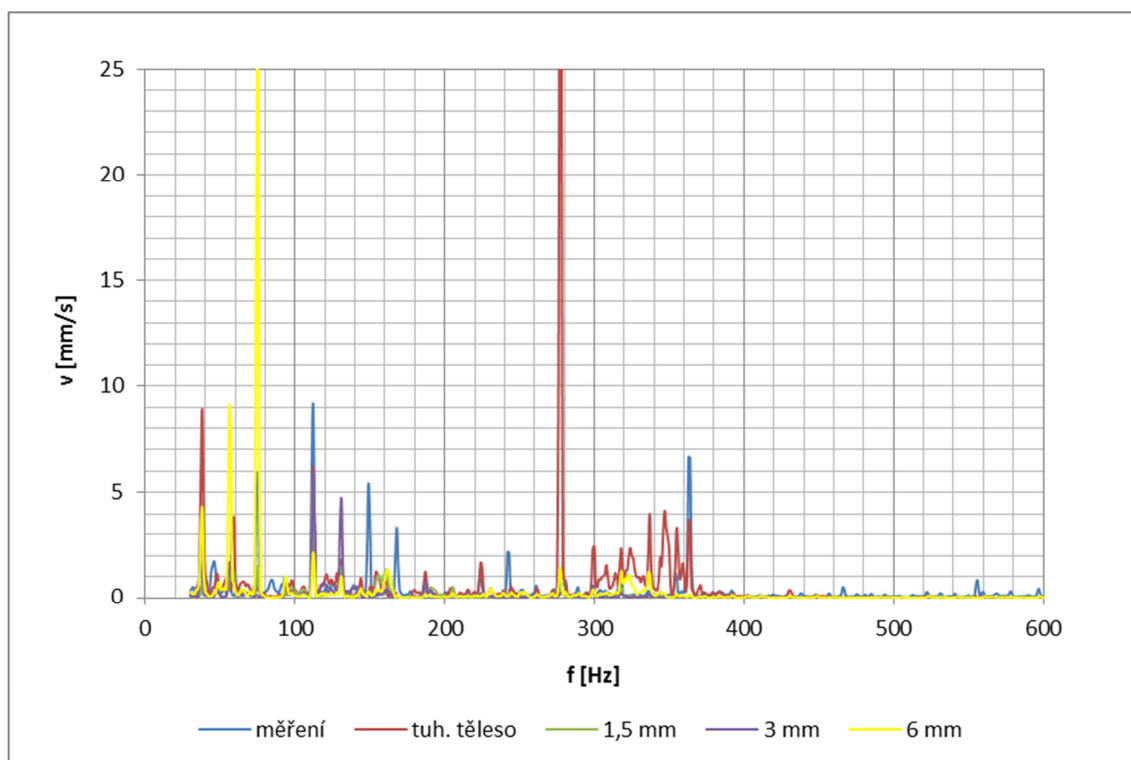


Obr. 10: Porovnání výsledků získaných jednotlivých verzí modelu PDP70 (bod 3.19)

Na základě porovnání výsledků provedených simulací s experimentálními daty i v ostatních sledovaných bodech karoserie byl jako nejlepší vybrán model s tloušťkou plechu krytu 3 mm. Poměrně dobrá míra shody modelu s reálným strojem je patrná z porovnání spekter rychlostí v několika dalších bodech karoserie (obr. 11 – obr. 12). S ohledem na komplexnost skutečného stroje a na provedená zjednodušení je zřejmé, že absolutní shody mezi modelem a strojem nelze dosáhnout.



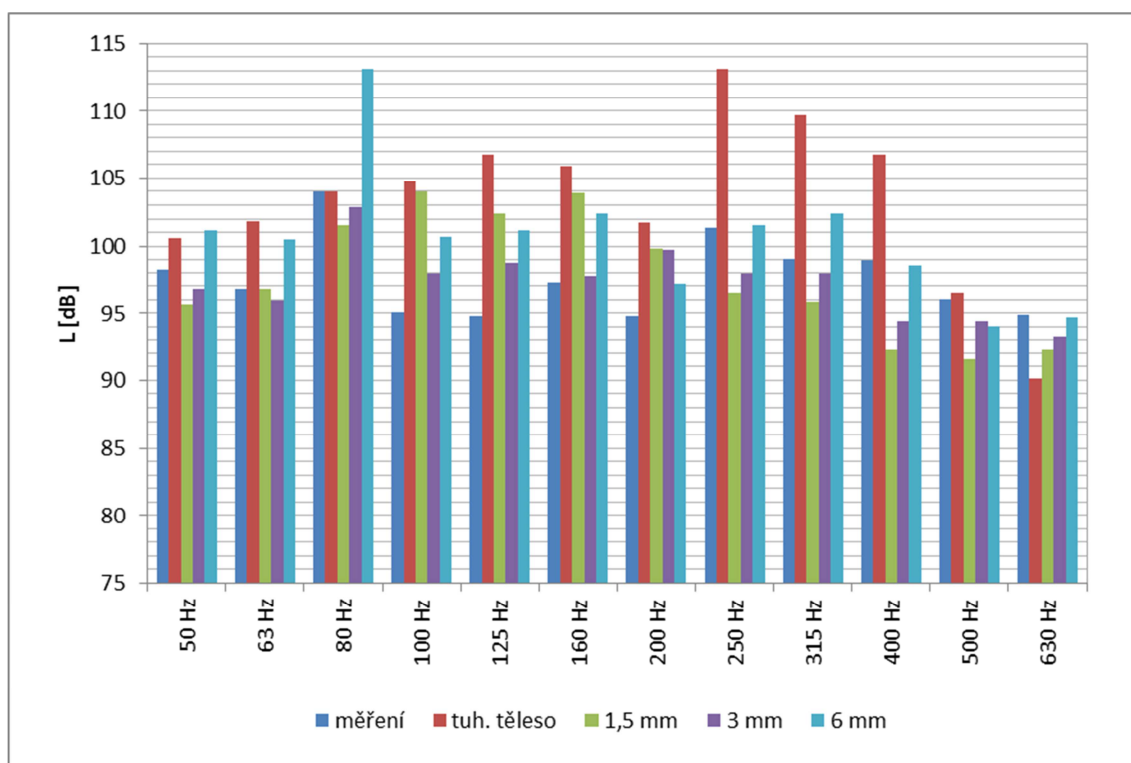
Obr. 11: Porovnání výsledků získaných pomocí jednotlivých verzí modelu PDP70 (bod 3.12)



Obr. 12: Porovnání výsledků získaných pomocí jednotlivých verzí modelu PDP70 (bod 1.15)

5 Porovnání akustického výkonu PDP70

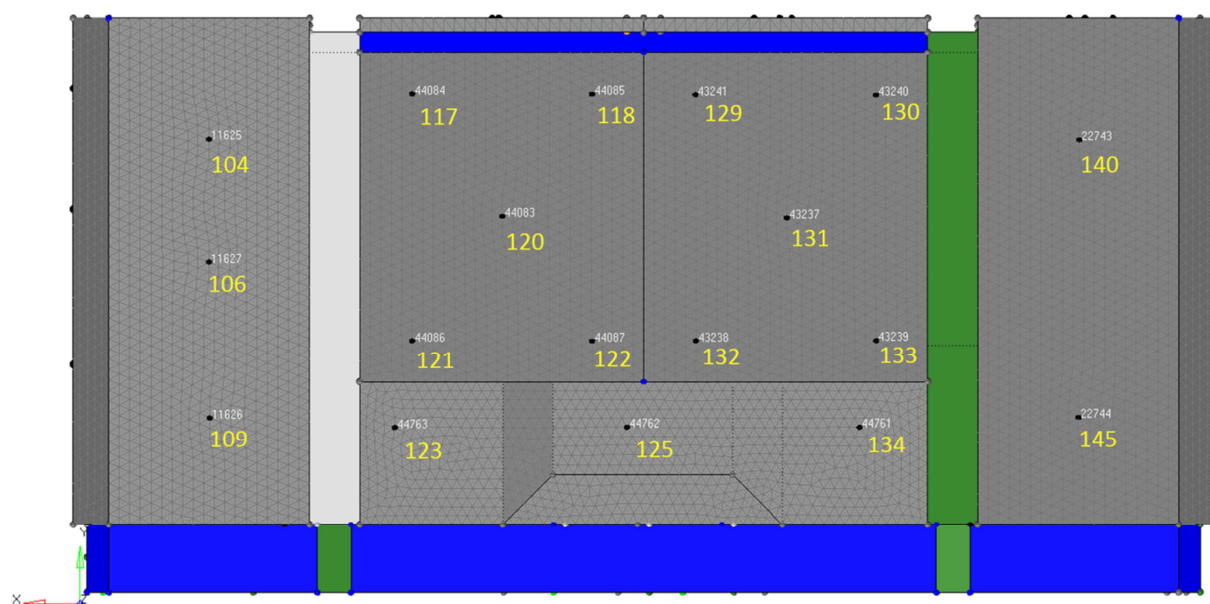
Jedním z hlavních cílů projektu je získat model, který na základě vibrací predikuje hlučnost stroje. Bylo proto provedeno i porovnání výsledného akustického výkonu získaného jednotlivými verzemi modelu s výkonem změřeným. Měření akustického výkonu bylo provedeno ve třetinooktávových pásmech, proto byl i akustický výkon určený pomocí modelů vyjádřen v třetinooktávových pásmech. Porovnání jednotlivých modelů je potom patrné z obr. 13. Nejlepší shodu s měřením vykazuje model pro tloušťku plechu 3 mm, tj. stejný model jako při porovnání jednotlivých spekter vibrací. Kromě třetinooktávových pásem byl porovnán i celkový akustický výkon vážený filtrem A ve zkoumaném frekvenčním rozsahu 50 - 630 Hz. Jak je vidět na obr. 13, rozdíl u nejpřesnějšího modelu je v jednotlivých pásmech řádově několik decibelů oběma směry. Pokud porovnáme jednočíselnou veličinu $L_{W,A}$ je rozdíl menší. Určitý vliv zde hraje použití váhovacího filtru a to, že v některých pásmech se odchylka projeví v kladném směru a v jiných v záporném. V případě porovnání $L_{W,A}$ je největší odchylka od měřené hodnoty cca 9 dB (pro první iteraci modelu) a v nejlepším případě cca 1,5 dB (modelu s tloušťkou plechu krytu 3 mm).



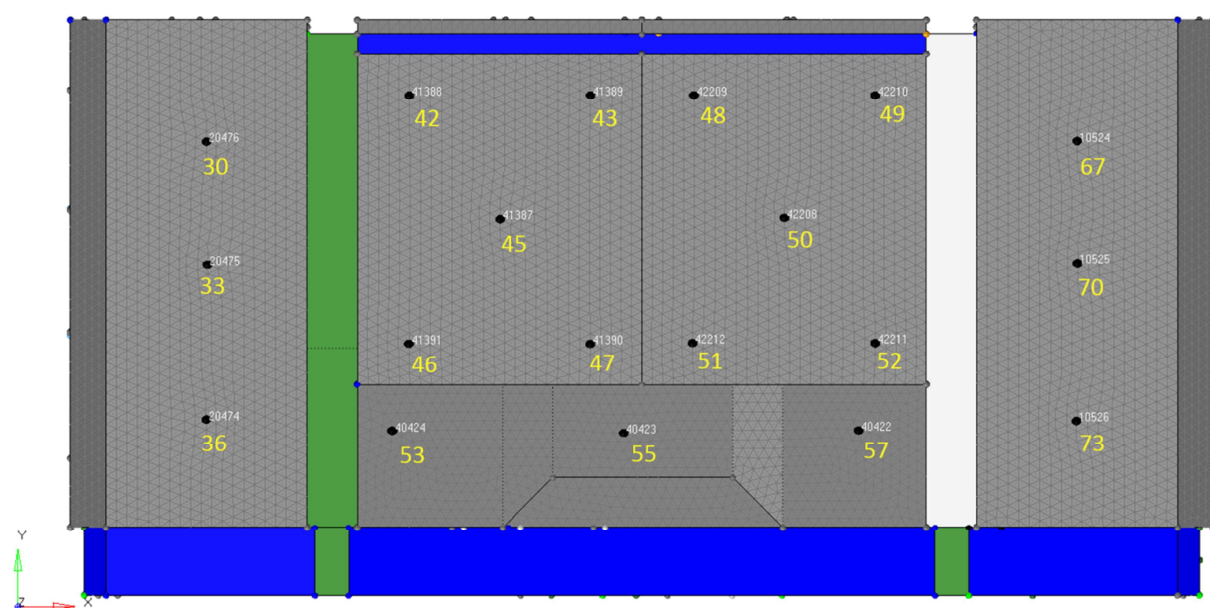
Obr. 13: Porovnání akustického výkonu PDP70

6 Porovnání numerických výsledků s experimentálními daty pro PDP190

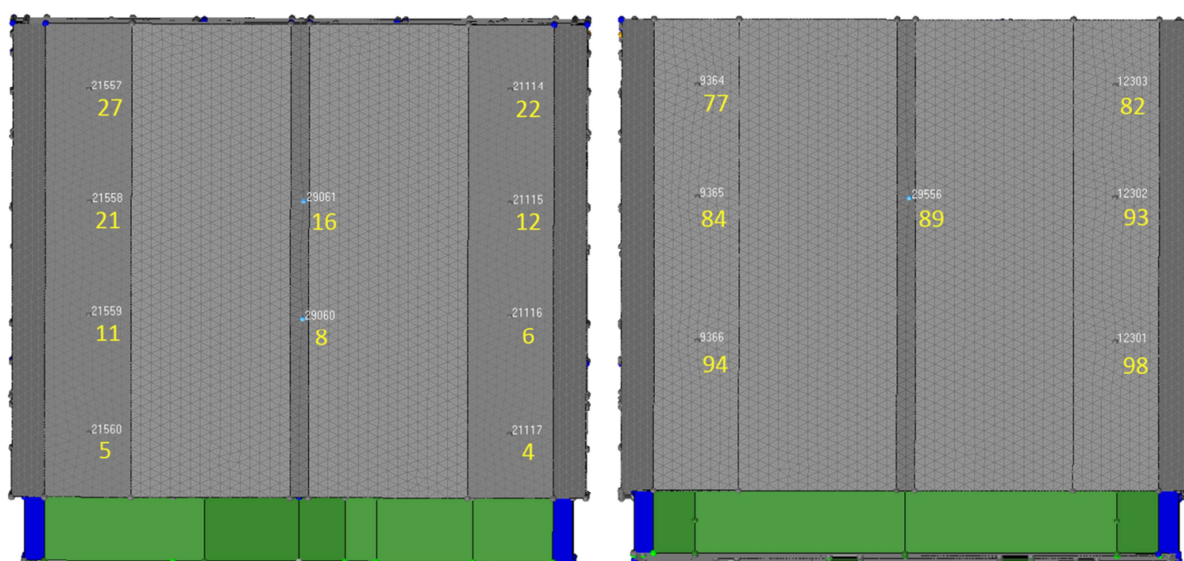
Způsob porovnání výsledků získaných modelováním s výsledky získanými experimentálně byl pro prototyp stroje PDP190 analogický jako u stroje PDP70. Spektra rychlostí byla porovnána celkem v 64 vybraných bodech karoserie, ve kterých bylo provedeno měření akcelerometry. Poloha těchto bodů včetně jejich označení je patrná z následujících obrázků (obr. 14 – obr. 17).



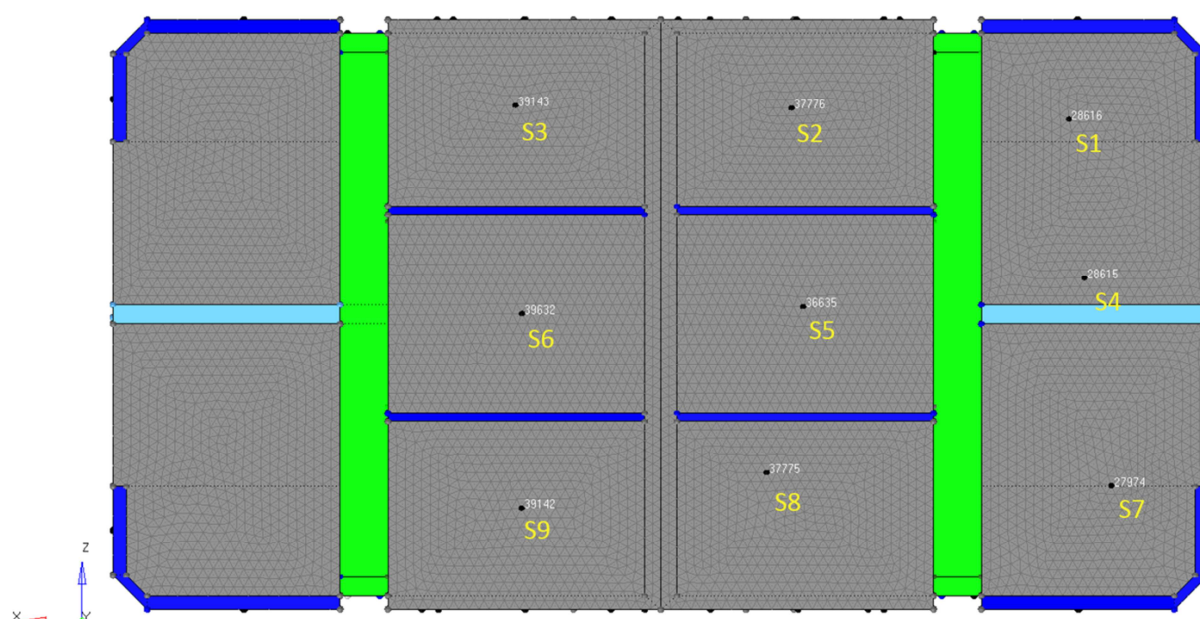
Obr. 14: Sledované body PDP190 – levý bok karoserie



Obr. 15: Sledované body PDP190 – pravý bok karoserie



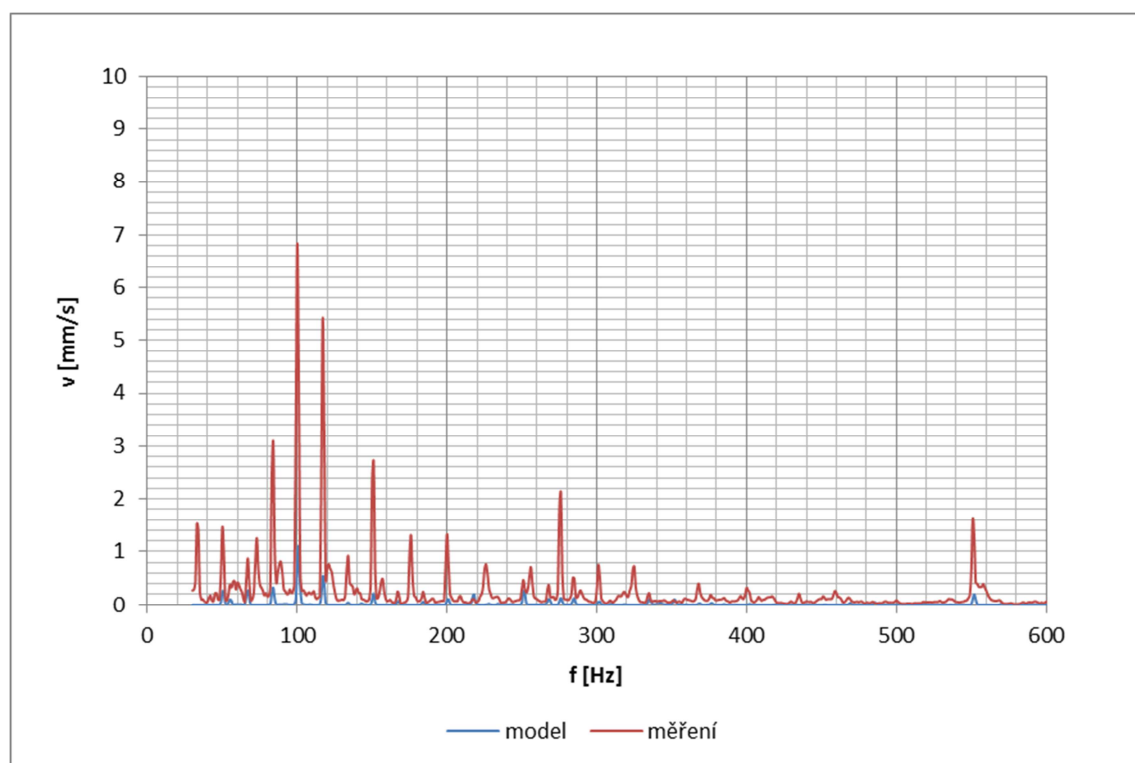
Obr. 16: Sledované body PDP190 – přední (vlevo) a zadní (vpravo) strana karoserie



Obr. 17: Sledované body PDP190 – horní strana karoserie

6.1 Porovnání výsledků

V první fázi byly s experimentem porovnány výsledky získané pomocí výchozího modelu PDP190, popsáném v části 3.2. Toto porovnání ukázalo, že model poměrně dobře respektuje významné frekvenční čáry, avšak jejich úroveň je výrazně menší než hodnoty naměřené na reálném stroji. Důkazem toho je porovnání výsledků provedené na obr. 18 pro bod 11, který leží na přední stěně karoserie, viz obr. 16.

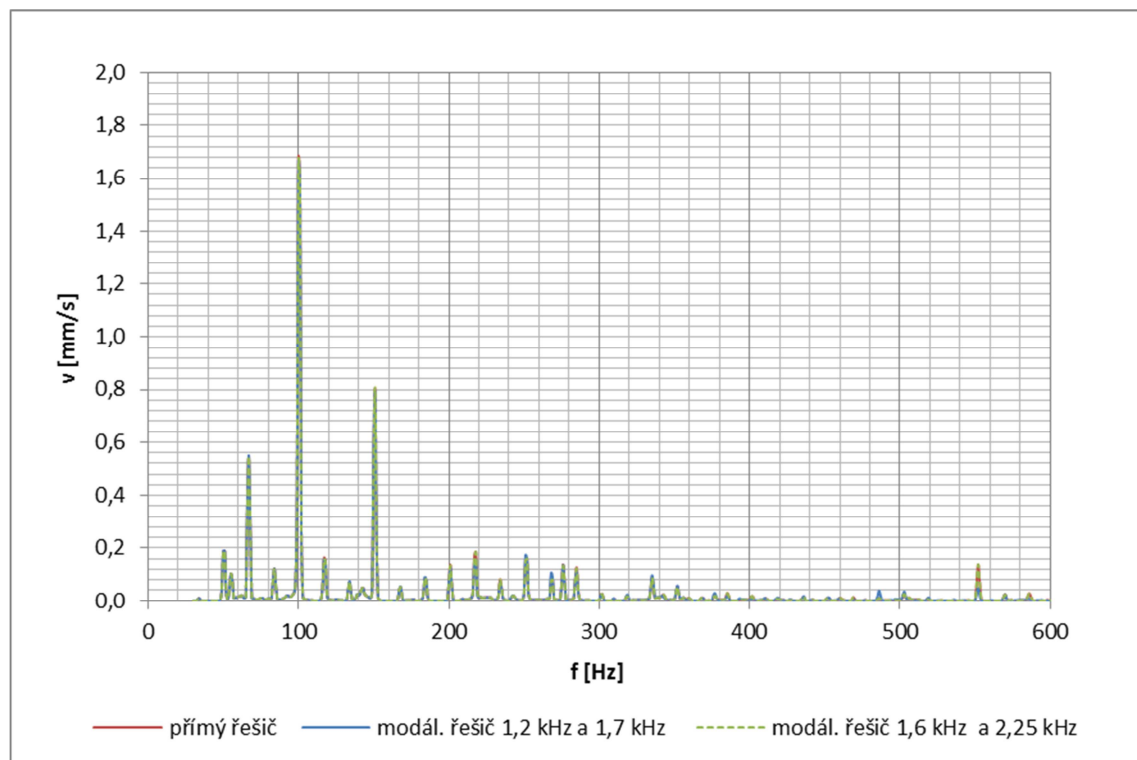


Obr. 18: Porovnání výsledků prvního modelu PDP190 s měřením v bodě 11

6.2 Modifikace modelu PDP190 a porovnání výsledků

S ohledem na uvedené rozdíly mezi výpočtem a experimentem bylo přistoupeno k modifikaci výchozího modelu PDP190. První krok, u kterého se na základě zkušeností s modelem PDP70 předpokládalo, že povede ke zpřesnění modelu PDP190, spočíval ve zvýšení počtu vlastních tvarů kmitů (frekvencí) struktury a vzduchové kavity zahrnutých do výpočtu odezvy celého stroje. V případě PDP70 byly při finálních výpočtech zohledněny všechny vlastní frekvence až do 1,6 kHz u struktury a 2,25 kHz u kavity. Jednalo se tak o výpočet frekvenční odezvy pomocí 3632 vlastních tvarů kmitu struktury a 4483 vlastních tvarů kavity. Modální analýza modelu PDP190 ukázala, že konstrukce tohoto stroje je podstatně poddajnější než je tomu u PDP70 a že při zvýšení mezních frekvencí z původních $f_{\text{struktura}} = 1,2 \text{ kHz}$ a $f_{\text{vzduch}} = 1,7 \text{ kHz}$ (viz popis modelu PDP190 v části 3.2) na hodnoty 1,6 kHz a 2,25 kHz je nutné do výpočtu zahrnout celkem 10048 vlastních tvarů kmitu struktury a 9913 vlastních tvarů kavity. Tento významný nárůst počtu uvažovaných vlastních tvarů však znamenal zásadní nárůst výpočetních nároků. Jak se ukázalo, provedení takto náročného výpočtu pomocí řešiče ve verzi 11.0 použitého softwaru není možné. Proto byla využita aktuální verze 13.0 tohoto programu, jejíž modální i přímý řešič by měly být podle dokumentace výkonnější. První výpočty v této verzi však ukázaly, že tato verze programu nerespektuje interakci definovanou

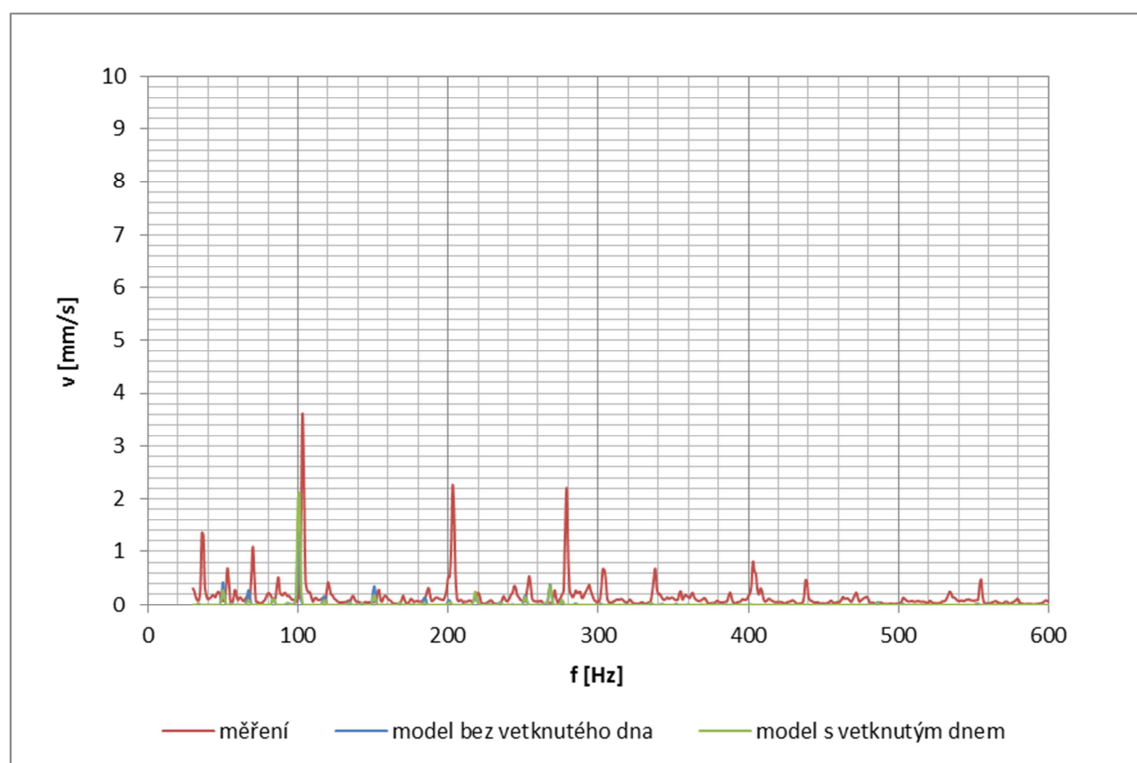
mezi motorem a kavitou a mezi kavitou a karoserií kompresoru. Po provedení řady neúspěšných testovacích výpočtů s verzí 13.0 byla pro výpočty nakonec zvolena verze 12.0. V této verzi programu se nakonec podařilo potřebné výpočty provést, dokonce i pomocí přímého řešiče využívajícího metodu přímé integrace ve frekvenční oblasti.



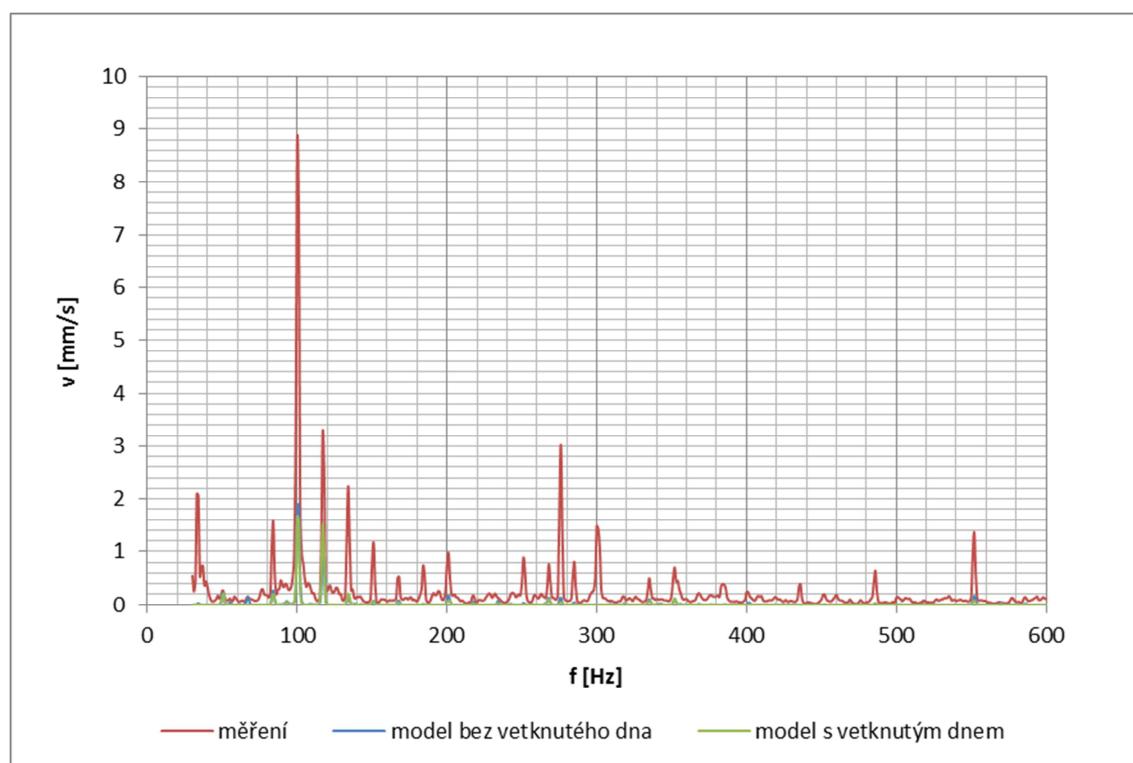
Obr. 19: Porovnání jednotlivých metod modelování (bod 6)

Jako příklad porovnání získaných výsledků jsou na obr. 19 zobrazena spektra rychlostí vypočtená v bodě 6 na přední stěně karoserie pomocí modálního přístupu s výše uvedenými dvojicemi mezních frekvencí struktury a kavity a pomocí přímého řešiče. Z uvedených výsledků je patrné, že vypočtená spektra jsou v podstatě totožná, což platí pro všechny sledované body. Uvedená shoda poukazuje na fakt, že ve vibroakustické odezvě stroje PDP190 se významně projeví zejména nižší vlastní tvary kmitu, příspěvek vysokých frekvencí je v podstatě zanedbatelný. Vzhledem k tomuto faktu a s ohledem na menší výpočetní časy byl pro další výpočty používán modální přístup s mezními frekvencemi $f_{\text{struktura}} = 1,2 \text{ kHz}$ a $f_{\text{vzduch}} = 1,7 \text{ kHz}$. Doba výpočtu byla v tomto případě přibližně 10,5 hodiny, což je cca 1,7 krát, resp. 3,7 krát, méně než v případě modálního přístupu s $f_{\text{struktura}} = 1,6 \text{ kHz}$ a $f_{\text{vzduch}} = 2,25 \text{ kHz}$, resp. v případě použití přímého řešiče.

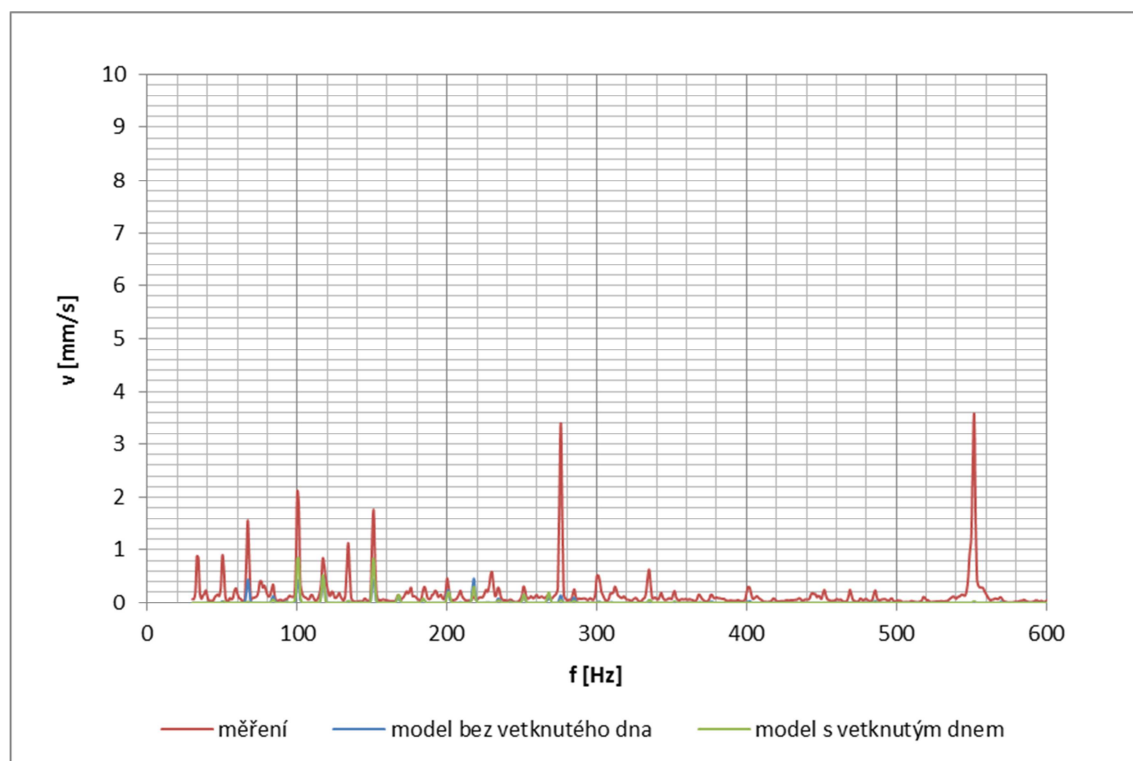
Druhá provedená úprava modelu spočívala ve změně okrajových podmínek. Stejně jako tomu bylo u modelu PDP70, bylo ve druhé modifikaci modelu PDP190 považováno celé dno stroje za dokonale vetknuté, tj. vibrace plechů vyplňujících otvory v rámu (viz obr. 2) byly potlačeny. Výsledky modelování tímto způsobem jsou potom patrné z následujících obrázků. Grafy na obr. 20 - obr. 22 dokladují, že vetknutí dna zvýší shodu modelu s naměřenými hodnotami, avšak rozdíl mezi naměřenými a vypočtenými spektry je pro některé frekvence stále poměrně významný.



Obr. 20: Vliv vetknutí dna kompresoru na shodu modelu s měřením - bod 47 (pravý bok)



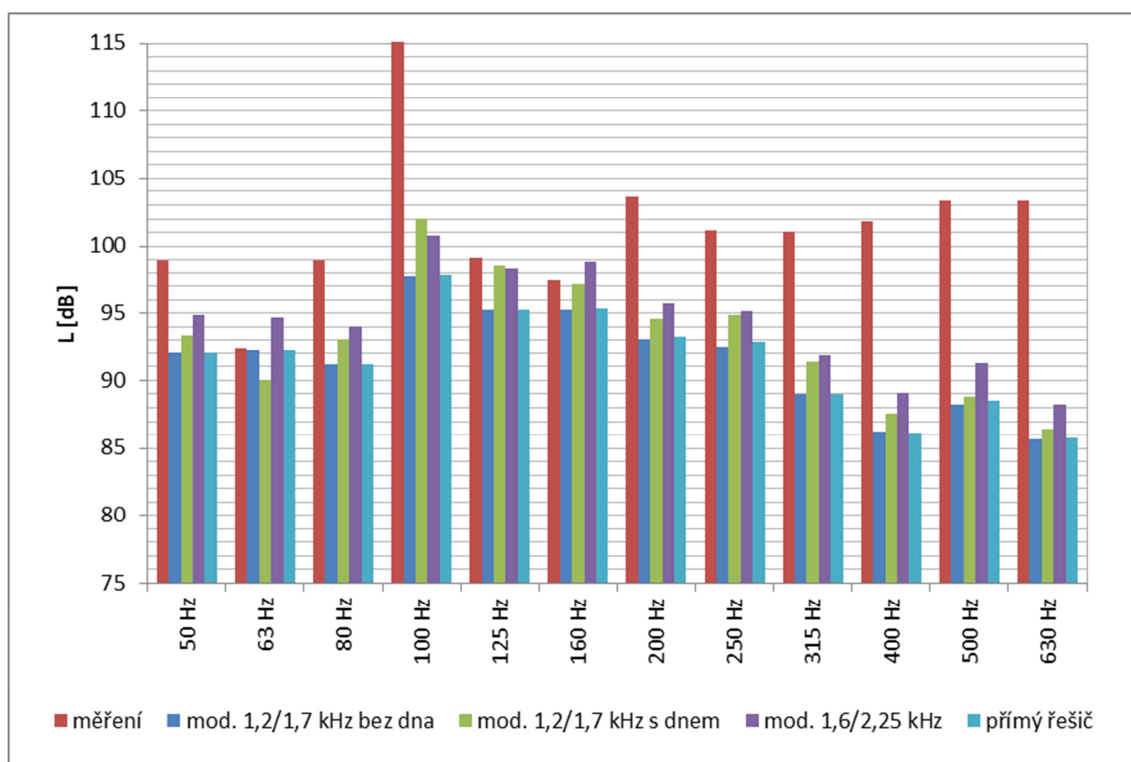
Obr. 21: Vliv vetknutí dna kompresoru na shodu modelu s měřením - bod 140 (levý bok)



Obr. 22: Vliv vetknutí dna kompresoru na shodu modelu s měřením - bod S4 (střecha)

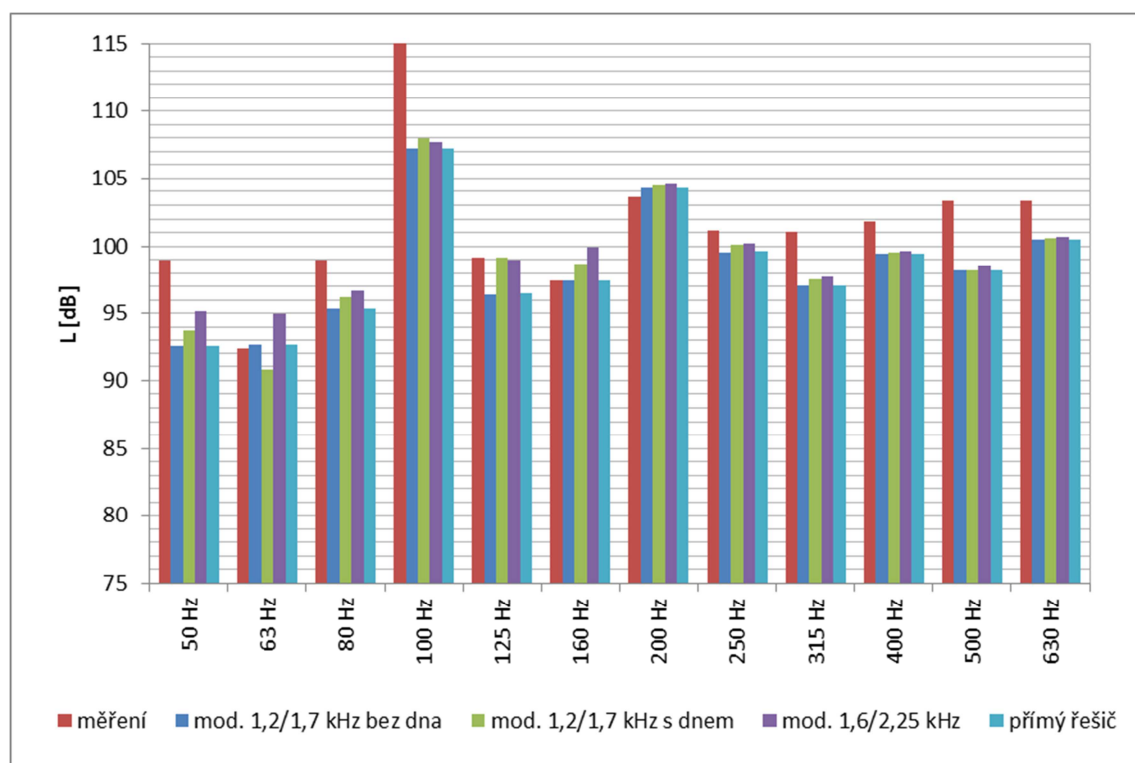
7 Porovnání akustického výkonu PDP190

Stejně jako u varianty PDP70 bylo i v tomto případě provedeno porovnání akustického výkonu určeného pomocí jednotlivých modelů s výkonem naměřeným na prototypu. První porovnání znázorňuje obr. 23. Je zřejmé, že vzájemné rozdíly mezi jednotlivými modely jsou menší než odchylka modelů od naměřených hodnot. Zejména patrný je rozdíl v horní části zkoumaného frekvenčního rozsahu. Odchylka je v tomto případě významnější, než v případě typu PDP70. Proto byla hledána příčina tohoto rozporu.



Obr. 23: Porovnání akustického výkonu PDP190

Rozdíl tvaru spektra měřeného výkonu a výkonu získaného z modelů napovídá, že se jedná o rozdíl způsobený charakterem zvuku. Vzhledem k tomu, že model nezohledňuje činnost ventilátoru, nabízí se vysvětlení, že rozpor mezi modelem a měřením je způsoben právě aerodynamickým hlukem ventilátoru. Přibližná hodnota akustického výkonu samotného ventilátoru byla určena již dříve při identifikaci jednotlivých zdrojů zvuku. Proto bylo provedeno ještě jedno porovnání, kdy k hodnotám získaným z numerických simulací byl přičten akustický výkon samotného ventilátoru a teprve výsledné hodnoty byly porovnány s hodnotami naměřenými. Výsledek tohoto porovnání je zřejmý z obr. 24.



Obr. 24: Porovnání akustického výkonu PDP190 (zohlednění vlivu ventilátoru)

Druhé porovnání ukazuje významně lepší shodu ve smyslu tvaru spektra. Absolutní rozdíly v jednotlivých pásmech se pohybují v řádu několika decibelů. Pokud jde o porovnání jednočíselné hodnoty $L_{W,A}$ ve sledovaném pásmu 50 - 630 Hz, je rozdíl mezi nejlepším modelem a měřením cca 6 dB.

8 Souvislost hluku a vibrací PDP70

Dalším z cílů projektu je určit vztah mezi vibracemi vznikajícími činnostmi stroje (spalovací motor, vlastní šroubový kompresor) a akustickým výkonem. Na základě tohoto vztahu je pak možné z vibrací na soustrojí určit výsledný hluk a případně vnější hluk omezovat podle momentální potřeby regulací výkonu stroje, tj. omezováním vibrací samotného soustrojí. Tato myšlenka je zmíněna již ve zprávě FEL RICE 22190-082-2014. Nejprve bylo zkoumání provedeno na již vyráběném typu PDP70, aby získané poznatky byly dále aplikovány na nově vyvíjený typ PDP190.

Pro ověření vznikajícího modelu byla provedena celá řada měření. Postupně byly měřeny vibrace a akustické výkony jednotlivých částí v různých konfiguracích. Cílem těchto měření bylo identifikovat jednotlivé zdroje vibrací, jednotlivé zdroje hluku a najít mezi nimi souvislost.

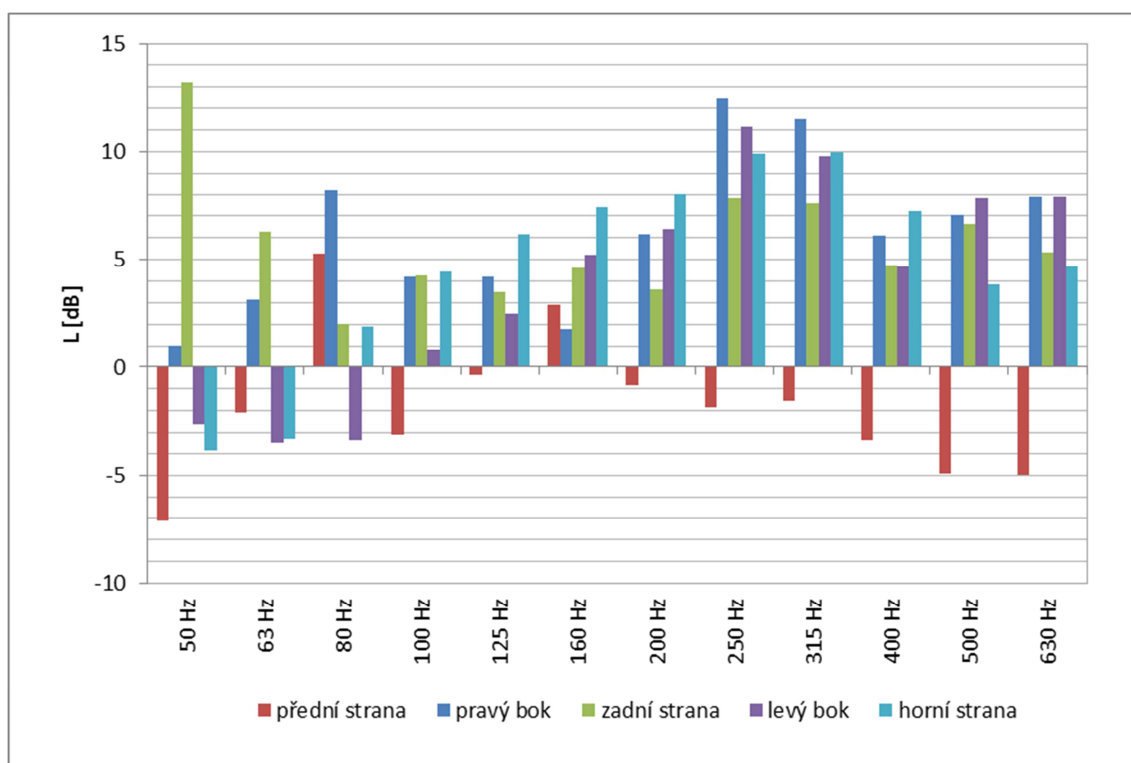
8.1 Rozdíl hladin – PDP70

Základní myšlenku lze popsat takto: Zdrojem vibrací je samotné soustrojí (hnací motor s příslušenstvím, samotný šroubový kompresor a chladicí ventilátor). Vibrace těchto částí samy způsobují hluk a dále se vibrace přenáší do ostatních částí kompresoru (rám, tlaková nádoba, palivová nádrž atd.), čímž dochází k jejich chvění a vzniká další hluk. Podobně lze uvažovat i ve chvíli, kdy do zdrojů hluku zahrneme i karoserii. Samozřejmé je, že nás zajímá celkový hluk kompresoru právě s osazenou karoserií. Na karoserii lze nahlížet několika způsoby. Pro určitou část hluku vznikajícího na soustrojí může být karoserie bariérou a mít tak určitou neprůzvučnost. Ovšem uvažíme-li, že karoserie není dokonale tuhá, je nutno počítat s jejím vlastním kmitáním. To je vybuzeno jednak přímým přenosem vibrací a jednak hlukem, který se šíří od soustrojí a působí zevnitř na stěny karoserie. Otázkou tedy je, jak optimalizovat karoserii, aby byla co nejméně náchylná k buzení zvukem soustrojí a co nejvíce zvuk tlumila.

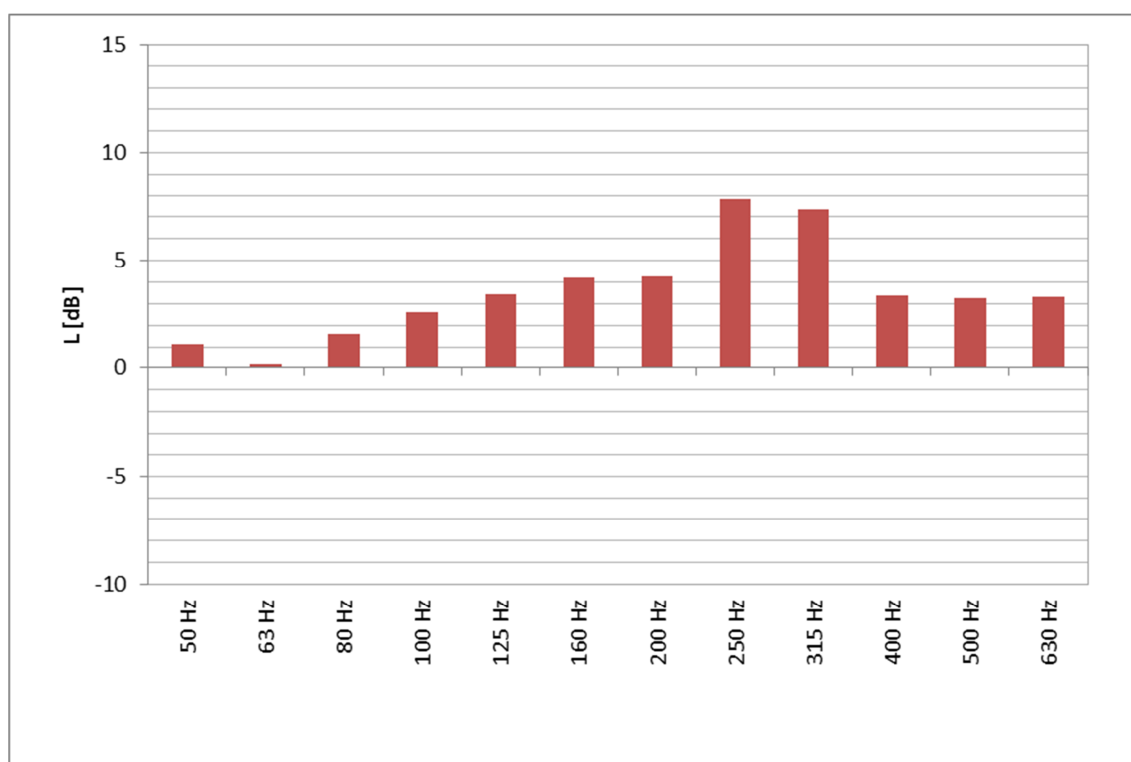
Určitý přehled o chování karoserie dávají následující grafy na obr. 25 a obr. 26. Ty porovnávají rozdíl hladin akustického výkonu kompresoru s krytem a bez krytu. Kladná hodnota znamená, že kryt tlumí, záporná naopak, že instalací krytu dochází k nárůstu hlučnosti.

Na prvním obrázku (obr. 25) jsou uvedeny rozdíly po jednotlivých stěnách kompresoru, na druhém obrázku (obr. 26) je pak dokumentován celkový vliv karoserie na měřený akustický výkon. Z druhého obrázku je zřejmé, že vliv karoserie na celkový výkon je takový, že dochází k útlumu ve všech sledovaných pásmech, byť na nižších frekvencích k velmi malému. To odpovídá prvnímu grafu, kde je patrný nárůst hlučnosti zejména na přední straně kompresoru. To je dáno tím, že tato stěna není plná. Přední stěna se skládá z žaluzií, které zajišťují průchod chladicího vzduchu. Tudíž větracími lamelami může procházet hluk zevnitř ven velice snadno. Další důležitou vlastností přední stěny je to, že samy žaluzie v proudu chladicího vzduchu vibrují (bylo potvrzeno měřením), což je dalším zdrojem hluku.

Ostatní stěny zvuk víceméně tlumí. Nejvíce v pásmu 250 Hz a 315 Hz. Ve vyšších pásmech potom je rozdíl hladin zase nižší.



Obr. 25: Rozdíl hladin akustického výkonu na jednotlivých stěnách – PDP70



Obr. 26: Celkový rozdíl hladin akustického výkonu - PDP70

8.2 Rozbor vlivu jednotlivých stěn šíření hluku

Přední strana

Na přední straně dochází instalací krytu k nárůstu akustického výkonu zejména cca od 200 Hz. Maximum vibrací měřených na této části krytu se objevuje na 80 Hz a 160 Hz; přičemž na frekvenci 80 Hz se nachází dominantní složka vibrací vznikajících činností spalovacího motoru. Příčina tohoto nárůstu tkví patrně v tom, že vibrují nepevně uchycené žaluzie a současně je proud chladicího vzduchu usměrněn do „tunelu“ bočními stěnami a horní stranou karoserie, čímž dochází k nárůstu aerodynamického hluku.

Pravý bok

Na pravém boku je naměřené maximum vibrací na frekvenci 80 Hz, což opět frekvenčně odpovídá vibracím vzniklých chodem motoru. Z porovnání hladin akustického výkonu s karoserií a bez ní vyplývá, že na pravém boku se kryt chová jako poměrně dobré tlumení pro frekvence vyšší než 250 Hz.

Zadní strana

Na zadní stěně kompresoru jsou naměřeny relativně nejmenší amplitudy vibrací v porovnání s ostatními stěnami. Logicky to plyne z toho, že se jedná o nejmenší a nejtuzší stěnu karoserie. Maximum hladiny akustického výkonu bylo změřeno ve frekvenčním pásmu 100 Hz. Zde je třeba mít na paměti, že v bezprostřední blízkosti zadní strany je výfukové potrubí a dno stroje je v tomto místě otevřené a může tak docházet k šíření zvuku i jinou cestou, než kmitáním zmíněné stěny.

Levý bok

Na levém boku dochází k tomu, že měřený výkon se instalací krytu zvýší v pásmu 50 Hz až 80 Hz, což jsou frekvence související s chodem motoru. Rovněž maximum vibrací měřených na této stěně leží v tomto pásmu a amplitudy vibrací jsou na této stěně relativně větší v porovnání s amplitudami na stěnách ostatních. V pásmech nad 80 Hz se pak už kryt chová jako neprůzvučný a naměřená hodnota hladiny akustického výkonu je nižší než v případě bez instalované karoserie.

Horní strana

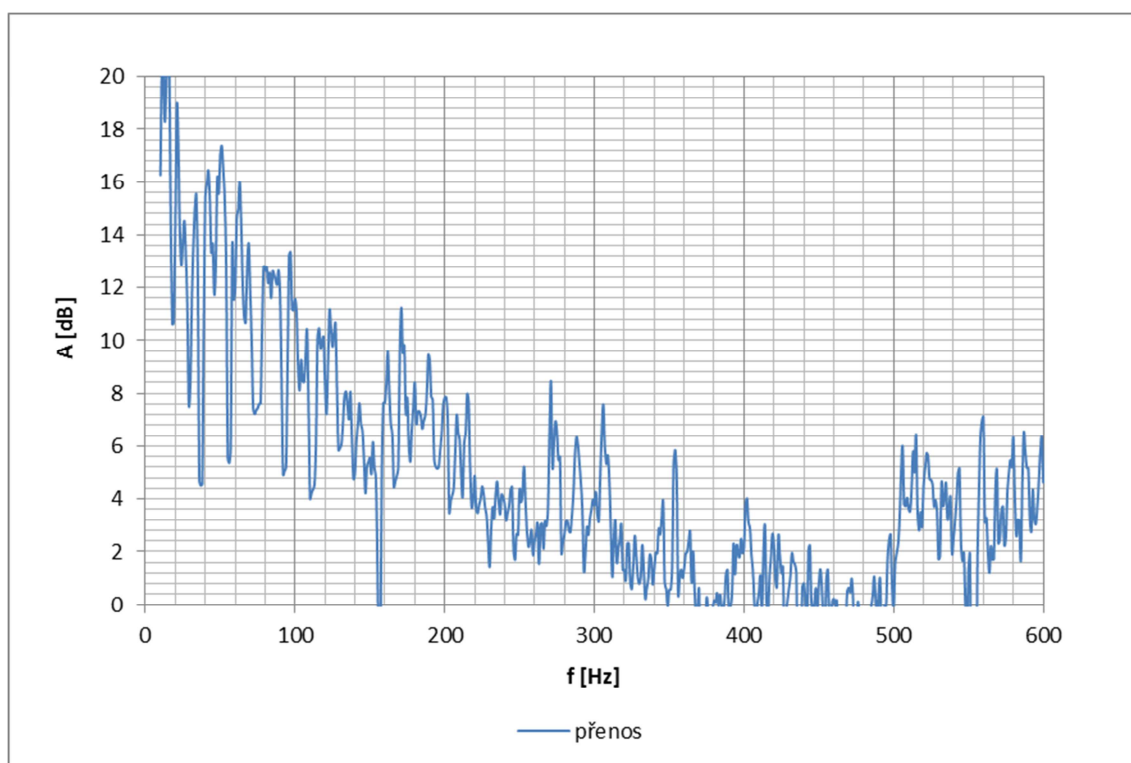
Pokud jde o zhodnocení vlivu horní strany (střechy) karoserie, je potřeba poznamenat, že měření na této stěně bylo z technických důvodů provedeno pouze v menším počtu bodů, proto porovnání nemusí být tak přesné. Navíc je střecha částečně otevřená a ústí zde výfukové potrubí, tj. měření může být tímto značně ovlivněno. Nicméně naměřené hodnoty ukazují, že i na této stěně leží maximum vibrací v pásmu 80 Hz. Dále se ukazuje, že od 250 Hz se i na této stěně kryt chová jak neprůzvučný a jeho instalací se vyzářený výkon ve vyšších frekvenčních pásmech snižuje.

Shrnutí

Provedená měření a porovnání ukazují, že klíčovou oblastí pro omezení hluchosti jsou v případě kompresoru PDP70 frekvenční pásma 80 – 100 Hz, tj. frekvence vznikající činností spalovacího motoru. Jde tedy o to, optimalizovat kryt tak, aby tlumil i tyto frekvence a aby se zároveň co nejvíce omezil přenos vibrací, resp. hluku, ze samotného soustrojí do karoserie právě v těchto problematických frekvenčních pásmech.

8.3 Přenos vibrací ze soustrojí do karoserie – PDP70

Jak je naznačeno výše, vibrace karoserie jsou částečně buzeny hlukem, který se šíří od soustrojí, a částečně přímým přenosem vibrací do konstrukce rámu. Soustrojí je k rámu samozřejmě připevněno pomocí tlumičů vibrací – silentbloků. Pro detailnější popis vibrací byla zkoumána i účinnost těchto tlumičů. Byly měřeny vibrace na obou stranách pryžového tlumiče – na straně buzené soustrojím a na druhé straně, tj. na rámu. Porovnáním spekter rychlosti vibrací na obou stranách lze získat přenos, respektive představu o útlumu daného silentbloku. Účinnost závisí mj. na statickém zatížení, které může být pro všechny čtyři instalované silentbloky obecně různé v závislosti na rozložení hmoty soustrojí. Avšak ze změřeného přenosu plyne, že všechny čtyři tlumiče jsou dostatečně účinné v pásmu cca 10 Hz až 200 Hz, čímž prakticky efektivně pokrývají frekvenční pásmo vibrací, které produkuje samotné soustrojí. Jde zejména o frekvence 37 Hz, 75 Hz, 93 Hz, 112 Hz, 131 Hz a 149 Hz. Detaily ohledně určení významných frekvencí jsou popsány ve zprávě FEL RICE 22190-082-2014. Účinnost tlumičů vibrací dokumentuje frekvenční průběh útlumu na následujícím obr. 27.



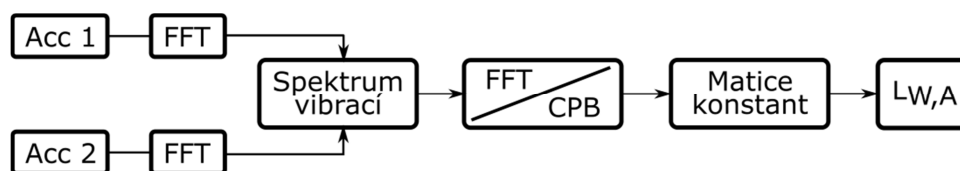
Obr. 27: Příklad útlumu silentbloku S4

Pokud uvažíme, že přenos vibrací z pracujícího soustrojí do rámu stroje je účinně minimalizován použitím silentbloků, je nutné za podstatný uvažovat přenos energie do karoserie vzduchem, tj. že vznikající hluk uvnitř uzavřeného prostoru budí vibrace v nedokonale tuhé karoserii.

8.4 Vztah výkonu a vibrací – PDP70

Pro vyvíjenou řídicí jednotku je potřeba určit vztah mezi měřenými vibracemi a produkovaným hlukem. Jednotka má k dispozici dva analogové vstupy pro měření vibrací, proto je nutné stanovit na soustrojí dva reprezentativní body, které lze vzít za vstupní hodnoty vibrací a dát je do relace s vyzařovaným výkonem. Z tohoto důvodu bylo postupně provedeno měření vibrací v mnoha bodech soustrojí a karoserie a získané výsledky byly porovnány s měřeným akustickým výkonem. Detaily ohledně měření vibrací a určení případných měřicích míst jsou popsány již ve zprávě FEL RICE 22190-082-2014. Rozborem vztahů mezi jednotlivými zdroji hluku a vibrací se postupným zjednodušováním došlo do stavu, kdy je stanoven myšlený zdroj vibrací reprezentovaný spektrem vibrací, které je dáno kombinací měření ve vybraných bodech na stroji. Tento myšlený zdroj je potom vztažen k naměřenému akustickému výkonu celého stroje včetně karoserie. Pokud velikost měřených

vibrací vyjádříme hladinově v decibelech a naměřené hodnoty akustického výkonu máme rovněž vyjádřeny hladinově, můžeme vlastnosti systému považovat za neměnné a vztah mezi vibracemi a akustickým výkonem potom určit pro jednotlivé stěny a pásma pomocí matice aditivních konstant. Princip znázorňuje vývojový diagram na obr. 28.



Obr. 28: Vývojový diagram určení $L_{W,A}$

Vzhledem k tomu, že je možné provádět měření pouze ve dvou bodech (omezení diagnostické jednotky), bylo potřeba počet bodů měření zredukovat ze tří původních bodů na dva stejným způsobem, který je popsán v závěrečné zprávě. Podle očekávání jeden bod zůstal na sestavě motor-šroub (bod M9) a druhý na krytu chladicího ventilátoru (bod M20). Tyto dva body tak umožnily měření vibrací na všech podstatných frekvencích. Jako myšlený zdroj buzení hluku celého stroje byl tedy zvolen součet spekter rychlosti vibrací měřených ve dvou bodech.

Následně bylo potřeba určit vztah mezi vibracemi tohoto myšleného zdroje a hlučností celého stroje včetně karoserie. Byl aplikován stejný přístup jako v předchozích případech popsáných ve zprávě FEL RICE 22190-082-2014, kde se určoval vztah mezi vibracemi dané části a vzniklým hlukem.

Pro každou stěnu byl ve zkoumaném pásmu určen vektor konstant, který určuje vztah mezi hladinou vibrací myšleného zdroje a vybranou stěnou kompresoru. Výsledkem je pak matice konstant pro jednotlivá pásma a jednotlivé stěny kompresoru. Tímto způsobem lze potom určit příspěvky jednotlivých stěn a celkový akustický výkon. Matici konstant pro kompresor PDP70 představuje následující tabulka (Tab. 1).

Pásmo	přední strana	pravý bok	zadní strana	levý bok	horní strana
50 Hz	-6,3	-8,9	-3,7	-9,7	9,6
63 Hz	-2,6	-3,4	0,1	1,0	6,8
80 Hz	-7,2	-5,0	0,1	3,7	0,2
100 Hz	-10,3	-9,6	-12,8	-9,8	-12,2
125 Hz	-8,2	-7,0	-8,7	-9,0	-10,9
160 Hz	-10,1	-10,7	-12,7	-12,9	-14,2
200 Hz	-7,1	-11,9	-9,7	-11,3	-13,3
250 Hz	-9,5	-16,0	-15,4	-15,2	-15,4
315 Hz	-0,6	-6,3	-6,7	-5,6	-6,9
400 Hz	-1,0	-5,5	-8,3	-4,9	-8,2
500 Hz	-10,7	-18,5	-17,6	-18,4	-14,9
630 Hz	-1,8	-9,7	-8,0	-9,8	-7,0

Tab.1: Matice konstant pro určení $L_{W,A}$ kompresoru PDP70

9 Souvislost hluku a vibrací PDP190

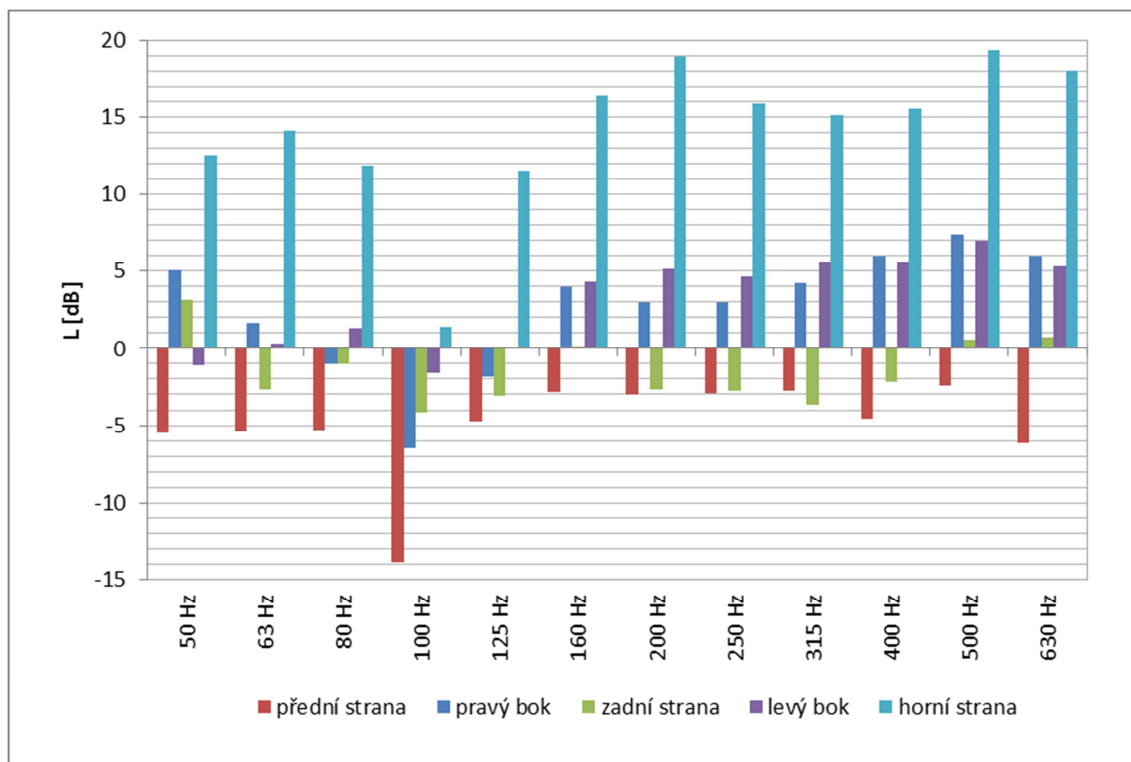
Veškeré poznatky získané při zkoumání souvislosti hluku a vibrací u kompresoru PDP70 byly v maximální možné míře přeneseny na typ PDP190. Nejdříve je však potřeba zmínit některé rozdíly mezi oběma případy.

Zprvé je třeba podotknout, že v případě typu PDP70 se jednalo o produkční kus, tj. vývojově dokončený, zatímco u PDP190 se měřilo na prototypu, který logicky nemusí mít v mnoha ohledech dořešeny nejdrobnější detaily, zejména pokud se jedná o finalizaci výrobku (povrchová úprava, konkrétní řešení montáže výzbroje apod.).

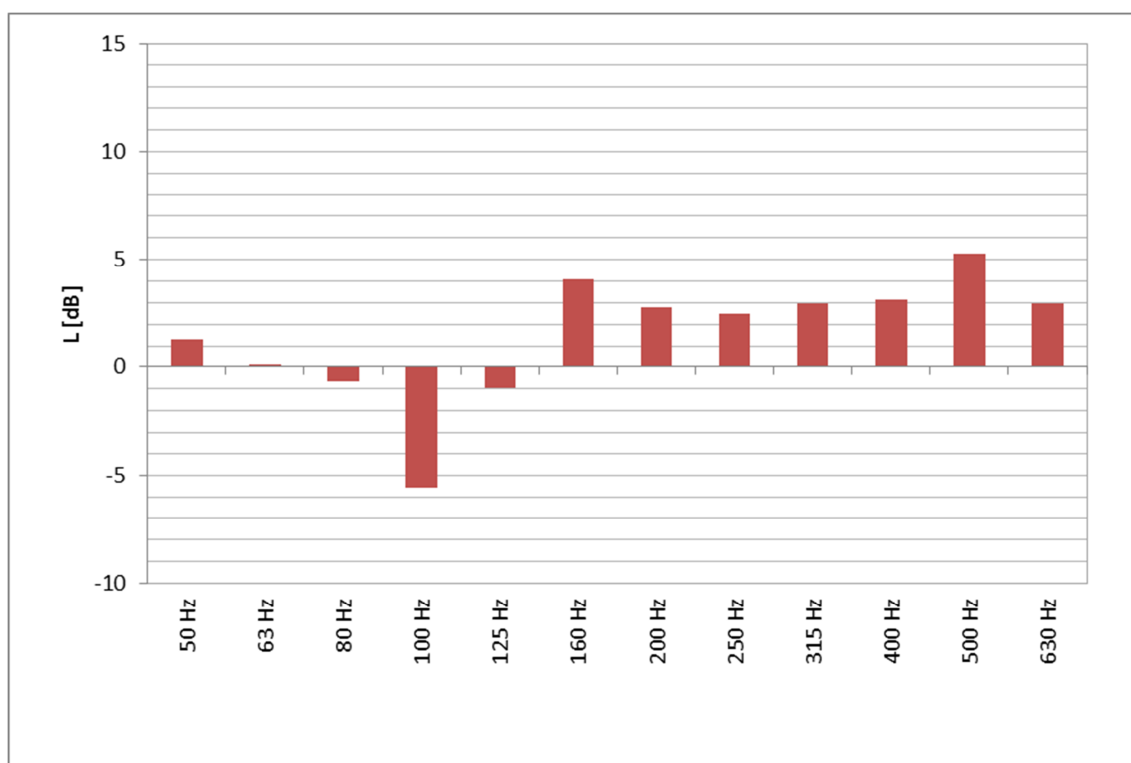
Druhým zásadním rozdílem mezi oběma měřenými typy je provedení vlastní karoserie kompresoru. Karoserie typu PDP 190 je vzhledem ke své velikosti vyrobena z poměrně tenkého plechu, bez žebrování, a během měření nebyl zevnitř karoserie instalován jakýkoliv tlumicí materiál. Jak je patrné z obr. 14 až obr. 17, karoserie prototypu PDP190 je prakticky geometricky symetrická. Levý i pravý bok jsou v podstatě stejné (tři dílce a dvoukřídlá vrata). Stejně přední strana a zadní strana jsou také prakticky stejné (dvoukřídlá vrata s větracími žaluziemi). Střecha je plná, rozdělená na tři dílce. Celá karoserie se tak dá přirovnat k tunelu (pevné boky, střecha a dno), kterým díky perforované přední a zadní stěně proudí chladicí vzduch.

9.1 Rozdíl hladin – PDP190

Stejně jako v případě modelu PDP70 byly nejprve posuzovány vlastnosti karoserie z hlediska potlačení hluku. Opět byl porovnáván akustický výkon pro případ samotného soustrojí a poté s namontovanou karoserií. Porovnání bylo provedeno v jednotlivých pásmech pro každou stěnu zvlášť a dále potom byl pro jednotlivá pásma porovnán celkový akustický výkon stroje. Výsledky jsou patrné z následujících obrázků obr. 29 a obr. 30.



Obr. 29: Rozdíl hladin akustického výkonu na jednotlivých stěnách – PDP190



Obr. 30: Celkový rozdíl hladin akustického výkonu – PDP190

Z uvedených grafů vyplývá, že největší tlumení způsobuje střecha, o něco menší útlum pak vykazují boky. Naopak k nárůstu akustického výkonu v důsledku instalace karoserie dochází na přední i zadní straně. To je dáno tím, že tyto části jsou prakticky otevřené (perforace žaluziemi cca 1:1). Dochází tak k nárůstu aerodynamického hluku, což lze vysledovat z naměřených spekter, neboť nárůst akustického výkonu na těchto stěnách je prakticky širokospektrální, tj. v celém zkoumaném rozsahu 50 - 630 Hz.

K nárůstu akustického výkonu na všech stěnách dochází v pásmech 80 - 125 Hz. To lze vysvětlit zejména tím, že se u modelu PDP190 maxima frekvenčních spekter všech významných zdrojů hluku (motor, kompresor i chladič ventilátor) nachází v pásmu 100 Hz.

9.2 Rozbor vlivu jednotlivých stěn šíření hluku

Přední strana

Jak již bylo uvedeno, měřený akustický výkon na přední straně se instalací karoserie zvýší prakticky ve všech sledovaných frekvenčních pásmech cca o 5 dB. Pouze v pásmu 100 Hz je nárůst akustického výkonu ještě větší.

Pravý bok

Na pravé straně dochází instalací karoserie k útlumu vyzařovaného akustického výkonu ve většině sledovaných frekvenčních pásmech. Pouze v pásmech 80 – 125 Hz vyzařovaný výkon narůstá.

Zadní strana

Zadní strana se z hlediska tlumení hluku chová velice podobně jako stěna přední. Téměř ve všech pásmech dochází k nárůstu vyzařovaného akustického výkonu. Výjimkou jsou pouze nejvyšší zkoumaná pásma 500 Hz a 630 Hz. To si lze vysvětlit tím, že procházející chladicí vzduch má na této straně v cestě chladič, který se pro tyto frekvence bude chovat jako pohltivý. Největší nárůst hladiny vyzařovaného akustického výkonu se objevuje opět v pásmu 100 Hz.

Levý bok

Levá strana karoserie se chová velice podobně jako strana pravá, tj. prakticky ve všech sledovaných pásmech je znatelný pokles akustického výkonu o cca 5 dB. Avšak stejně jako v případě pravého boku se objevuje nárůst v pásmu 100 Hz.

Střecha

Nejvýraznější útlum ze všech částí karoserie vykazuje horní strana (střecha). Útlum dosahuje až 10 dB. Pouze ve frekvenčním pásmu 100 Hz dochází, tak jako v případě ostatních stěn, k nárůstu vyzářeného akustického výkonu.

Shrnutí

Provedená měření a porovnání ukazují na to, že v případě modelu PDP190 je kritické pásmo 100 Hz. V tomto pásmu se setkávají maxima akustického výkonu jednotlivých významných zdrojů zvuku (motor, šroubový kompresor, chladicí ventilátor). Navíc první provedení karoserie prototypu, na kterém bylo provedeno měření, není optimální a v tomto pásmu nedostatečně tlumí, resp. dokonce naopak dochází k nárůstu hlučnosti.

9.3 Vztah výkonu a vibrací – PDP190

Stejně jako pro stroj PDP70 byl i u prototypu určen vztah mezi měřenými vibracemi ve dvou bodech a vyzářeným akustickým výkonem celého stroje včetně karoserie. Mechanismy šíření, postup zjednodušení a výběr bodů je identický jako v případě modelu PDP70 a je blíže popsán právě v části týkající se souvislosti hluku a vibrací PDP70. Na tomto místě je uvedena

již výsledná matice aditivních konstant, která slouží k určení akustického výkonu z měřených vibrací, viz tab. 2.

Pásmo	přední strana	pravý bok	zadní strana	levý bok	horní strana
50 Hz	2,4	-4,3	-0,2	-3,3	-13,5
63 Hz	-9,6	-12,0	-9,7	-14,0	-23,8
80 Hz	-1,5	-1,7	-1,5	-5,3	-16,4
100 Hz	0,8	2,3	0,3	-3,5	-11,6
125 Hz	-10,7	-10,6	-10,5	-14,2	-22,7
160 Hz	-5,3	-7,5	-5,6	-9,4	-16,0
200 Hz	-11,1	-11,6	-10,1	-14,0	-26,2
250 Hz	-2,0	-3,8	-0,6	-6,1	-13,8
315 Hz	-6,2	-8,8	-3,6	-11,0	-15,7
400 Hz	-2,0	-8,3	-2,1	-8,8	-13,5
500 Hz	3,6	-2,3	2,7	-2,5	-9,9
630 Hz	5,3	-2,0	2,4	-2,2	-10,8

Tab.2: Matice konstant pro určení $L_{W,A}$ kompresoru PDP190

10 Závěr

Tato zpráva se zabývá experimentálním a numerickým řešením vibroakustického problému kompresoru PDP70 a prototypu PDP190. V návaznosti na výzkumné zprávy FEL RICE 22190-082-2014 a NTIS-VP3-0011/2014 je v ní proveden popis vytvořených numerických modelů a jejich modifikací. Výsledná spektra rychlosti vibrací získaná pomocí těchto modelů jsou následně porovnávána s hodnotami naměřenými na reálných strojích. Dále se zpráva zabývá stanovením vztahu mezi vibracemi samotného soustrojí a celkovým vyzářeným akustickým výkonem. Veškerá měření, modelování a porovnání byla nejprve provedena na existujícím typu kompresoru PDP70. Získané poznatky byly následně využity při vývoji prototypu nového modelu PDP190.