

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

POUŽITÍ METODY SEA PRO ŘEŠENÍ HLUČNOSTI VÝTAHU
Application of SEA method to the problems of elevator noise

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAROSLAV PROKEŠ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Doc. RNDr. Karel Pellant, CSc.

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav: ÚMTMB

Akademický rok 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

pro: Jaroslav Prokeš

který/ která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Mechatronika**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Použití metody SEA pro řešení hlučnosti výtahu

v anglickém jazyce:

Application of SEA method to the problems of elevator noise

Obtěžování hlukem výtahu je problémem prakticky každého nájemního domu. Pro predikci šíření hluku v budovách jsou vhodné metody vypočítávající střední hodnoty toku energie vibrační metodami statistické energetické analýzy (SEA). Na základě matematického modelování prováděného v rámci systému SEADS bude pro konkrétní budovu prověřena účinnost protihlukových úprav v jednom celém patru (pryžové podložky motoru výtahu, zvýšení pohltivosti stěn strojovny výtahu a snížení průzvučnosti chodbových dveří) na hodnoty hluku a okolních obytných místnostech.

1. Princip a algoritmus statistické energetické analýzy (SEA).
2. Vytvoření modelu a jeho subsystémů.
3. Základní energetické vztahy modelu, vztahy pro toky výkonů mezi subsystémy.
4. Analýza hluku od pohonu výtahu v domě Kotlářská 47.
5. Zjištění hladin hluku v okolních prostorech uvnitř domu Kotlářská 47 pomocí modelování.

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením mého vedoucího bakalářské práce doc. RNDr. Karla Pellanta CSc a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Brně dne 17.10. 2008

.....
Jaroslav Prokeš

Poděkování

Děkuji vedoucímu své bakalářské práce panu doc. RNDr. Karlu Pellantovi za cenné rady, věcné připomínky a také za trpělivost, kterou projevoval v průběhu vzniku této práce. Rád bych také poděkoval své rodině za maximální podporu po celou dobu studia.

Obsah

| | |
|---|-----------|
| Úvod | 6 |
| 1. Problém a jeho řešení | 7 |
| 2. Metody řešení | 9 |
| 2.1 Metoda MKP a MHP | 9 |
| 2.2 Metoda Statistické energetické analýzy (SEA) | 9 |
| 3. Metoda SEA | 9 |
| 3.1 Postup řešení metodou SEA | 12 |
| 3.1.2 Pojem “ Vazba mezi subsystémy “ | 12 |
| 3.1.3 Odchylka odezvy | 12 |
| 3.1.4 Pojem “ Vnější buzení “ | 12 |
| 3.1.5 Výpočet | 13 |
| 3.1.6 Počet modů a jejich vlastnosti | 13 |
| 3.1.7 Určení faktoru tlumení | 14 |
| 3.1.8 Určení vstupního výkonu vnějšího buzení | 14 |
| 3.1.9 Výpočet odezvy | 15 |
| 3.1.10 Převod vypočtených energií subsystémů na jiné veličiny | 15 |
| 4. Simulace v programu SEADS | 16 |
| 4.1 Tvorba modelu | 17 |
| 4.2 Model v programu SEADS | 18 |
| 4.3 Model rámu motoru výtahu | 18 |
| 4.4 Zavedení izolačních materiálů | 19 |
| 5. Závěr | 22 |
| Použitá literatura | 23 |

Úvod

Lidský sluchový orgán je citlivé ,užitečné,ale zároveň i velmi křehké zařízení..Jako jeden z mála lidských orgánů není dostatečně chráněn.Každý den přicházíme do styku s prostředím, které může být pro náš sluchový orgán velmi nebezpečné.

Každé prostředí vytváří zvukové vlny, které přes sluchový orgán vysílá impulsy do mozku. Ten je následně zpracovává a vyhodnocuje. Pobyt v hlučném prostředí bývá nejen bolestivý,ale při delším pobytu v takovém prostředí může vést k trvalému poškození sluchu.V praxi nejčastěji používáme ochranné pomůcky (helmy ,sluchátka,..).

Existuje mnoho metod ,které dokáží dopředu určit úroveň hlučnosti prostředí a s jejich pomocí můžeme nepříjemné prostředí omezit.

Jedním ze zdrojů hluku může být i výtah v nájemním domě.Při používání výtahu se bohužel neubráníme výskytu akustických vln ,které jsou ve většině případů nepříjemné a znemožňují lidem klidné bydlení .Při výstavbě nového nájemního domu je již kladen důraz na snížení hlučnosti výtahu.V případě staršího objektu existují metody ,které hlučnost výtahu dokáží snížit na úroveň ,kdy již není obtěžující.Nejčastější metody jsou izolační materiály.

Abychom si mohli před instalací takového materiálu vyzkoušet jeho funkčnost, jsou zde metody ,které dokáží nasimulovat jejich použití.

Nejběžnější metody se kterými se můžeme v praxi setkat jsou:

1. Metoda konečných prvků (MKP)
2. Metoda hraničních prvků (MHP)
3. Metoda statistické energetické analýzy (SEA)

Z důvodu velké modální hustoty a pro oblast vysokých frekvencí je vhodná právě SEA, která se v současné době běžně používá při vývoji větších strojních zařízení. Pro řešení problému hlučnosti výtahu a možnost předpovědět účinnost izolačních materiálů budeme používat právě Statistickou metodu.

Způsob řešení

V této práci budeme konkrétně používat metodu SEA (Statistická Energetická Analýza).

Při použití této metody, je potřeba do výpočtového modelu zadat parametry jednotlivých subsystémů a vazeb mezi nimi, nejdůležitější z těchto parametrů jsou následující:

- Faktory ztrát vazeb
- Faktory ztrát tlumení
- Modální hustoty

Tyto parametry je možné vypočítat počítačovými programy jako jsou např. Auto SEA, SEADS a další, které je počítají pomocí analytických vztahů, na základě typu subsystémů, geometrie a materiálových charakteristik, ale pro tvarově a materiálově komplikovanější subsystémy a vazby není možné použít pouze analytické vztahy, ale je třeba tyto parametry stanovit pomocí numerických nebo experimentálních metod.

Parametry modelu SEA jsou založeny na materiálových vlastnostech a geometrii systému. To umožňuje vytvářet a vyvíjet model struktury podle konstrukčních požadavků a získat tak kvantitativní předpověď změny odezvy při změně konstrukčních parametrů.

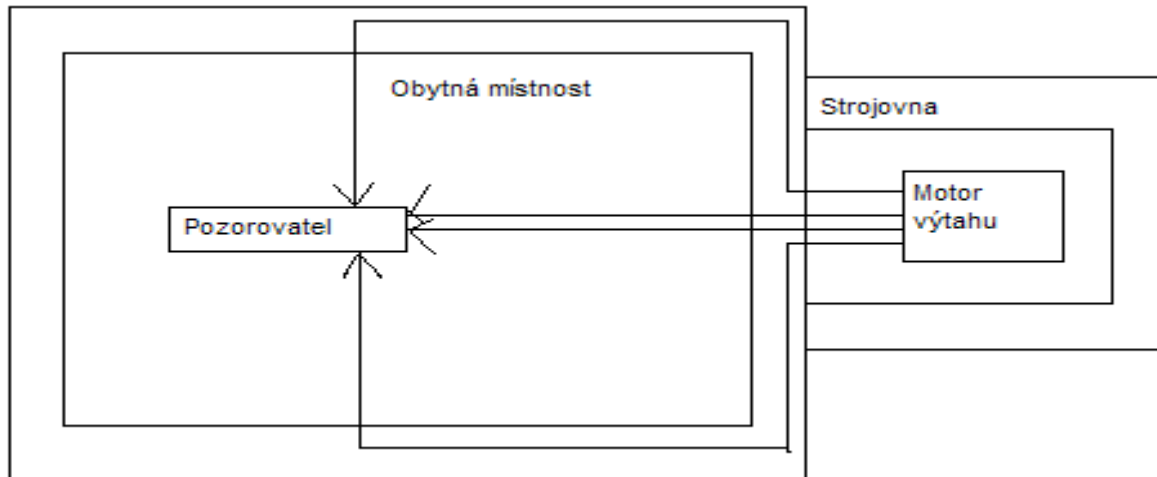
1. Problém a jeho řešení

Cílem této práce je simulace a následná možná opatření k zamezení výskytu hlučného prostředí. Konkrétním místem pro simulaci je výtah v nájemním domě na ulici Kotlářská 47 v Brně. Z důvodu nesouměrnosti sousedících místností, v našem případě obytná místnost a strojovna výtahu, je vhodné použití právě metody SEA.

Jednou z částí, které se budu věnovat v této práci v další části, je simulace zadaných parametrů v programu Seads. Program Seads se používá na ústavu mechaniky těles již od roku 2000 právě pro vysokofrekvenční analýzu hluku. Program umožňuje nejen simulaci šíření vln ze strojovny do okolních prostor, ale je možné v něm nasimulovat případné použití izolačních materiálů. Schopnost elegantně a jednoduše začlenit do výpočtu

materiály sloužící k zamezení šíření hluku zvyšuje možnost použití tohoto programu před konkurenčními programy.

Na následujícím obrázku je jednoduše znázorněn zdroj hluku ,v našem případě motor výtahu a možné způsoby šíření hluku.Jak je z obrázku vidět ,hluk se šíří nejen přímo přes sousedící stěnu ,ale díky akustice prostředí se vlny šíří i do nepřímo sousedících stěn.



Obr. 1.1 Možné způsoby šíření hluku ze strojovny do obytné místnosti

Z hlediska posouzení zvukové izolace místnosti pozorovatele proti místnosti strojovny je určujícím parametrem hodnota hlukové redukce R dané vztahem:

$$R = 20 \log_{10} \left(\frac{P_{zdroj}}{P_{pozorovatel}} \right) \quad (1.1)$$

kde $p_{pozorovatel}$ a p_{zdroj} jsou hodnoty akustických tlaků v místnosti

Cíl práce

Naměření hodnot hluku (ve strojovně i v sousedící obytné místnosti)
 Porovnání naměřených a nasimulovaných hodnot v programu SEADS
 Simulace změn úrovně hluku za použití izolačních materiálů

2. Metody řešení

2.1 Metoda MKP a MHP

Tyto metody se používají v oblasti nízkofrekvenční oblasti přibližně do hodnoty 500 Hz. Metoda konečných prvků (MKP) i Metoda hraničních prvků (MHP) jsou metody, které jsou závislé na počtu prvků na které je rozdělíme. Čím více prvků, tím přesnějších hodnot dosáhneme. Obě metody ke svým výpočtům používají diferenciální rovnice II. řádu. Nevýhoda a bohužel nepoužitelnost těchto metod je dána velkou časovou náročností právě se zvýšeným počtem prvků a náročností na hardware počítače. Chtěl bych zdůraznit, že obě výše jmenované metody jsou pro úlohu méně vhodné z důvodu velikosti měřeného objektu.

2.2 Metoda Statistické energetické analýzy (SEA)

Z důvodů citlivosti rezonančních křivek a tvaru kmitů na malé změny v geometrii, konstrukci a materiálu je vhodnější použít Statistickou energetickou analýzu. Vzhledem k použití této metody pro tuto práci bych se chtěl v další kapitole více věnovat metodě SEA.

3. Metoda SEA

SEA jako metoda vznikla na počátku šedesátých let a byla poprvé aplikována v oblasti konstrukce kosmických lodí a postupně se její aplikace rozšířila do jiných oblastí jako analýza vibrací a hluku v budovách, v automobilech, v námořních lodích, v letadlech, ve vlacích a v mnoha dalších strojních konstrukcích.

“Statistická” znamená, že analyzovaný systém je popsán na základě analogie se statistickými hodnotami sledovaných veličin podobných subsystémů, pro které rozložení sledovaných dynamických parametrů je známé. “Energetická” zdůrazňuje, že primární proměnou je energie. “Analýza” znamená podle [1], že jde spíše o obecnou aproximaci než o jednotlivou techniku.

Metoda SEA počítá nejčastěji se dvěma možnými parametry a to :

- **Subsystém** (skupina stejných dynamických modů) je část systému, která může být považována jako fyzikální prvek systému, nebo také jako skupina obsahující “*stejně mody*”. Aby mohl subsystém být modelován, jeho mody musí mít tu vlastnost, že kmitají naprosto nezávisle na modech ostatních subsystémů. Interakce mezi subsystémy jsou přitom popsány statisticky, tj. střední hodnotou a rozptyly.

- **Mody** jsou dynamické stavy systému na modálních (vlastních) frekvencích tj. frekvencích při kterých v daném systému může vznikat stojaté kmitání. Podobné mody jsou identifikovány jako takové, které mají stejný charakter kmitů (podélné, ohybové, torzní, akustické a pod.) a mají rezonanční frekvence v podobném daném frekvenčním pásmu. To vede k tomu, že pro podobné mody by mělo být dodrženo analogické hodnoty geometrie struktur, tlumení, buzení a parametrů vazby. Ve studovaném frekvenčním pásmu by tato analogie přitom měla být splněna pro celou skupinu modů.

Hlavní výhodou metody SEA spočívá ve výrazné redukci počtu stupňů volnosti, oproti ostatním metodám a tím i možnost výrazně snížit čas potřebný k výpočtu. Protože model SEA obsahuje informace o rovnováze výkonů, může být použit pro sledování toků energie skrze jednotlivé subsystémy. Můžeme tak najít důležité toky energie skrz jednotlivé subsystémy.

Základní vlastnosti a charakteristiky metody SEA jsou:

- vhodné použití pro oblast vysokých frekvencí
- řešení je nalézáno na základě statické analýzy hladin energií rezonančních módů
- interakce mezi subsystémy jsou popsány statisticky.
- pracuje s malým počtem stupňů volnosti.
- přesnost vzrůstá s frekvencí buzení.

Výhody metody SEA:

- potřebuje jen nízký počet globálních parametrů.
- řešení se hledá na bázi algebraických rovnic.
- v některých případech se dá úloha řešit i bez použití PC.
- poskytuje velmi rychlé, jednoduché, intuitivní, inženýrsky orientované odpovědi.
- lze vyhodnotit rozložení energie mezi subsystémy.
- je možné sledovat kritické přenosové cesty.
- umožňuje identifikovat hlavní zdroje buzení.
- poskytuje kvantitativní odhady odezvy už v koncepční fázi návrhu konstrukce.

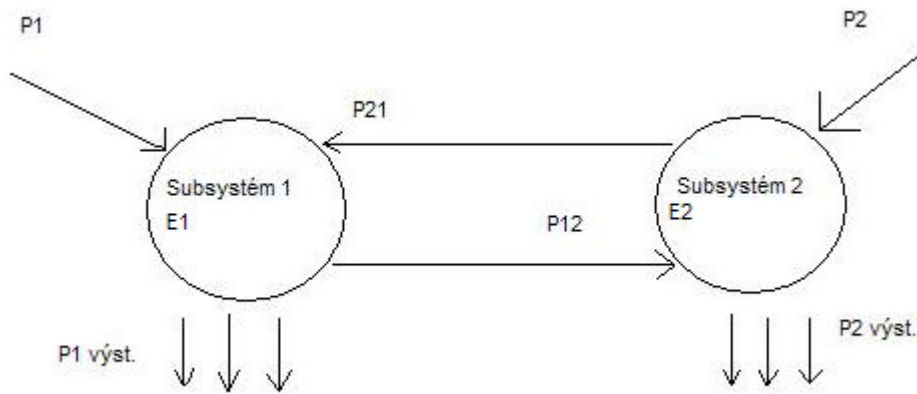
Nevýhody metody SEA:

- není možné obdržet přesnou odezvu v daném místě a při dané frekvenci.
- nutnost použití základních předpokladů-konzervativní vazby, silné vazby.
- dává pouze globální výsledky.
- pro úzká frekvenční pásma jsou velké rozptyly hodnot.
- dává nekonzervativní odhady pro řetězec podobných systémů
- značná citlivost výsledků na případné chyby v hodnotách vazeb

Princip SEA spočívá v rozdělení na subsystémy a analyzování energie, která je uvnitř každého. Průměrný tok výkonu mezi dvěma spojenými skupinami dynamických módů je úměrný rozdílu průměrných modálních energií. To umožňuje analyzovat dynamickou odezvu systému, tato odezva je přitom v určitém frekvenčním pásmu složena z mnoha rezonančních módů. Rozdělením těchto módů do skupin (subsystémů) je přitom sledována výkonová bilance:

$$P_{vs} = P_{vys} + P_{přenášena} \quad (3.1)$$

Kde P_{vs} , P_{vys} jsou vstupní a výstupní výkon do a ze subsystému.



Obr. 3.1 Model SEA se dvěma subsystemy

Na obrázku je znázorněn velmi jednoduchý model SEA a působící výkony P1 a P2. Výkon P1,2 vtéká do subsystemu buď z jiného subsystemu ,nebo z vnějšího budícího zdroje. Pro tento jednoduchý subsystem platí :

$$P1_{vs} = P1_{výst} + P1_{přenášená} \quad (3.2)$$

$$P2_{vs} = P2_{výst} + P2_{přenášená} \quad (3.3)$$

Kde výstupní výkon subsystemu 1 je :

$$P1_{výst.} = 2 \pi f \eta_1 E_1 \quad (3.4)$$

E – energie v jednotlivých subsystemech při budící frekvenci f.
 η - faktor tlumení

Výkon ,který se přenáší mezi jednotlivými subsystemy lze charakterizovat vztahem :

$$P1,2 = 2\pi\Delta f\beta_{1,2}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) = 2\pi f(\eta_{1,2} E_1 - \eta_{2,1} E_2) \quad (3.5)$$

ε - energie na mod ve frekvenčním pásmu ΔF a je dána vztahem :

$$\varepsilon = \frac{E}{N} = E \frac{\delta \bar{f}}{\Delta F} , \text{ kde} \quad (3.6)$$

N – počet modů v pásmu ΔF

$\delta \bar{f}$ - přibližný frekvenční odstup modálních frekvencí

3.1 Postup řešení metodou SEA

1. Začátek
2. Tvorba modelu
3. Výpočet
4. Závěr

3.1.1 Tvorba modelu

- Systém rozdělíme na subsystémy se stejnými parametry
- Určíme fyzikální vazby, které působí vzájemně mezi sebou
- Určení vnějšího buzení

Model SEA je založen na výpočtu toku dynamické energie mezi skupinami vlastních módů. Komplexní systém je modelován jako množina spojených skupin módů subsystémů v základních fyzikálních částech konstrukce a studovaných akustických prostorech. Skupiny módů a jejich interakce jsou popsány statisticky. Každý subsystém je označen určitou hodnotou energie. Tedy počet stupňů volnosti modelu SEA odpovídá počtu subsystémů (celá skupina módů má tedy jeden stupeň volnosti). Model je pak popsán soustavou simultánních lineárních rovnic, které mohou být řešeny metodami maticové algebry.

3.1.2 Pojem “ Vazba mezi subsystémy “

Jednotlivé skupiny módů jsou spolu vzájemně spojeny vazbami, které jsou v modelu SEA definovány pomocí faktoru ztráty vazby. Tato veličina reprezentuje přenos energie z jednoho subsystému do druhého.

Potřebné parametry pro výpočet faktoru ztráty vazby jsou:

- velikost a orientace vazby.
- impedance (nebo mobilita) subsystému v místě vazby.
- průměrní frekvenční odstup mezi rezonančními mody spojených subsystémů.

3.1.3 Odchylka odezvy

Statistické metody počítají střední hodnotu energie rozložené v modelu pomocí středních hodnot parametrů subsystémů. Tato průměrná hodnota může být interpretována jako očekávaná hodnota odezvy v systému, průměrkovaná přes frekvenci. Známe-li odchylky parametrů subsystémů můžeme určit odchylky energií jednotlivých subsystémů

3.1.4 Pojem “ Vnější buzení “

Vnější buzení dodává výkon do subsystémů díky rezonanční odezvě módů.

Typy vnějšího buzení v SEA jsou:

- síla.
- tlak.
- pohyb

Velikost vstupního výkonu přes frekvenční pásmu obsahující několik modů, je nezávislá na velikosti vnitřního tlumení. Vstupní výkon je úměrný frekvenčně průměrkované hodnotě reálné části odezvové funkce systému (jako je mobilita nebo akustická impedance).

Pro určení velikost vstupního výkonu postupujeme takto:

1. určíme skupinu modů součásti buzenou z vnějšího zdroje.
2. odhadneme velikost vnějšího zdroje.
3. vypočteme velikost vstupního výkonu pomocí frekvenčně odezvové funkce.

Parametry subsystému potřebné pro určení frekvenčně odezvové funkce jsou:

- průměrný frekvenční odstup mezi rezonančními mody.
- průměrná modální hmotnost.
- lokální setrvačnost v bodě buzení.

3.1.5 Výpočet

Výpočet modelu pomocí SEA je založen hlavně na struktuře materiálu a geometrii jednotlivých prvků systému. Takto jsme schopni vytvořit model dle konstrukčních specifikací. Získáme tak přibližně změnu odezvy systému při změně konstrukčních parametrů. V případě řešení úloh stavební akustiky za základní fyzikální části považujeme idealizované elementy jako jsou např. tyče, desky, stěny, potrubí a akustické prostory.

Pro každý subsystém je nutno definovat:

1. počet modů a jejich vlastnosti.
2. faktor tlumení.
3. vstupní výkon z vnějšího buzení

3.1.6 Počet modů a jejich vlastnosti

Počet modů závisí na množství rezonančních modů, které mohou přijímat a uchovávat energii v subsystému. Počet modů můžeme vyjádřit jednou z následujících forem:

- Počet modů N_i v daném frekvenčním pásmu.
 - Modální hustotou
 - Frekvenční vzdáleností rezonančních modů

Počet modů je také možné určit pomocí teoretických vztahů, experimentálně nebo pomocí numerických metod. Teoretický výpočet počtu modů je založen na kombinaci geometrické informace o dovolených tvarech kmitů subsystému a volných tvarech kmitů.

3.1.7 Určení faktoru tlumení

Faktor tlumení je mírou disipace energie v subsystému, tedy přeměny mechanické energie na jiné formy energie (hlavně tepelnou). Tento děj je nevratný. Mezi vstupním výkonem P_{vs} do subsystému, disipativním výkonem P_{dis} a celkovou energií subsystému E při frekvenci f platí vztah (3.7):

$$P_{vs} = P_{dis} = 2\pi f \eta E \quad (3.7)$$

Součin $2\pi\eta$ udává poměr disipované energie za jednu periodu kmitání k celkové energii v subsystému.

K ztrátě energie dochází v důsledku:

- materiálového (strukturálního) tlumení.
- tlumení na hranicích mezi subsystémy.

Faktor tlumení můžeme určit pomocí analytických vztahů, experimentálně nebo pomocí numerických metod. Je nutno také říci, že tlumící mechanismy jsou obvykle poměrně komplikované a nelineární, a tedy většina výpočtových modelů a měřících metod je přibližná s přesností ne větší než 20 %. Naštěstí tato přesnost je dostatečně velká na to, aby chyba v odezvě subsystému byla v toleranci 1 dB.

3.1.8 Určení vstupního výkonu vnějšího buzení

Vnější buzení dodává výkon do buzených subsystémů prostřednictvím rezonanční odezvy modů. Vstupní výkon může být určen nezávisle pomocí analytických metod nebo experimentálně a vložen do SEA modelu jako předepsaná veličina (jako síla nebo rychlost) v určitých místech systému, alternativně je možné tyto parametry určit přímo v SEA na základě výpočtů pomocí SEA parametrů. Tento postup je popsán dále.

Buzení v bodě struktury:

Výkon vstupující do strukturálního subsystému buzením v bodě je roven časově průměrkovanému součinu síly F a rychlosti v .

$$P_{vs} = \langle Fv \rangle \quad (3.8)$$

Akustické prostor:

Vstupní výkon do akustického prostoru z bodového zdroje je roven časově průměrkovanému součinu objemové rychlosti U a tlaku p .

$$P_{vs} = \langle Up \rangle \quad (3.9)$$

Prostorové rozložené buzení:

Když je buzení prostorově rozloženo, závisí vstupní výkon na vzájemném prostorovém rozložení tohoto buzení a tvarů kmitů odezvy subsystému v uvažovaném frekvenčním pásmu. V tomto případě je vhodné vypočítat vstupní výkon, jako výkon přenášený mezi dvěma

subsystémy, za použití faktoru ztráty vazby. Například, v případě akustického prostoru buzeného jednou jeho vibrující stěnou je vhodnější modelovat tuto vibrující stěnu jako desku a použít vstupní výkon dodávaný do desky, než počítat vstupní výkon do samotného akustického prostoru. Za předpokladu, že modální energie akustického prostoru ϵ_a je mnohem menší než modální energie vibrujícího povrchu ϵ_p , můžeme pro vstupní výkon do akustického prostoru použít zjednodušený vztah dle [4].

$$P_{vs} = \rho_a c_a A_p \sigma_{rad} \langle v_p^2 \rangle \quad (3.10)$$

Kde jsou:

$\rho_a c_a$ - akustická impedance.

A_p - obsah vyzařující povrchu.

σ_{rad} - účinnost vyzařování.

$\langle v_p^2 \rangle$ - prostorově průměrkovaná střední kvadratická rychlost vibrujícího povrchu.

3.1.9 Výpočet odezvy

Poté, co určíme všechny parametry modelu SEA, tedy počet modů, faktor tlumení, faktor ztráty vazby a vstupní výkon, můžeme přistoupit k řešení rozložení energie v jednotlivých subsystémech modelu. Primární proměnou modelu SEA je průměrná modální energie. Vibrace a akustická odezva (jako např. zrychlení a tlak) jsou následně z této modální energie odvozeny.

3.1.10 Převod vypočtených energií subsystémů na jiné veličiny

Ačkoli primární veličinou v modelu SEA je modální energie, obvykle prakticky používáme pro hodnocení dynamické odezvy systému jiné veličiny, jako je rychlost nebo hladina akustického tlaku. Proto je potřeba provádět převod příslušných vypočtených energií na jiné veličiny.

Jednotlivé transformační vztahy pak jsou dle [2]:

Hladina rychlosti subsystému

$$L_v = L_E + 10 \log\left(\frac{1}{m}\right) + 10 \log\left(\frac{E_{ref}}{v_{ref}^2}\right) \quad (3.11)$$

Kde jsou:

L_E - hladina celkové energie v subsystému.

m - hmotnost subsystému.

E_{ref} - referenční hodnota celkové energie subsystému.

v_{ref} - referenční hodnota rychlosti subsystému, obvykle 10^{-9} ms^{-1} .

Hodnota 1 označuje použití jednotkové velikosti příslušné proměnné.

Hladina akustického tlaku subsystému

$$L_p = L_E + 10 \log\left(\frac{m^3}{V}\right) + 25 \quad [\text{dB re } 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}] \quad (3.12)$$

Kde V je objem akustického prostoru.

Hladina zrychlení subsystému

$$L_a = L_v + 20 \log\left(\frac{f}{1}\right) + 20 \log\left(\frac{v_{ref} 1}{a_{ref}}\right) + 16 \quad [\text{dB re } a_{ref}] \quad (3.13)$$

Kde a_{ref} je referenční hladina zrychlení subsystému obvykle 10^{-6} ms^{-2} .

Hladina deformací subsystému

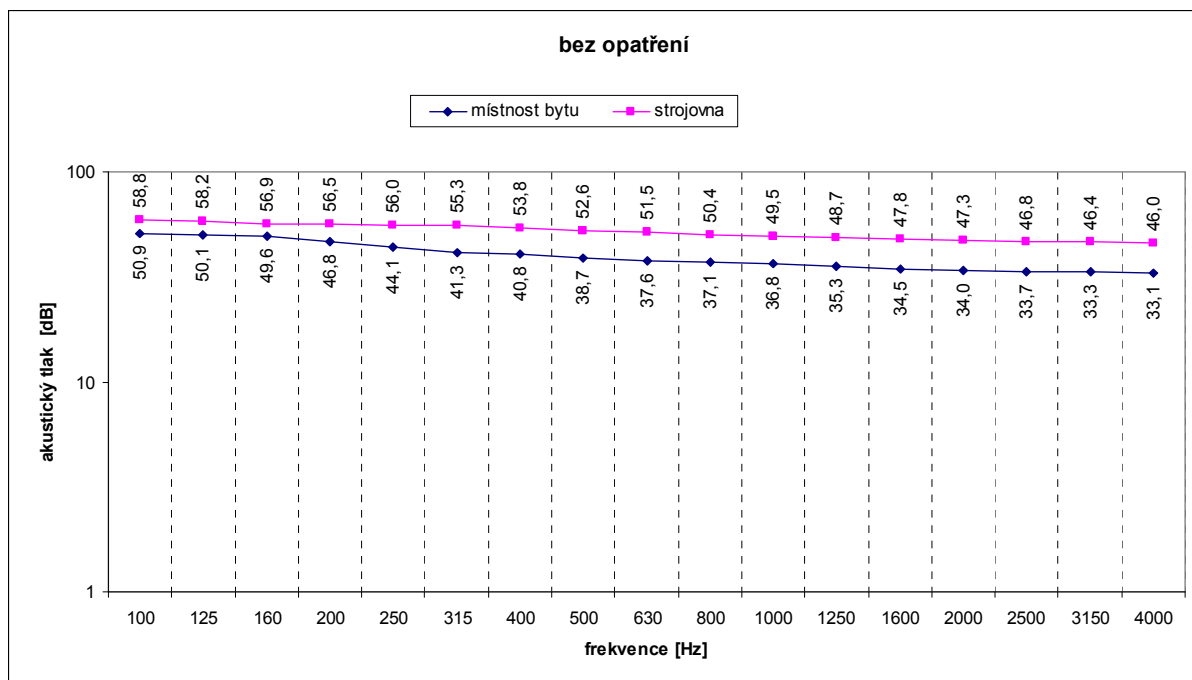
$$L_d = L_v - 20 \log\left(\frac{f}{1}\right) - 20 \log\left(\frac{d_{ref} 1}{v_{ref}}\right) - 16 \quad [\text{dB re } d_{ref}] \quad (3.14)$$

Kde d_{ref} je referenční hladina deformací subsystému obvykle 10^{-12} m .

4. Simulace v programu SEADS

Samotné měření v prostorách domu na ulici Kotlářská 47 se bohužel nemohlo uskutečnit z důvodu dlouhodobého nefunkčního stavu zvukoměru. Po důkladném prokonzultování s panem doc. Pellantem, který je garantem této práce, mi bylo dovoleno použít hodnoty, které naměřil pan Rodolfo Choque Yahuasi při realizaci obdobné práce. Z důvodu neuvedení přesného data měření jsem zjistil pouze, že hodnoty byly naměřeny v roce 2006.

Měření proběhlo přímo v objektu obytného domu na ulici Kotlářská 47 v Brně. K měření byl použit analyzátor zvuku od firmy Bruel & Kjaer typ 2260 výrobní číslo 231698, program BZ 7210 třída přesnosti 1. Dále pak mikrofon BK 4189 výrobní číslo 2330873, kalibrátor QC20 výrobní číslo OF2080001 třída přesnosti 1. Měřicí aparatura byla vždy před a po měření kalibrována. Mikrofon byl umístěn doprostřed každé místnosti ve výšce 1,2m nad podlahou. Osa mikrofonu směřovala svisle vzhůru. Při měření byla dodržena minimální vzdálenost mikrofonu 1m od odrazivých ploch. Informace týkající se teploty v místnosti a vlhkosti vzduchu nebyly uvedeny. V době měření byly dveře obytné místnosti i strojovny uzavřeny a výtah uveden do provozu. Na grafu 4.1 jsou vidět hodnoty naměřené pomocí výše zmiňovaného zvukoměru. Všechny výstupní hodnoty byly programem SEADS zobrazeny v 1/3 oktávových pásmech s maximální frekvencí 4000Hz. Veškeré parametry v programu byly zadány za pomoci [4]. Další parametry zadané do programu SEADS byly materiálové vlastnosti konkrétně tvrdá pryž $E=2,2 \times 10^{10} \text{ Pa}$, hustota $\rho=1100 \text{ kg/m}^3$, beton $E=2,2 \times 10^{10} \text{ Pa}$, hustota $\rho=2400 \text{ kg/m}^3$ pro průmyslový koberec $E=2,2 \times 10^{10} \text{ Pa}$, hustota 270 kg/m^3 . Pro akustický prostor jsem zadával tyto hodnoty vzduch $c=340 \text{ m/s}$, hustota $\rho=1,2 \text{ kg/m}^3$.

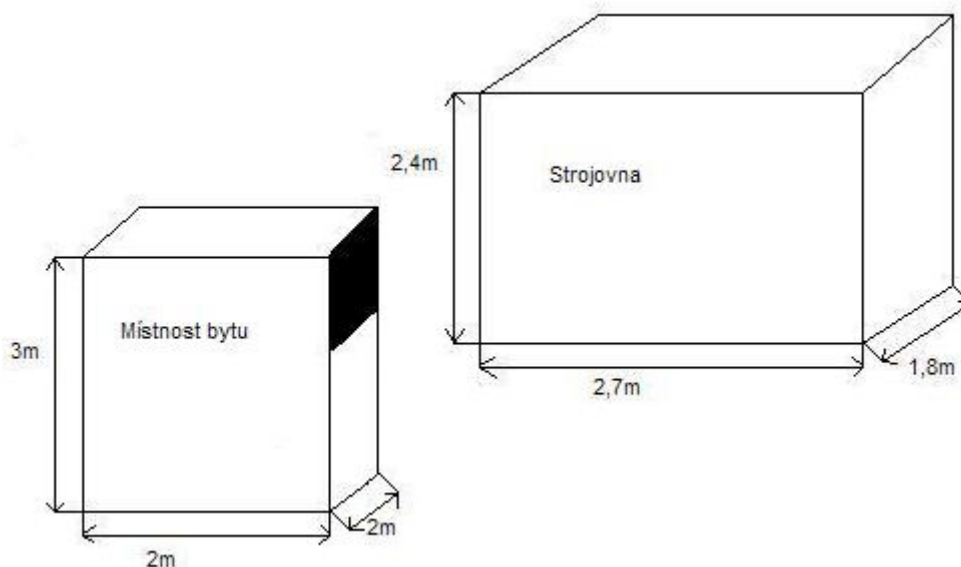


Graf 4.1 Naměřené hodnoty v prostorách obou místností

Další fáze spočívala ve vytvoření modelu v programu SEADS.

4.1 Tvorba modelu

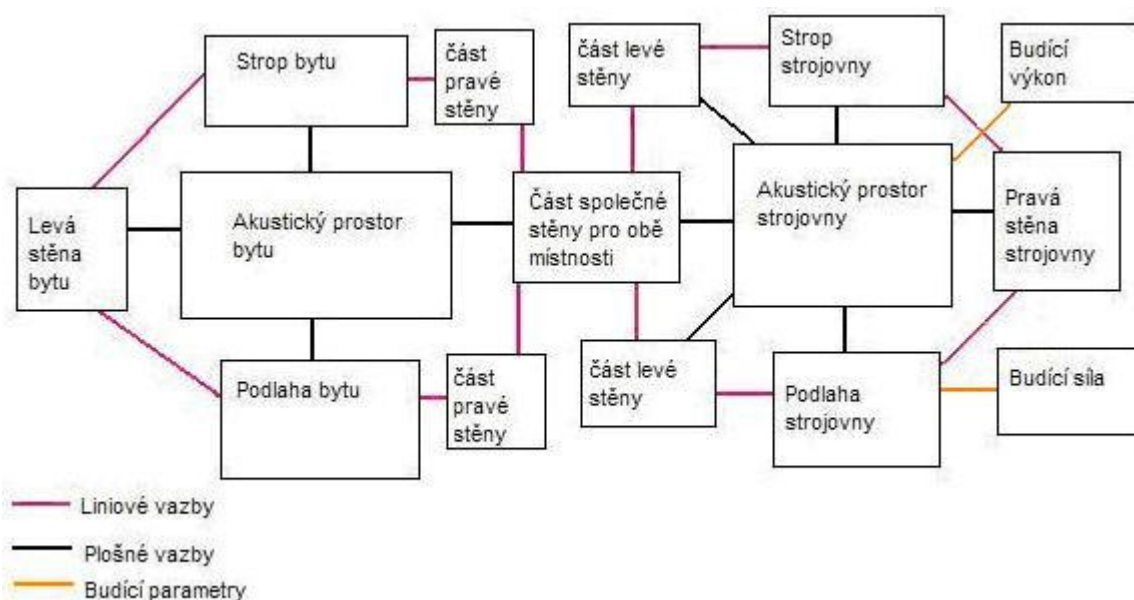
Pro zadání vstupních parametrů bylo nejdříve nutné znát rozměry a vzájemnou polohu obou měřených místností. Na obrázku 4.1 jsou nakresleny obě místnosti. Díky charakteristice domu a uspořádání vnitřních prostor je místnost strojovny postavena výše o 1,2m vůči místnosti bytu. Společná plocha přes kterou byl přímo šířen hluk byla 1,2m x 1,8m.



Obr.4.1 Rozměry obou místností s vyznačenou společnou plochou

4.2 Model v programu SEADS

Do programu bylo třeba vložit údaje tak, aby co nejlépe odpovídaly skutečným údajům. Bylo třeba vložit akustické prostory, rozměry a materiál jednotlivých stěn, a hlavně zadat správné hodnoty zdroje hluku. Tímto zdrojem byl motor výtahu ve strojovně. Bylo třeba zadat sílu, kterou působil motor a jeho výkon. Do programu SEADS jsem zadal 2,5 kW, jedná se o hodnotu akustického výkonu, který byl uveden na štítku od výrobce. U druhého parametru, síly, jsem vycházel z hmotnosti kabiny 100kg a pro model jsem použil zaokrouhlenou hodnotu 1000N. Obě hodnoty jsem po dobu výpočtu neměnil a jsou pro všechny frekvenční pásma stejné. Při modelování místností bylo třeba určit jaké typy vazeb jsou vzájemně mezi sebou. Záleželo vždy na charakteru dané části modelu. Plošné vazby byly všechny stěny spojené s jednotlivými akustickými prostory, kdežto u liniových se jednalo o vzájemné spoje mezi stěnami. Na obrázku 4.2 je vidět model nasimulovaný v programu SEADS společně s vyznačenými vazbami.

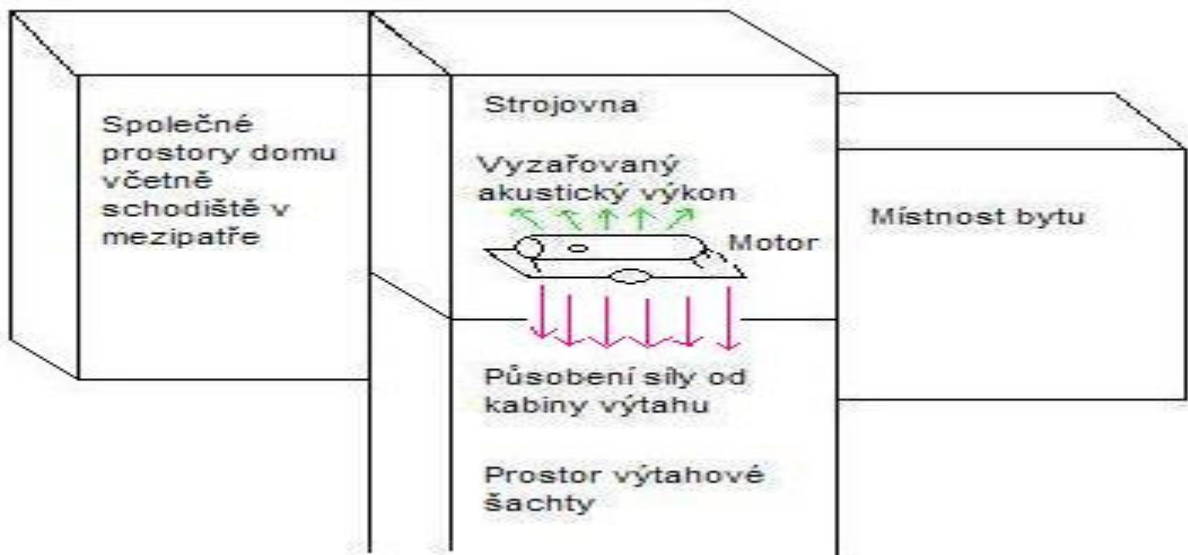


Obr. 4.2 Model místností se vstupními parametry

4.3 Model rámu motoru výtahu

Při modelování rámu motoru bylo třeba zadat charakter místností a umístění motoru ve strojovně. Plocha na které byl motor umístěn měla velikost 0,8m x 1,3m a nacházela se uprostřed místnosti. Pod motorem byl otvor kruhového tvaru o přibližném průměru 0,4m. Chtěl bych zdůraznit, že tato hodnota je pouze odhadnutá z důvodu špatného přístupu. Motor nebyl nijak krytý a při snížené opatrnosti by bylo ohroženo zdraví osoby pohybující se v prostoru strojovny.

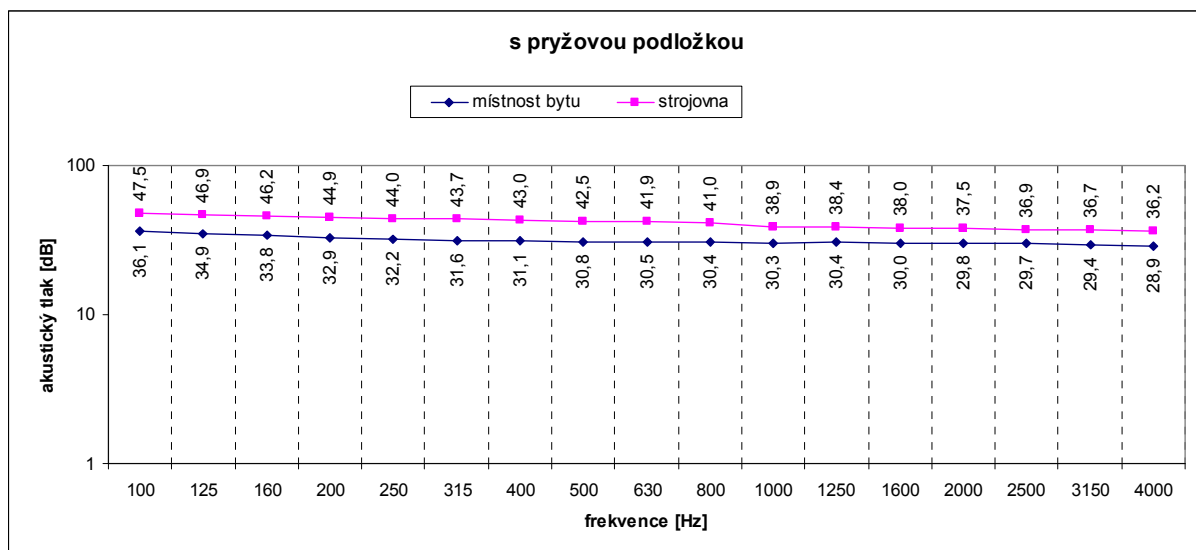
Model rámu je tvořen z místnosti strojovny, bytu a části společných prostor v mezipatře. Na obrázku 4.3 je znázorněn ve zjednodušené formě rám motoru výtahu. Je zde zvýrazněn jeden z hlavních zdrojů hluku, kterým je motor.



4.3 Obrázek zjednodušeného modelu rámu motoru

4.4 Zavedení izolačních materiálů

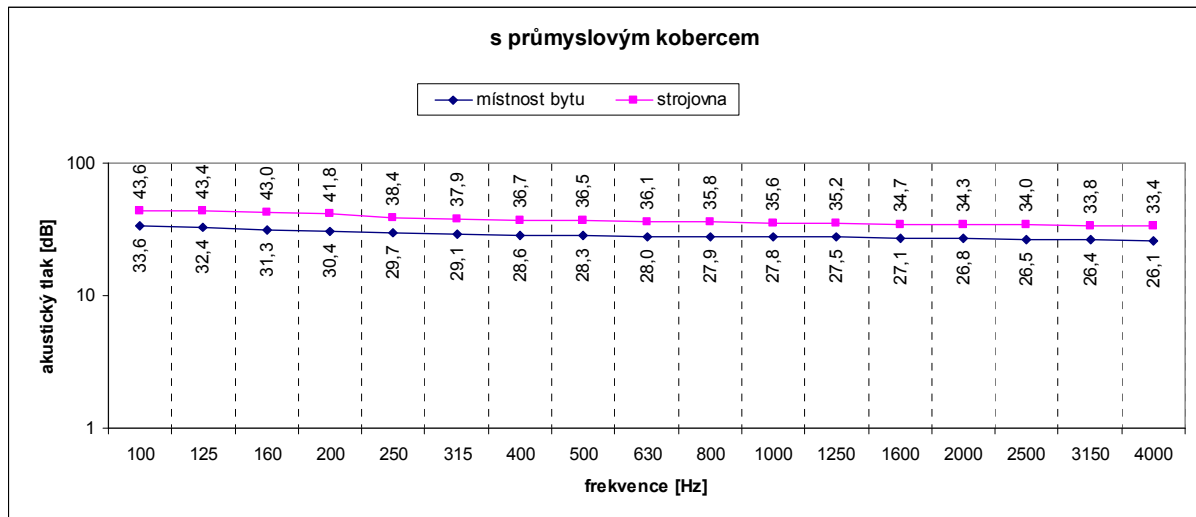
Jako první materiál sloužící ke snížení akustického tlaku ve strojovně byla pryžová podložka s tloušťkou 50 mm. Podložka byla v simulaci rovnoměrně rozložena pod motor ve strojovně a následně provedeno modelování hodnot akustického tlaku v programu SEADS. Jedním ze vstupních parametrů byla tloušťka uvažovaného izolačního materiálu a dále koeficient jeho pohltivosti hluku, u kterého jsem po konzultaci zadal hodnotu 0,9 a společně s pohltivostí koberce jsem ponechal tuto hodnotu neměnnou po celou dobu měření.



Graf 4.2 Naměřené hodnoty s použitím pryžové podložky

Jak je zřejmé z grafu 4.2, díky použití pryžové podložky by klesla hodnota hluku přibližně o 11dB. Už jen z tohoto výsledku je zřejmá vhodnost použití daného materiálu jako izolantu.

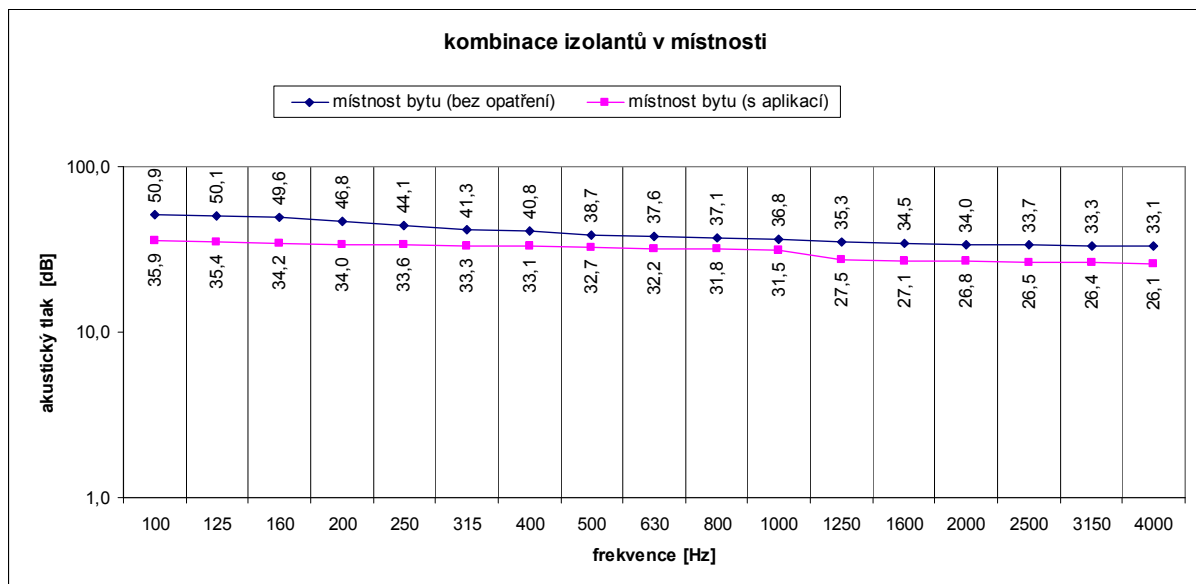
Dále bude přidána do modelu jako opatření ke snížení akustického tlaku vrstva zátěžového textilního koberce typu Kelim-AA10 uvnitř strojovny. Pokryté budou všechny vnitřní stěny včetně dveří strojovny, stropu a podlahy. Uvažovaná tloušťka koberce je 10 mm. Všechny materiálové vlastnosti byly zadány v modelu SEA podle [3]. Pohltivost po konzultaci nastavena na 0,6.



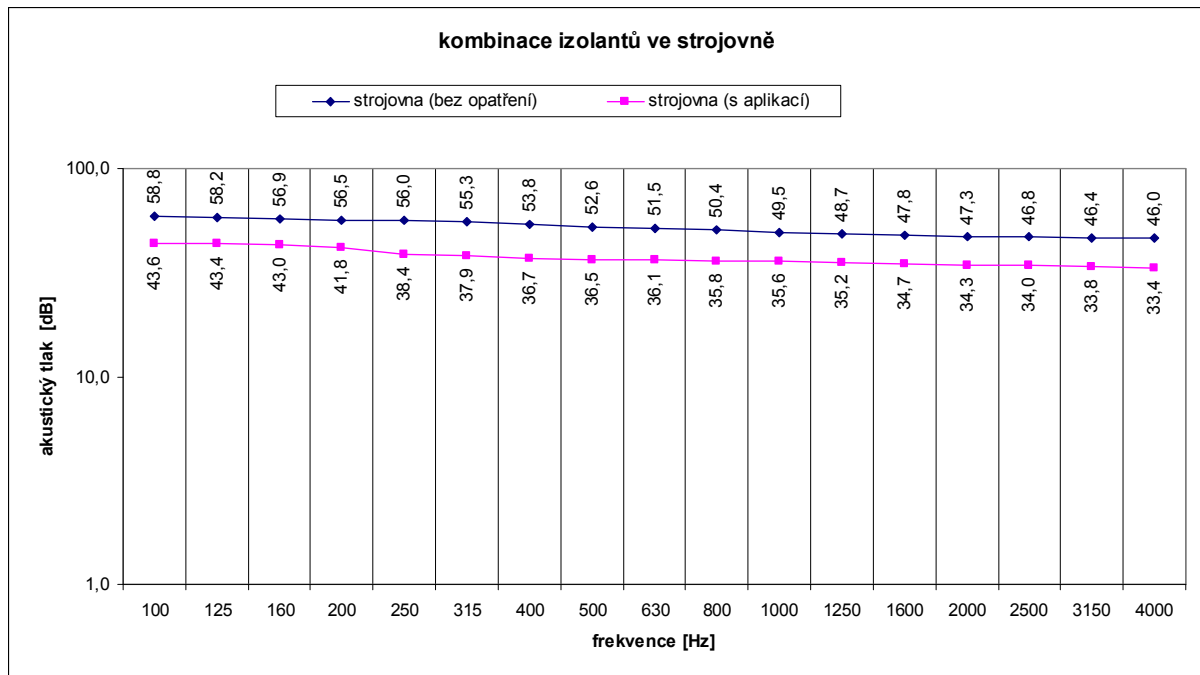
Graf 4.3 Hodnoty po přidání průmyslového koberce

Naměřené hodnoty jsou vidět v grafu 4.3 a je z nich zřejmé, že se nám díky použití vhodných izolačních materiálů podařilo získat přijatelné hodnoty úrovně hluku.

Pro srovnání dále uvádím grafy, ve kterých je srovnána úroveň hluku před a po aplikaci výše zmiňovaných izolačních opatření.

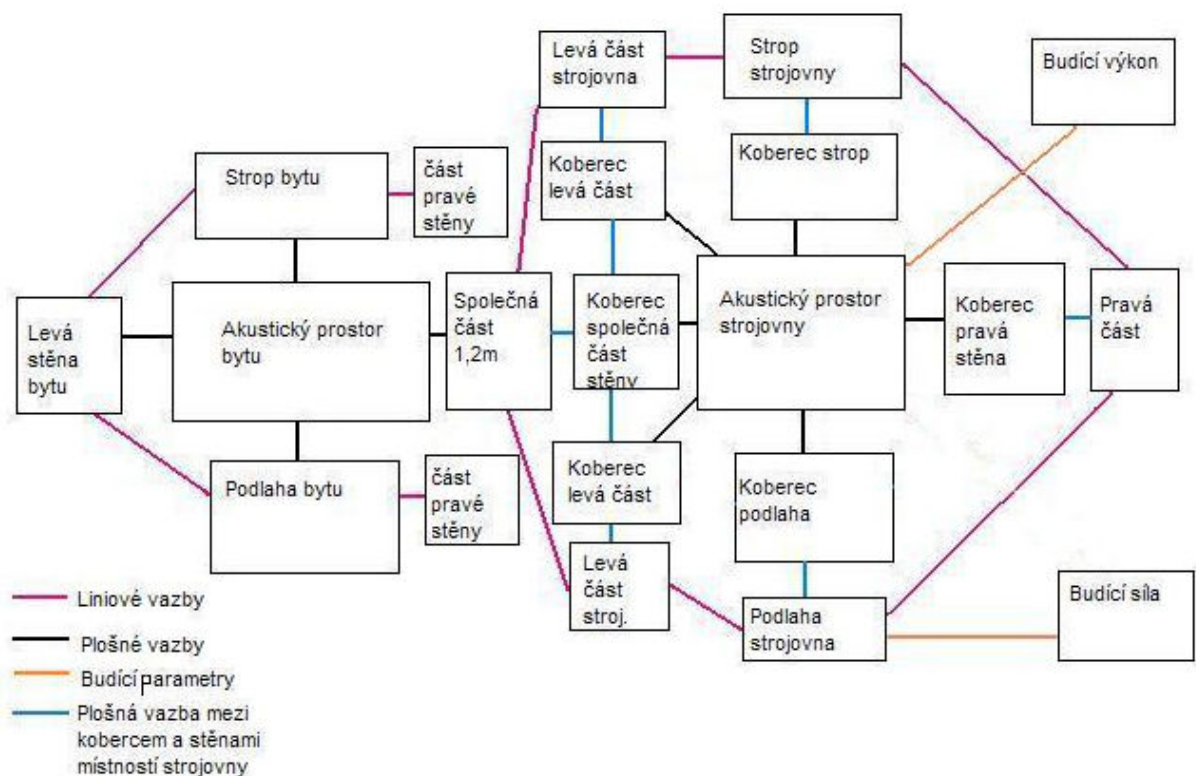


Graf 4.4 Rozdíl v místnosti bytu bez a s použitím izolačních materiálů



Graf 4.5 Rozdíl ve strojovně bez a s použitím izolačních materiálů

Jako poslední část bych chtěl uvést model v programu SEADS za použití obou izolačních materiálů.



4.4 Obrázek modelu v programu SEADS při zadání všech parametrů a izolačtů hluku

5. Závěr

Cílem této práce byla analýza hlučnosti výtahu a výběr opatření vedoucí k jejímu snížení na přijatelnou úroveň. Konkrétním místem pro měření byl starší nájemní dům na ulici Kotlářská 47 v Brně.

Jak již zadání této práce značí, byla k provedení analýzy vybrána metoda SEA, která je vhodná pro větší objekty (části domů, průmyslové haly). K její aplikaci na danou situaci jsme použili program SEADS.

Metody MKP a MHP, kde prvek představuje element měřeného objektu, jsou velmi přesné, ale díky náročnosti na hardware počítače a čas potřebný k simulaci méně vhodné. Naproti tomu metoda SEA byla pro tuto úlohu vybrána z důvodu vhodné aplikace a rychlého výpočtu při změnách ve vstupních parametrech. V naší úloze představuje vstupní parametr hlučnost motoru, dále samotná místnost, v programu SEADS uvažovaná jako subsystém, a materiál použitý při odhlučnění.

Jediný významný problém metody SEA je v přesnosti měření. Pokud bychom chtěli znát hodnotu akustického tlaku v konkrétním místě měřeného objektu, můžeme za pomoci metody SEA získat pouze zprůměrovanou hodnotu. Naproti tomu metody MKP a MHP nám mohou poskytnout jeho velmi přesnou hodnotu a to s minimální odchylkou. Je to možné právě díky využití prvků (elementů). Odchylka při měření v metodě SEA se bohužel nedá přesně určit, protože nejsme schopni zadat naprosto přesné vstupní parametry. Ty se vždy budou lišit od skutečnosti. Mezi tyto problémové hodnoty například patří vady ve stěnách místností, odhlučnění způsobené dveřmi, okny ap.

Při výběru zvuko-izolačních materiálů byla dána přednost průmyslovému koberci a to z důvodu téměř dokonalé přilnavosti na stěny místnosti strojovny. Rovněž v případě druhého materiálu, pryžové podložky, vycházela volba z jejích vhodných vlastností jako izolantu. Při simulaci, v níž byla ve strojovně vložena pod motor výtahu, došlo ke snížení otřesů jím působených.

Cílem měření ve 4. kapitole bylo dokázat účinnost těchto opatření, která se dle naměřených hodnot podařila. Jak je vidět z grafů, pokles úrovně hluku byl výrazný a v měřených jednotkách, tedy dB, nezanedbatelný. V prostorách místnosti bytu klesla hodnota přibližně o 15dB na frekvenci 100Hz a při hodnotě 4000Hz o 7dB. V prostorách strojovny klesla hlučnost na úrovni 100Hz o 15dB a při nejvyšší nastavené frekvenci 4000Hz o přibližnou hodnotu 13dB.

Vzhledem k poměrně nízkým pořizovacím nákladům a časové nenáročnosti při aplikaci obou izolantů je vidět, že se jedná o opatření, která by mohla v praxi vést ke zpříjemnění bydlení v nájemních domech.

Použitá literatura

- [1] Lyon, R. H., Dejong, R. G.: Theory and application of statistical energy analysis, Butterworth-Heinemann, Boston, USA, 1995.
- [2] P. Švancara: Aplikace akustické energetické analýzy při řešení vysokofrekvenčního hluku strojních zařízení. Dipl. Práce FSI VUT Brno 2000.
- [3] Shorter, P. J., Langley, R. S.: Vibro-acoustic analysis of complex systems, Journal of Sound and Vibration, 228, pp. 669-699, 2005
- [4] Uživatelský manuál SEADS 1.3.
- [5] K. Pellant: Analýza transmisních ztrát pomocí metody SEA. Seminar with Int. Participation, Praha 2002.