

dc\_366\_11

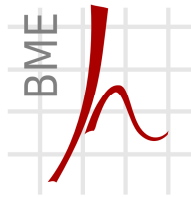
**REZGÉSAKUSZTIKAI RENDSZEREK  
DISZKRÉT ÉS MODÁLIS MODELLEZÉSE,  
KÜLÖNÖS TEKINTETTEL  
A KÖRNYEZETI ZAJOK  
OPTIMÁLIS CSÖKKENTÉSÉRE**

Az MTA doktora tudományos cím elnyerése érdekében

**Augusztinovicz Fülöp**

okleveles villamosmérnök által benyújtott értekezés tézisei

**Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem**



**Híradástechnikai Tanszék**

**Budapest, 2012 szeptember**

dc\_366\_11

## 1. BEVEZETÉS

A környezeti zajok elleni védekezés hazánkban különböző okok miatt nem tudja feladatát olyan színvonalon betölteni, ahogyan az a fejlett országokban általánosan alkalmazott gyakorlat. A társadalmi, politikai és pénzügyi tényezők mellett károsan hat a környezetvédelem ezen részterületére az is, hogy az elmúlt két-három évtizedben minimálisra csökkent a témával kapcsolatos K+F tevékenység, korábban fontos feladatokat ellátó kutatóintézetek és -helyek szűntek meg vagy zsugorodtak a kritikus működési szint környékére. A zajforrásokat gyártó ipar saját fejlesztési tevékenységet alig végez, a termékek vagy külföldről származó dokumentáció alapján, vagy erősen behatárolt hazai fejlesztés eredményeként születnek meg. Az EU környezetvédelmi előírásai, a hazai zajvédelmi szabályozás és a társadalom elvárásainak növekedése ugyanakkor nem egyszer nehéz feladatok elé állítja a zajvédelem kérdéskörével kapcsolatba kerülő gyártókat, beruházókat és tervezőket, és ezen feladatok kellemetlenül magas színvonalú ellátásához nem mindig, vagy nem a szükséges mértékben tudják – rosszabb esetben gyakran nem is akarják – igénybe venni a zajvédelemmel foglalkozó szakemberek közreműködését.

Az elmúlt két évtizedben végzett tevékenységem és az annak eredményeit összefoglaló **jelen értekezés legfőbb célja, hogy** a zajvédelmi tervezés tudományos megalapozottságának erősítésével és alkalmazási lehetőségei bővítésével **elősegítse a pontosabb és eredményesebb tervezési módszerek alkalmazását a környezeti zaj elleni védelemben.** Tudományos és műszaki szempontból a zaj elleni védelem (ami a nemzetközi gyakorlatban egyre elfogadottabb értelmezés szerint ma már nem csak a zaj csökkentését, hanem a zaj minőségének, jellemzőinek különféle igények szerinti módosítását, „hangolását” is magában foglalja) a zajt létrehozó energiaátalakulási folyamatok, illetve a hangenergia továbbításában szerepet játszó energiaterjedési jelenségek befolyásolását jelenti. Ezek kapcsán számos bonyolult fizikai jelenség játszódik le, melyeknél a fizika és műszaki akusztika által tárgyalt jelenségek (pl. rezgések szilárd testekben, hullámterjedés szilárd és légnemű közegben és ezek kölcsönhatásai, hangsugárzás, hangelhajlás, -visszaverődés és -elnyelés) figyelembe vétele mellett természetesen a zajt keltő, vagy azt továbbító objektum fő funkciójának alapvető szempontjait is érvényesíteni kell. A zaj elleni védelem tervezése ennél fogva egy sokparaméteres optimalizációs feladat egyik elemeként fogható fel, melyben a zajvédelem csak egy – értekezésem szempontjából azonban alapvető fontosságú – aspektus.

Értekezésem keretében a klasszikus elektroakusztikát megalapozó legegyszerűbb, a koncentrált paraméterű számítási módszerből kiindulva áttekintem a rezgési, hangkeltési és hangterjedési jelenségeket egyaránt magában foglaló összetett – a továbbiakban *rezgésakusztikáinak* nevezett – rendszerek leírásának lehetséges módjait abban a frekvenciatartományban, amelyben a rendszer fizikai méretei a hullámhosszal összemérhetők. Elemzésemben **a fő hangsúlyt** a rendszerek **diszkrét modelljeinek megalkotására és numerikus megoldására**, a modellek alkalmazási lehetőségeinek feltárására és gyakorlati alkalmazására **fektetem**. Ez a metodika a számítástechnika mai fejlettségi szintje mellett már nem támaszt különösen magas igényeket az alkalmazandó eszközök tekintetében, ezért alkalmazása a jelenleg szokásosnál sokkal nagyobb mértékben is elterjedhet, ha a szükséges ismeretek kellően széles körben ismertté válnak. Ennek érdekében néhány gyakran előforduló problémára új, pontosabb és/vagy szélesebb körben használható módszerre teszok javaslatot és vizsgálom a bemutatott megközelítések alkalmazási korlátait. A tárgyalt elméleti fogalmak és módszerek alkalmazási lehetőségeit gyakorlatban elvégzett elemzéseken, ipari és közlekedési alkalmazási példákön mutatom be.

## 2. ALKALMAZOTT MÓDSZEREK

Kutatómunkám során ahol csak lehetséges volt, az analógiák, párhuzamosságok feltárására, bemutatására és a lehető legteljesebb kihasználására törekedtem. Az akusztikai és mechanikai koncentrált paraméteres modellezés [63] analógiáját felhasználva és továbbfejlesztve olyan formalizmushoz jutottam, amely lehetővé tette egy általánosan használható diszkrét akusztikai modell felírását. E diszkrét modell elméleti számításokra és kísérleti vizsgálatokra egyaránt alkalmas abban a frekvenciatartományban, amelyben a rendszer dinamikája sajátrezgések meghatározásával és azok szuperpozíciójával leírható.

Vizsgálataimat a módusok extrakciója és szuperpozíciója tekintetében is a legegyszerűbb, egydimenziós rendszerek analitikus tárgyalásából kiindulva viszem tovább háromdimenziós rendszerekre, a folytonos és diszkrét tárgyalás megfeleltetését, a módusok elméleti és kísérleti meghatározásának összefüggéseit messzemenően kiaknázva. Nyilvánvaló, hogy a modális megközelítés korlátokkal terhelt, ezért nagy figyelmet fordítottam a kísérleti móduselemzés eszközeinek kialakítására, az eredmények értelmezésének és a módszer alkalmazási korlátainak feltárására.

A diszkrét és azon belül a modális modellek alkalmazását három, az akusztikai tervezés szempontjából alapvető részterületen: a zárt terek számítása, a hang-

sugárzás, valamint a hanggátlás témakörében mutatom be. A megközelítés nem teljesen azonos: a rugalmas mechanikai elemekkel határolt zárt terek és a kettősfalú hanggátló szerkezetek viselkedése a diszkrét modális szuperpozíció módszerével tárgyalható hatékonyan, a hangsugárzás és ezzel összefüggésben a részleges közeltéri tokozások ipari gyakorlat szempontjából különösen fontos résztémája a diszkrét helyettesítő hangforrások alkalmazását igényli.

A nemzetközi együttműködéssel folytatott kutatási projektek keretében, laboratóriumi és ipari kísérletek révén kidolgozott eljárások gyakorlati alkalmazását hazai beruházások példáin ismertetem. A bemutatott nagyprojektek – elsősorban az érintett létesítmények, épületek nagy fizikai mérete miatt – csak korlátozottan tették lehetővé az értekezésben ismertetett eszköztár alkalmazását. Tevékenységem egyik fontos elemét éppen az képezte, hogy feltárjam: a laboratóriumban kikísérletezett eljárások milyen módon és milyen mértékben vezethetők át az akusztikai tervezőmunka napi gyakorlatába.

### 3. TÉZISEK

A kutatómunkám során elért új tudományos eredményeimet az értekezés egyes fejezeteinek végén foglaltam össze, az egyéb szövegrészekről tipográfiailag is megkülönböztetve. Az alábbiakban ezen téziseket összegyűjtve, egységes keretbe foglalva közlöm, a megfelelő fejezetszámokat és a tézisek témájával érintett publikációkat is megjelölve.

**I. téziscsoport: A koncentrált paraméteres, a diszkrét mechanikai rendszerek standard másodrendű modelljei alapján történő és a végeelem módszerrel végzett akusztikai modellezés összefüggései**  
(2. fejezet)

*I.1 tétel:* *Igazoltam és numerikus példán be is mutattam, hogy a koncentrált paraméteres akusztikai modellezés egyenletei az akusztikai szabadsági fokok és a gerjesztést leíró vektorváltozó alkalmas megválasztásával a standard másodrendű mechanikai modellek alakjára hozhatók, így ezen analógia alapján könnyen megoldhatók.*

Kidolgoztam egy olyan kanonikus leírási módszert, mely szerint a vizsgált rendszert leíró üzemi változók – a hangnyomás és a térfogatsebesség – közül célszerűen kiválasztott szabadságfokok mindegyikére felírható egy egyenlet

(feltéve természetesen, hogy teljesülnek a koncentrált paraméterű akusztikai modellalkotás feltételei). Ezen egyenletekben a hangnyomások és térfogatsebességek közötti kapcsolatokat az érintett elemek egyszámadatos jellemző paramétere – az akusztikai tömeg vagy az akusztikai kapacitás – teremti meg. A felírt egyenletek egy lineáris egyenletrendszerben foglalhatók össze, amelyben az adottnak tekintett gerjesztési paraméterek vektora és a rendszer választást leíró ismeretlenek, azaz az akusztikai szabadságfokok vektora közötti kapcsolatot egy standard másodrendű mechanikai modellnek megfelelő inhomogén mátrixegyenlet írja le. Kimutattam, hogy ez az egyenlet (a csillapítások elhanyagolása esetén)

$$\left[ [\mu_a] - \omega^2 [\chi_a] \right] \{ \xi \} = \{ p \} \quad (1)$$

vagy

$$\left[ [S] - \omega^2 [P] \right] \{ p \} = \{ \dot{q} \} \quad (2)$$

alakú, ahol a  $[\mu_a]$  és  $[S]$  mátrixok akusztikai tömegeket, a  $[\chi_a]$  és  $[P]$  mátrixok akusztikai kapacitásokat tartalmaznak. Az első egyenletben az akusztikai szabadságfokokat a  $\{ \xi \}$  térfogatkitérés-, a másodikban a  $\{ p \}$  hangnyomásvektor reprezentálja, a gerjesztés pedig a  $\{ p \}$  hangnyomás vektorban vagy a  $\{ \dot{q} \}$  térfogatgyorsulás vektorban adott.

Megmutattam, hogy a két egyenlet a

$$-\omega^2 \left[ [S] - \omega^2 [P] \right]^{-1} = \left[ [\mu_a] - \omega^2 [\chi_a] \right], \quad (3)$$

összefüggés értelmében ekvivalens, ezért adott feladat megoldásához a két mátrixegyenlet közül szabadon, célszerűségi megfontolások alapján választhatunk.

A rendszer sajátfrekvenciái az (1) vagy (2) egyenletek homogén (zérus jobb oldali vektort tartalmazó) alakjának megoldásából, a szokásos mátrixalgebrai módszerek alkalmazásával nyerhetők. A két egyenlet ekvivalenciája következtében nyilvánvaló, hogy a releváns (nem zérus értékű) sajátfrekvenciák is azonosak lesznek. A kinyerhető sajátvektorok fizikai tartalma azonos, de formailag jelentősen eltérnek.

*I.2. tézis: Bebizonyítottam, hogy a koncentrált paraméteres akusztikai modell és az akusztikai végelem modell formailag és fizikai tartalmát tekintve is ekvivalens összefüggésekre vezet.*

Megmutattam, hogy az

$$\left[ [S] - \omega^2 [P] \right] \{p\} = \{\dot{q}\} \quad (2)$$

másodrendű standard modális mátrixegyenlet alakjában felírt koncentrált paraméteres modell az akusztikai végelem módszer [64] alapját képező

$$\left[ [K_a] - \omega^2 [M_a] \right] \{p\} = -j\omega\rho\{G\} \quad (4)$$

alapösszefüggéssel ekvivalens, ahol  $[K_a]$  és  $[M_a]$  az akusztikai merevség- és tömegmátrix,  $\rho$  a hanghullámot vivő közeg sűrűsége és  $[G]$  a rendszert gerjesztő térfogatsebesség-eloszlás vektora.

Az ekvivalencia plauzibilis, hiszen a módszerek azonos alapokon: az akusztikai hullámegyenlet valamilyen közelítő megoldásán nyugszanak. Hasonlóság van a módszerek alkalmazásának feltételeiben is: a koncentrált paraméterű modell alkalmazásának egyik alapfeltétele, hogy az akusztikai elemek ne legyenek nagyobbak a hullámhossz nyolcadánál, míg a végelemek legnagyobb mérete a hullámhossz hatodánál nem lehet nagyobb. Amíg azonban a végelem módszer tetszőleges geometriájú zárt rendszerre, a koncentrált paraméteres modell csak egydimenziós hullámterjedésre alkalmazható. Előbbi mind térbeli felbontását, mind frekvenciatartományát tekintve jóval szélesebb alkalmazási területtel bír, utóbbi azonban alkalmasabb várható tendenciák megállapítására, egyszerűbb problémák gyors megoldására.

Mindezek alapján a (4) egyenletet az *akusztikai rendszerek diszkrét alapegyenletének* is nevezhetjük, amely bármely akusztikai rendszer leírására, kísérleti vagy analitikus vizsgálatára alkalmazható mindaddig, amíg a diszkrétizálás feltételei teljesülnek.

*Az I. téziscsoporttal kapcsolatos publikációk: [2] [28].*

**II. téziscsoport: Akusztikai módusok extrakciója és szuperpozíciója a mechanikai és akusztikai rendszerek folytonos és diszkrét modelljének analógiája alapján (3. fejezet)**

Az akusztikai rendszerek leírása a módusok és sajátfrekvenciák meghatározásán keresztül egyszerűbben és szemléletesebben adható meg, mintha a rendszer folytonos vagy diszkrét alapegyenleteit oldanánk meg. Egyszerű, szabályos geometriájú rendszerek esetében ez analitikus módszerrel, gyors, közelítő számítással is történhet, szabálytalan geometriájú terekben azonban csak numerikus módszerrel vagy kísérletesen végezhető el. Kutatásaim célja a modális szuperpozíció és extrakció mechanikai rendszerekre gyakran és rutinszerűen alkalmazott numerikus módszereinek és eszközeinek [69] [70] akusztikai célokra történő adaptációja, a kétféle megközelítés azonosságainak és eltéréseinek vizsgálata, az akusztikai móduselemzés speciális eszközeinek kifejlesztése és az eredményeket befolyásoló paraméterek vizsgálata.

*II.1. tézis: Az akusztikai rendszereket leíró diszkrét alapegyenlet megoldásával bebizonyítottam, hogy egy zárt akusztikai rendszer válasza diszkrét megközelítésben is a rendszer sajátvektorainak lineáris szuperpozíciójával állítható elő.*

Megmutattam, hogy a folytonos akusztikai rendszerekre

$$p(\vec{r}) = g(\vec{r}, \vec{r}_0, \omega) = \sum_m \frac{\dot{q}}{A_m^2(k_m^2 - k^2)} \psi_m(\vec{r}) \psi_m(\vec{r}_0) \quad (5)$$

alakban érvényes módus-szuperpozíció a

$$\{p\} = \sum_{r=1}^N \frac{1}{\omega_r^2 - \omega^2} \{\Psi\}_r^T \{\dot{Q}\} \{\Psi\}_r \quad (6)$$

összefüggés szerint diszkrét akusztikai rendszerekre is érvényben van. A  $\{\psi\}_r$  és  $\{\psi\}_s$  vektorok a

$$\{\psi\}_r^T [M_a] \{\psi\}_s = 0 \quad (7)$$

összefüggés szerint súlyozottan ortogonálisak (feltéve, hogy  $r \neq s$ ), ahol a súlyozási tényező az  $[M_a]$  akusztikai tömegmátrix. (A fenti összefüggésekben  $g$  a szabadtéri Green-függvényt,  $\vec{r}$  a hangnyomás vizsgálati pontját,  $\Lambda$  a módusok frekvenciafüggő súlytényezőjét,  $k$  a hullámszámot és a  $\psi$  folytonos függvényeket, ill. a  $\{\Psi\}$  vektorok a módusalakokat jelölik.)

Tapasztalat szerint a rendszerválasz gyakorlati igényeket kielégítő pontosságú meghatározásához nem szükséges az összegzést a rendszer összes meghatározható (tehát a szabadságfokokkal egyenlő számosságú) módusáig kiter-



jeszteni. Ez az a meghatározó tényező, ami jelentősen csökkenti a gyakorlati feladatok megoldásának számításigényét.

*II.2. tézis: Megmutattam, hogy az akusztikai rendszerek modális paraméterei a hangtér akusztikai transzfer impedancia mátrixából határozhatók meg. A tisztán akusztikai rendszerek módusainak meghatározása a mechanikai móduselemzéshez kifejlesztett szoftvereszközökkel lényeges módosítások nélkül elvégezhető.*

Az akusztikai transzfer impedanciákat ismert térfogatsebességű gerjesztés hatására kialakuló hangnyomások mérésével határozzuk meg. Az  $e$ -edik pontban alkalmazott gerjesztés és az  $r$ -edik pontban mért hangnyomás válasz közötti frekvenciaátviteli függvény a  $[Z_a]$  mátrix  $r$ -edik sorában és  $e$ -edik oszlopában levő elemet adja meg, ami a

$$Z_{a_{re}}(\omega) = \frac{p(\omega)}{q(\omega)} = j\omega \sum_{i=1}^n \left( \frac{(rez_{re})_i}{j\omega - \lambda_i} + \frac{(rez_{re})_i^*}{j\omega - \lambda_i^*} \right) \quad (8)$$

összefüggés szerinti rész törtre bontható. A mechanikai móduselemzés [70] eszköztárát alkalmazva a törtek nevezőjében levő  $\lambda_i$  értékek az  $i$ -edik módus sajátfrekvenciáját, a számlálókban szereplő reziduumok a megfelelő módusalakokat szolgáltatják.

A kísérleti munka szempontjából a legfőbb problémát az ismert térfogatsebességű, kellő hangteljesítménnyel rendelkező, ugyanakkor a hangteret jelenlétével számottevően nem befolyásoló hangforrás biztosítása jelenti [66]. A feladat megoldására kisméretű, zárt dobozos, megfelelő frekvenciamerettel rendelkező elektrodinamikus hangsugárzók alkalmazását javasoltam. A zárt dobozban kialakuló hangnyomás méréséből a membrán kitérésével arányos jelet, a hangszóró áramának mérésével térfogatgyorsulással arányos jelet állíthatunk elő, melyekből a térfogatsebesség könnyen származtatható.

*II.3. tézis: Kísérletekkel igazoltam, hogy az akusztikai rendszerek módusalakjainak komplex voltát az akusztikai csillapítások térben egyenetlen eloszlása (a csillapítás improporcionalitása) okozza.*

Móduselemzési kísérleteket végeztem laboratóriumi körülmények között különböző módokon csillapított egydimenziós hullámvezetőn. Kimutattam, hogy az akusztikai csillapítás egyenletes eloszlása Nyquist-diagramon komplex, de kollineáris módusalakot, a módusalakok térbeli megjelenítése állóhullámot

eredményez. A határoló felületeken koncentrálnó akusztikai csillapítás esetén – ami a valóságos akusztikai rendszerek túlnyomó többségében fennáll – a Nyquist-diagram komplex görbét, a móduselemző rendszer haladó hullámot mutat.

A járműveken, két repülőgép utasterében és egyéb, valóságos rendszereken végzett móduselemzési vizsgálatok eredményei a laboratóriumi kísérletek eredményei alapján jól értelmezhetők.

*A II. tétiscsoporttal kapcsolatos publikációk:* [2] [5] [6] [10] [12] [14] [16] [26] [30] [32] [33]

### III. tétiscsoport: **Reciprocitás és szimmetria a rezgésakusztikai kölcsönhatások leírásában belsőtéri problémák esetén** (4. fejezet)

Az akusztikai tervezés gyakorlatában gyakran adódik olyan belsőtéri feladat, amikor egy összetett rendszer mechanikai és akusztikai elemeinek viselkedését a kétféle részrendszer közötti kölcsönhatások lényeges módon befolyásolják. A két részrendszer között fennálló szoros csatolás következtében a teljes rendszert csak a kölcsönhatások figyelembevételével lehet pontosan leírni. Amennyiben ezt a leírást a (4) diszkrét alapegyenlettel összhangban végezzük, aszimmetrikus mátrixegyenletet kapunk [67], [68].

*III.1. tézis: Elméleti úton kimutattam és kísérletileg is igazoltam, hogy a villamos hálózatokra, mechanikai, akusztikai és csatolt rezgésakusztikai rendszerekre egyaránt érvényes, Lyamshev által folytonos rezgésakusztikai rendszerekre megadott*

$$\left. \frac{p_i}{f_j} \right|_{\dot{q}_i=0} = \left. \frac{-\ddot{x}_j}{\dot{q}_i} \right|_{f_j=0} \quad (9)$$

*reciprocitás nincs ellentmondásban a rezgésakusztikai rendszereket leíró diszkrét egyenletek aszimmetriájával.*

A csatolt rezgésakusztikai rendszerek

$$\begin{bmatrix} [A_s] & -[K^c] \\ -\omega^2[M^c] & [A_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} = [B] \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f\} \\ \rho\{\dot{q}\} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

alakú, nem szimmetrikus másodrendű modellje felhasználásával kimutattam, hogy a rendszert az  $i$  pontban gerjesztő erő hatására a  $j$  pontban létrejövő hangnyomás közötti

$$\left. \frac{p_i}{f_j} \right|_{\dot{q}_i=0} = \left[ [A_s] \frac{[K^c]^{T^{-1}}}{\rho \omega^2} [A_a] - [K^c] \right]_{ij}^{-1} \quad (11)$$

átviteli függvény és az  $i$  pontban alkalmazott térfogatgyorsulás hatására a  $j$  pontban kialakuló gyorsulás közötti

$$\left. \frac{\ddot{x}_j}{\dot{q}_i} \right|_{f_j=0} = - \left[ [A_a] \frac{[K^c]^{-1}}{\rho \omega^2} [A_s] - [K^c]^T \right]_{ji}^{-1} \quad (12)$$

átviteli függvény abszolút értéke egyenlő, feltéve, hogy a rendszer lineáris. (A fenti egyenletekben az  $[A_s]$  és  $[A_a]$  mátrixok a szerkezeti, ill. akusztikai rendszermátrixot,  $[K^c]$  és  $[M^c]$  a csatolást reprezentáló almátrixokat,  $[B]$  a csatolt rendszer eredő rendszermátrixát,  $f$  erőt és  $x$  kitérést jelöl.)

Az összefüggés mind elvi, mind gyakorlati szempontból jelentőséggel bír. Az eredő rendszermátrix elemeit az  $r$ -edik sajátértéknél véve és annak aszimmetriáját figyelembe véve kimutattam, hogy a csatolt rezgésakusztikai rendszer frekvenciaátviteli mátrixának bal és jobb oldali sajátvektorai eltérők. Ezen eredményemet felhasználva szerzőtársaim igazolták, hogy a jobb oldali sajátvektorok – egy globális skálatényezőtől eltekintve – a rendszer rezgésakusztikai, vagy csatolt módusait reprezentálják, a bal oldali sajátvektorok viszont a módusok részesedési tényezőjét adják meg. A módusrészesedési tényezők a mechanikai és az akusztikai gerjesztés esetében eltérők és módusonként változók, amit figyelembe kell venni, ha a rezgésakusztikai rendszerek modális modelljét további kvantitatív számításoknál, pl. optimalizálási számításoknál akarjuk felhasználni [17] [21].

A rezgésakusztikai reciprocitás sértetlensége a kísérleti móduselemzési feladatok gyorsabb és hatékonyabb megoldását teszi lehetővé a következő tézis alapján:

*III.2. tézis: Kísérletileg igazoltam a rezgésakusztikai rendszerek reciprocitásából következő azon elméleti megállapítást, hogy egy csatolt rendszer modális modellje (azaz a rendszer sajátfrekvenciái és módusalakjai) függetlenek a gerjesztés*

*módjától, azaz attól, hogy a gerjesztés a mechanikai vagy akusztikai részrendszer oldaláról történik.*

A megállapítás értelmében egy csatolt rendszer tulajdonságainak kísérleti meghatározásánál tetszőlegesen vegyíthetők a mechanikai és akusztikai gerjesztések és válaszok [71]. A kísérleti munka ezáltal jelentősen könnyebbé, gyorsabbá és megbízhatóbbá tehető, amit laboratóriumi méréseken kívül egy Fokker 70-es repülőgépen végzett kiterjedt méréssorozat eredményei is alátámasztanak.

*A III. téziscsoporttal kapcsolatos publikációk:* [10] [14] [16] [17] [21] [26] [27] [30] [41].

#### **IV. tézis: Hangsugárzók hangterének numerikus meghatározása az energia szerinti egyenértékű helyettesítő monopólusok alkalmazásával (5. fejezet)**

A rezgő felületek által létrehozott hangtér számítására analitikus és numerikus módszerek egyaránt rendelkezésre állnak. Összetettebb, ugyanakkor nagyobb pontosságot igénylő gyakorlati feladatok esetében azonban numerikus, leggyakrabban a peremelem módszerhez kell folyamodnunk. A peremelem módszer széleskörű gyakorlati alkalmazását részben a nagy számításigény, részben a felületi rezgésebbességekre vonatkozó részletes adatok hiánya korlátozza. Ez utóbbi megkerülésére az energia szerinti egyenértékű források módszerét adaptáltam hangsugárzási feladatok hatékony megoldására.

*IV. tézis: Numerikus kísérletekkel és ipari körülmények között is igazoltam, hogy egy rezgő forrás  $\bar{r}$  pontban keltett hangnyomását a gyakorlat igényeit kielégítő pontossággal úgy is meg lehet határozni, hogy a forrást  $m$  darab részfelületre osztjuk és sugárzását az egyes részfelületekhez rendelt  $n$  db monopólussal helyettesítjük.*

*A helyettesítő monopólusok térfogatsebessége és a távolféri pont hangnyomás közötti  $p/Q$  átviteli függvényt gyorsabban és pontosabban lehet meghatározni, ha a rezgésakusztikai reciprocitás elve alapján nem a sugárzó felületről a távolféri pont felé haladó hullámok képviselte átvitelt, hanem a távolféri pontba helyezett egységnyi forráserősségű monopólus és a felületen kialakuló hangnyomás közötti átviteli függvényt számítjuk.*

A helyettesítő monopólusok  $Q_{ij}$  forráserősségét a részfelületek hangteljesítmény-kontribúciójából számítjuk [72], a helyettesítő monopólusok forrás-

erőssége és az  $\bar{r}$  távolféri pontban kialakuló hangnyomás közötti  $T_{jr}$  átviteli függvényt peremelem számítással határozzuk meg. Az eredő hangteret a

$$p(\bar{r}) = \sqrt{\sum_{j=1}^m T_{jr} Q_j^2} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left[ \frac{1}{n_j} \sum_{i=1}^{n_j} \left| \frac{p_r}{Q_{ij}} \right|^2 \right] \left[ \sum_{i=1}^{n_j} Q_{ij}^2 \right]} \quad (13)$$

egyenlet adja meg.

*A IV. tézishöz kapcsolódó publikációk:* [9] [13] [15] [18] [19] [20] [22] [25] [29] [31] [34]

**V. téziscsoport: Hanggátló szerkezetek optimalizálása diszkrét modellek és numerikus számítási eljárások segítségével (6. fejezet)**

A környezeti zajok csökkentésére gyakran alkalmazott hanggátló szerkezetek hatása analitikusan csak akkor számítható kielégítő pontossággal, ha erős közelítő feltételezéseket tehetünk: a forrás- és vevőoldali hangterek kellően nagy méretűek és diffúzak, az elválasztó/hanggátló szerkezet összefüggő, homogén struktúrával rendelkezik és méreteinél fogva benne több hullámhosszúságban hajlítóhullámok alakulhatnak ki, ezáltal teljesülnek a Cremer-féle hullámkoincidencia-jelenség fennállásának feltételei. Mindezen körülmények közelítően fennállnak az épületakusztikai tervezés gyakorlatában, de nem érvényesek a jármű- és gépiparban szokásos közelfekvő hanggátló tokozások, ill. összetett járműszerkezetek, pl. a repülőgépgyártásban szokásos kettős falú szerkezetek esetében. Értekezésemben ezen esetek közül kettőre adtam numerikus számítási módszert, melyet kísérletekkel is ellenőriztem és igazoltam.

A kettős falú szerkezetek hatásosságát döntően befolyásolják a két fal és az általuk bezárt üreg között fellépő rezgésakusztikai kölcsönhatások, melyek leírására a gyakorlat számára fontos, alacsony frekvenciatartományban jól alkalmazható az értekezés 4.3. fejezetében ismertetett diszkrét modális expanzió módszere. Ennek segítségével leírhatókká és részleteiben is jól értelmezhetővé váltak a kettősfalú szerkezetekben lezajló jelenségek, amelyből gyakorlatban alkalmazható következtetések vonhatók le a kettősfalú szerkezetek hanggátlásának aktív módszerekkel történő növelésére [73].

*V.1. tézis: A csatolt rezgésakusztikai rendszerek általános diszkrét modelljét véges méretű, rugalmas falakból és az általuk határolt légrétegből álló rezgésakusztikai rendszerre alkalmazva kimutattam, hogy egy ilyen csatolt rendszer modális viselkedése a csatolatlan mechanikai és akusztikai részrendszerek módusainak összegezésével nyerhető. Az összegezésben azok a módusok szerepelnek jelentős súllyal, melyek a határfelületeken geometriai hasonlóságot mutatnak.*

*Egy kettősfalú szerkezet kísérleti példányán végzett mérésekkel igazoltam, hogy az energiaátvitel jelentősen megnő (és így az eredő hanggátlás lecsökken) a fenti módon létrejövő csatolt módusok közös sajátfrekvenciáján.*

A vizsgálat tárgyát képező, mechanikai és akusztikai részekből álló rezgésakusztikai rendszer kölcsönhatásait tömör formában a

$$\begin{bmatrix} [\Omega_s] & [A_{as}] \\ [B_{sa}] & [\Omega_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{X\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F'\} \\ \{Q'\} \end{Bmatrix}, \quad (14)$$

egyenlet, egy kettősfalú üregre mint speciális esetre vonatkozó összefüggéseket részletesebben a

$$\begin{bmatrix} [\Omega_{üreg1}] & [cs_{ü1l1}] & [0] & [0] \\ [cs_{l1ü1}] & [\Omega_{lemez1}] & [cs_{l1ü2}] & [0] \\ [0] & [cs_{ü2l1}] & [\Omega_{üreg2}] & [cs_{ü2l2}] \\ [0] & [0] & [cs_{l2ü2}] & [\Omega_{lemez2}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{P\}_{ü1} \\ \{X\}_{l1} \\ \{P\}_{ü2} \\ \{X\}_{l2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{Q'\} \\ \{0\} \\ \{0\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (15)$$

egyenlet írja le, melyben az  $[\Omega]$  -k  $\omega_i^2 - \omega^2$  elemekből álló diagonálmátrixokat,  $[A_{as}]$ ,  $[B_{sa}]$  és a  $[cs_{\times}]$  mátrixok az egyes mechanikai és akusztikai részrendszerek csatolását kifejező almátrixokat jelölnék.

A megoldás a csatolatlan  $\varphi(\vec{r})$  szerkezeti és  $\psi(\vec{r})$  akusztikai módusok súlyozott összegezésével kapható meg:

$$x(\vec{r}_s, \omega, t) = \sum_{j=1}^m \varphi_j(\vec{r}) X_j(\omega, t) = \{\varphi(\vec{r})\}^T \{X(\omega, t)\} \quad (16)$$

$$p(\vec{r}, \omega, t) = \sum_{i=0}^n \psi_i(\vec{r}) P_i(\omega, t) = \{\psi(\vec{r})\}^T \{P(\omega, t)\} \quad (17)$$

amihez az  $\{X\}$  és  $\{P\}$  módus részesedési tényezők a (15) egyenlet megoldásából nyerhetők.

A csatolást leíró  $[A_{as}]$  és  $[B_{sa}]$  almátrixok  $rp$  indexű elemei az

$$A_{rp} = \frac{\rho S}{\Lambda_p} C_{rp} = \frac{\rho S}{\Lambda_p} \frac{1}{S} \iint_S \psi_r(\vec{r}_s) \varphi_p(\vec{r}_s) dS \quad \text{és} \quad (18)$$

$$B_{rp} = \frac{c_0^2 S}{\Lambda_r} C_{rp} = \frac{c_0^2 S}{\Lambda_r} \frac{1}{S} \iint_S \psi_r(\vec{r}_s) \varphi_p(\vec{r}_s) dS, \quad (19)$$

összefüggésekből származtathatók, melyben  $S$  a két részrendszer közös határfelülete. Amennyiben a sajátrezgések szorzatának integrálja az  $S$  felületen zérus vagy alacsony értékű (azaz a függvények nem hasonlóak), akkor a csatolás mértéke elhanyagolható. Ilyen esetben az eredő rendszer viselkedése a csatolatlan részrendszer jellemzőit mutatja. Az egyes részrendszerek sajátrezgései akkor képesek nagymértékben befolyásolni az eredő rendszer jellemzőit, ha sajátrezgései a határfelület mentén hasonlóak, netán teljesen egyezők.

A kísérletben vizsgált mechanikai és akusztikai részrendszer sajátfrekvenciái meglehetősen távol esnek egymástól, a csatolt rezgések módusalakjainak kialakításában ezért csak kevés módus vesz részt. A legnagyobb eredő átvitelek ezeken a közös sajátfrekvenciákon alakulnak ki, melyeken minden részrendszer válasza lokális maximumot mutat a frekvencia függvényében. Egy kettősfalú szerkezet hanggátlásának javítása ezek alapján aktív módszerrel úgy érhető el legkönnyebben, hogy megfelelően alkalmazott ellenfázisú gerjesztéssel a domináns módusokat igyekszünk semlegesíteni. Az akusztikai módusok a lemezrezgések módusainál jóval alacsonyabb rendszámúak, ezért egyszerűbben és hatásosabban gerjeszthetők. A szerzőtársaim által elvégzett aktív zajcsökkentési vizsgálatok igazolták következtetéseim helyességét [24] [30].

A főként a járműipari gyakorlatban, de másutt is gyakran előforduló közelfekvő zajcsökkentő tokozások tervezése többféle problémát is felvet. Egyrészt a valószínű zajforrások, pl. egy belsőégésű motor felületének rezgésállapotát praktikus okoknál fogva nem lehet olyan részletességgel meghatározni, hogy abból a lesugárzott hangtér numerikus módszerrel meghatározható legyen. Másik nehézség, hogy a forrás és az árnyékoló szerkezet közötti kis távolság azonos rezgéssebesség esetén is jelentősen befolyásolhatja a lesugárzott hangteljesítményt a megváltozott sugárzási impedancia következtében. A közelfekvő tokozások alkalmazása kapcsán fellépő jelenségeket laboratóriumi körülmények között vizsgáltam egy mechanikai motor-makett és különféle zajárnyékoló szerkezetek és tokozások segítségével. A kapott eredményeket ipari problémákra is kiterjesztettem.

*V.2. tézis: Numerikus számításokkal kimutattam és laboratóriumi mérésekkel igazoltam, hogy a részleges közelfekvő tokozások hangelnyelő burkolat nélkül nem csökkentik a lesugárzott hangenergia mennyiségét (sőt meg is növelhetik azt), csak módosítják terjedésének irányát. A számítás az indirekt peremelem módszerrel jó pontossággal elvégezhető, ha a forrás rezgésállapota ismert.*

*Megmutattam továbbá, hogy az egyenértékű energia szerinti helyettesítő hangforrások módszere alkalmas az ipari gyakorlatban felmerülő tokozási problémák indirekt peremelem módszerrel történő számítására, de pontossága korlátozott, ha az alkalmazott numerikus módszer nem tudja megfelelően figyelembe venni a hangelnyelő anyagok hatását.*

Az energia szerinti egyenértékű helyettesítő források és indirekt peremelem módszer alkalmazásával egy könnyű és egy nehéz dízelmotor kísérleti, ill. gyártásban levő tokozásának számítását végeztem el. A könnyű dízelmotor esetében az eredmény pontossága nem volt kielégítő, a nehéz dízelmotor esetében a kapott beiktatási csillapítás görbe kielégítette a mérnöki gyakorlat igényeit.

*Az V. téziscsoporthoz kapcsolódó publikációk: [1] [3] [4] [7] [8] [9] [11] [12] [13] [15] [18] [20] [22] [23] [24] [25].*



## 4. PUBLIKÁCIÓK ÉS HIVATKOZÁSOK

### 4.1. A TÉZISEK KÖZVETLEN TÉMAKÖRÉBEN, ÖNÁLLÓAN VAGY SZERZŐTÁRSAKKAL KÖZÖSEN KÉSZÍTETT PUBLIKÁCIÓK

- [1] P. Sas, J. Van de Peer, F. Augusztinovicz, „Development of an analysis procedure for the assessment of insertion loss characteristics of double wall structures”. In: *Proc. 9th FASE Symposium on New Acoustical Measurement Methods*. Balatonfüred, 1991. pp. 196-199.  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/FASE9Symp\\_IL.pdf.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/FASE9Symp_IL.pdf.pdf))
- [2] Augusztinovicz, P Sas, D Otte, P-O Larsson, „Analytical and experimental study of complex modes in acoustical systems”. In: *Proc. 10th Int. Modal Analysis Conference 1992*. pp. 110-116.
- [3] P Sas, F Augusztinovicz, J Van de Peer, „Investigation of the detailed vibro-acoustic behaviour of light-weight double-wall structures in the low frequency range.” In: *Proc. Inter-Noise 92*, pp. 633-636 (1992)
- [4] P Sas, J Van de Peer, F Augusztinovicz, „Modelling the vibro-acoustic behaviour of a double wall structure”. In: *Proc. of the DGLR/AIAA 14th Aeroacoustics Conference*, Aachen: 1992. pp. 561-570
- [5] F Augusztinovicz, „Acoustic modal analysis”. In: *Proc. 4th Int. Seminar on Applied Acoustics. Advanced techniques in applied and numerical acoustics* (Ed.: P. Sas), Leuven: 1993. p. 1-34.  
(<http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA-AcouModal.pdf>)
- [6] Az [5] előadás az International Course on Applied Acoustics szemináriumsorozat keretében a Leuveni Katolikus Egyetemen 1993 óta minden évben elhangzik, a szóbeli változat lehetőség szerint évente frissül és új alkalmazási példákat mutat be.
- [7] P Sas, F. Augusztinovicz, W Desmet, J Van de Peer, „Modelling the vibro-acoustic behaviour of a double-wall structure. In: *Proc. 4th Int. Seminar on Applied Acoustics. Advanced techniques in applied and numerical acoustics* (Ed.: P. Sas), Reference Paper IX. Leuven, 1993. pp. 1-32.
- [8] P. Sas, Ch. Bao, F. Augusztinovicz, „Active control of sound transmission through a double-panel partition.” In: P Chapelle, G Vermeir (Eds), *Proc. 1993 Int. Congress on Noise Control Engineering: Inter-Noise '93*. Leuven, Belgium, pp. 101-106.

- [9] F Augusztinovicz, P Sas, „Evaluation and validation of numerical calculation methods for prediction of insertion loss of close-fitting engine enclosures” In: P Chapelle, G Vermeir (szerk.) *Proc. 1993 Int. Congress on Noise Control Engineering: Inter-Noise'93* (1993) pp. 721-726
- [10] H Van der Auweraer, D Otte, F Augusztinovicz, „Vibro-acoustic analysis of trimmed aircraft through modal and principal field modelling”. Paper No. AIAA 93-4380 In: *16th AIAA Aeroacoustics Conference*, Reston: 1993. pp. 1-9  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/AIAA\\_VibAAAnal.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/AIAA_VibAAAnal.pdf))
- [11] P Sas, C Bao, F Augusztinovicz, et al., „On increase of the insertion loss of a double-panel partition by active noise control.” In: *Proc. 2nd Conf. on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration* (Ed.: Burdisso, R.A.) Blacksburg, 1993. pp. 98-114
- [12] Sas P, Augusztinovicz F, van de Peer J, „Vibro-acoustic Modal Analysis of a Double Wall Structure”. In: *Proceedings of the 11th International Modal Analysis Conference* (1993) Kissimmee, 1993. pp. 1366-1374  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/IMACXI\\_VAMADoubleW.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/IMACXI_VAMADoubleW.pdf))
- [13] Augusztinovicz F, Sas P, Penne F, „Sound Radiation From Structures in The Presence of Close-fitting Sound Shields”. In: Cuschieri J. M., Glegg S. A. L., Yeager D. M., *Proceedings of the 1994 National Conference on Noise Control Engineering*. Institute of Noise Control Engineering, 1994. pp. 219-224 (Noise-Con 94.)  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/NoiseCon1994\\_Shields.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/NoiseCon1994_Shields.pdf))
- [14] H Van der Auweraer, D Otte, F Augusztinovicz, „Application of principal field decomposition to aircraft interior noise analysis.” In: *Proc. 5th Int. Conf. on Recent Advances in Structural Dynamics*, Southampton, pp. 1013-1022. (1994)  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/RASD5\\_FieldDecomp.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/RASD5_FieldDecomp.pdf))
- [15] F Augusztinovicz, P Sas, F Penne, „Simulation of shielding of diesel engine noise - Development and comparison of physical and numerical models”. In: *Proc. 19th ISMA* (Ed.: P. Sas), 1994. pp. 825-840  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA19\\_EngNoise.TIF](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA19_EngNoise.TIF))

- [16] H Van der Auweraer, D Otte, F Augusztinovicz, „Experimental modal and principal field analysis of aircraft interior acoustics”. In: Proc. 12th Int. Modal Analysis Conference, 1994. pp. 318-324  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/IMACXII\\_Aircraft.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/IMACXII_Aircraft.pdf))
- [17] K Wyckaert, F Augusztinovicz, „Vibro-acoustical modal analysis: reciprocity, modal symmetry and modal validity”. In: Proc. 19th ISMA (Ed. P. Sas), Leuven, 1994. pp. 739-760  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA19\\_Recip.TIF](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA19_Recip.TIF))
- [18] F Augusztinovicz, P Sas, F Penne, „Comparison and verification of experimental and numerical models for the prediction of the efficiency of engine noise shields”. In: Proc. 1995 SAE Noise and Vibration Conference (P-291), Vol. 2. 1995. pp. 859-866  
(<http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/SAE%2395NV70.pdf>)
- [19] F. Augusztinovicz, F. Penne and P. Sas, „Calculation of sound radiation from sources, characterized by the equivalent power volume velocity method”. In: Proc. 2nd Sysnoise Users Meeting, Leuven, Paper II.5, pp. 1-9 (1995)  
(<http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/2ndSYSUsrMtg-EPVV.pdf>)
- [20] F Penne, F Augusztinovicz, L Cremers, P Sas, „Prediction of engine shield performance by means of a hybrid experimental-numerical approach”. In: *Proc. 2nd Sysnoise Users Meeting*, Leuven, Paper IV.5, pp. 1-6 (1995)
- [21] K Wyckaert, F Augusztinovicz, P Sas, „Experimental vibro-acoustical modal analysis: reflections on reciprocity and excitation strategy” In: *Proc. 13th International Modal Analysis conference*, 1995. pp. 97-103.  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/IMACXIII\\_Recip.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/IMACXIII_Recip.pdf))
- [22] F Augusztinovicz, P Sas, F. Penne, „Physical and numerical simulation of the performance of close-fitting partial engine shields.” In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 96: Tagungsband der 21. Deutschen Jahrestagung für Akustik*. Saarbrücken, pp. 475-478. (1996)  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/DAGA96\\_EngShield.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/DAGA96_EngShield.pdf))

- [23] F Penne, P Sas, F Augusztinovicz, „Prediction of the insertion loss of engine shield configurations using a variational B.E. method.” In: Proc. Euro-Noise '95 (Ed.: P. Millot). Lyon, pp. 567-572. (1995)
- [24] Sas P, Bao C Y, Augusztinovicz F, „Active Control of Sound Transmission Through a Double-panel Partition”. *J. Sound Vib.* Vol. 180. (4) 609-625 (1995)  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/JSV\\_DoubleWall.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/JSV_DoubleWall.pdf))
- [25] F Augusztinovicz, P Sas, L Cremers, R Liebrechts, M Mantovani, C Bertolini. „Prediction of insertion loss of engine enclosures by indirect BEM calculations combined with a substitution monopole source description technique”. In: Paul Sas(szerk.)Proc. 21st Int. Seminar on Modal Analysis (Ed.: P. Sas), Leuven. Katholieke Universiteit Leuven, 1996. pp. 55-68  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA21\\_Enclosure.TIF](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA21_Enclosure.TIF))
- [26] Van Der Auweraer H, Martens T, Otte D, Waterman E, Olbrechts T, Augusztinovicz F, „Optimization Study For Structural Acoustical Control Configuration on The Fokker 100 Using Reciprocal Testing”. In: Chalupnik J D, Marshall S E, Klein R C (Eds.), Proceedings of The 1996 National Conference on Noise Control Engineering. Part 2 (of 2) (1) Institute of Noise Control Engineering, 1996. pp. 177-180  
(<http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/NoiseCon-1996.pdf>)
- [27] Wyckaert K, Augusztinovicz F, Sas P, „Vibro-acoustical Modal Analysis: Reciprocity, Model Symmetry, And Model Validity” *J. Acoust. Soc. Amer.*, Vol. 100: (5) 3172-3181 (1996)  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/JASA\\_Recip.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/JASA_Recip.pdf))
- [28] Augusztinovicz, F. and Sas, P., Acoustic modal analysis at low frequencies: similarities and differences in formulations”. *Proc. 21st Int. Seminar on Modal Analysis* (Ed.: P. Sas), Vol. III. 1685-1699. p. (1996)  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA21\\_AcouModal.TIF](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA21_AcouModal.TIF))
- [29] F Augusztinovicz, „Calculation of noise control by numerical methods - what we can do and what we cannot do – yet”. In: Augusztinovicz F.(szerk.), *Proc. Inter-Noise 1997: Help Quiet the World for a Higher Quality Life*, Budapest. Institute of Noise Control Engineering, 1997. pp. 27-44.

(Distinguished lecture)

([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/InterNoise97\\_Distinguished.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/InterNoise97_Distinguished.pdf))

- [30] H Van der Auweraer, T Martens, E Waterman, T Olbrechts, F Augusztinovicz, „Comparison of structural and acoustical active noise control performance of the Fokker 100 based on experimental simulation models”. In: Steven J Elliott, Horváth Gábor(szerk.), Proc. Active 97Budapest: OPAKFI, 1997. pp. 491-498  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/Active97\\_Fokker.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/Active97_Fokker.pdf))
- [31] F Augusztinovicz, „State of the art of practical applications of numerical methods in vibro-acoustics”. In: Proc. 1 Congresso Iberoamericano de Acústica (Ed. S. Gerges), Florianópolis: 1998. pp. 154-168. (Invited plenary lecture)  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/Iberoamericano\\_Statoftheart.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/Iberoamericano_Statoftheart.pdf))
- [32] P Sas, F Augusztinovicz, „Acoustic modal analysis”. In: *Modal Analysis & Testing. Main Lectures and Contributed Papers* (Eds: É J.M.Montalvao e Silva and N. M. Mendes Maia), NATO Advanced Study Institute, Sesimbra: 1998. pp. 605-624  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/NATO\\_AcouModal.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/NATO_AcouModal.pdf))
- [33] Fülöp Augusztinovicz, Paul Sas, „Acoustic Modal Analysis”. In: Montalvão e Silva, Julio M., Maia, Nuno M.M.(szerk.), *Modal Analysis and Testing: Proceedings of the NATO Advanced Study Institute*, Sesimbra, Portugal, 3-15 May, 1998. Kiad: Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1999. pp. 487-506. (NATO Science Series E; Vol. 363.)
- [34] M Tournour, L Cremers, P Guisset, F Augusztinovicz, F Márki, „Inverse numerical acoustics based on acoustic transfer vectors”. In: *Proc. 7th Int. Congress on Sound and Vibration*, 2000. pp. 2069-2076  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ICSV7\\_Inverse.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ICSV7_Inverse.pdf))

## 4.2. A TÉZISEKBEN FOGLALT ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK TOVÁBBVITELÉVEL ÉS ALKALMAZÁSÁVAL KAPCSOLATOS PUBLIKÁCIÓK

- [35] Augusztinovicz Fulop, János Granát, Ferenc Márki, Wim Hendricx, Herman Van der Auweraer, „Application and extension of acoustic holography techniques for tire noise investigations”. *J. Acoust. Soc. Amer.*, Vol. 105. (2) 1373-1374 (1999)
- [36] F Augusztinovicz, F Márki, J Granát, W Hendricx, H Van der Auweraer, „Development of an inverse boundary element technique for the identification of partial noise sources of tires”. In: *Proc. Inter-Noise 99*, 1999. pp. 1413-1417  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/InterNoise99\\_IBEM.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/InterNoise99_IBEM.pdf))
- [37] F Augusztinovicz, F Márki, J Granát, W Hendricx, H Van der Auweraer, „Extension of acoustic holography for tyre noise investigations”. In: *Forum Acusticum 99: 1st Joint Mtg. German Acoust. Soc. / Acoust. Soc. Amer.*, 1999. pp. 1-4.  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/FA99\\_Holography.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/FA99_Holography.pdf))
- [38] P Guisset, F Augusztinovicz, „Tire noise emission: Analysis and prediction models”. In: Federico Mancosu(szerk.), *Proc. 1st International Colloquium on vehicle tyre road interaction: The Noise Emission*. Rome: 1999. pp. 1-9.  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/TyreRoad1999\\_TINO.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/TyreRoad1999_TINO.pdf))
- [39] F Augusztinovicz, M Tournour, „Reconstruction of source strength distribution by inverting the Boundary Element Method: Chapter 8” In: Otto von Estorff (szerk.), *Boundary Elements in Acoustics. (Advances in Boundary Elements; Vol. 9.)* Southampton: WIT Press, 2000. pp. 243-284.
- [40] F Márki, F Augusztinovicz, „Inverse methods for source strength reconstruction of complex structures”. In: *Inter-Noise 2000: The 29th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*, Paper #448, 2000. pp. 1-7.  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/InterNoise2000\\_Inverse.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/InterNoise2000_Inverse.pdf))

- [41] L Meulewaeter, F Augusztinovicz, „Application of the BE method for industrial problems”. In: Otto von Estorff (szerk.), *Boundary Elements in Acoustics*, Ed. Otto von Estorff, WIT Press. Southampton: 2000. pp. 443-476.
- [42] Márki F, Augusztinovicz F, „Effects, Interpretation and Practical Application of Truncated SVD in the Numerical Solution of Inverse Radiation Problems”. In: *Proc. 25th International Conference on Noise and Vibration Engineering: ISMA25 Conference*, 2000. pp. 1405-1413  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA25\\_TruncSVD.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA25_TruncSVD.pdf))
- [43] Augusztinovicz F, Márki F, Bite M, Dombi I, P Carels, J Willems, Horváth Z., „A budapesti Déli összekötő vasúti híd zaj- és rezgésvizsgálatai”. In: *A környezeti zajvédelem stratégiája c. Opaekfi szeminárium*, 2002. okt. 16-18, Budapest: OPAKFI, 2002.
- [44] Márki F, Augusztinovicz F, „Statistical – Inverse Boundary Element Method”. In: Sas P, Hal B (Eds.), *Proc. 2002 International Conference on Noise and Vibration Engineering, ISMA 2002*, 2002. pp. 1791-1798  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA2002\\_StatBEM.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA2002_StatBEM.pdf))
- [45] Augusztinovicz F, Márki F, Carels P, Bite M, Dombi I, „Noise And Vibration Control of The South Railway Bridge of Budapest”. In: Nilson A, Boden H, *Proceedings of The 10th International Congress on Sound And Vibration 2003*. pp. 1713-1720 (ICSV 10.)  
(<http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ICSV10-RailBridge.pdf>)
- [46] P Carels, J Willems, Augusztinovicz F, Márki F, Bite M, Dombi I, „Noise and vibration control of the South Railway Bridge of Budapest”. In: *7th World Congress on Railway Research 2003*. pp. 1-8
- [47] A B Nagy, P Fiala, F Márki, F Augusztinovicz, G Degrande, D Brassensx, „Prediction of interior noise in buildings, generated by underground rail traffic”. In: *Proc. 8th International Workshop on Railway Noise (2)* 2004. pp. 613-620  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/IWRN8\\_UnderRail.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/IWRN8_UnderRail.pdf))
- [48] A B Nagy, P Fiala, F Augusztinovicz, A Kotschy, „Prediction of radiated noise in enclosures using a Rayleigh integral based technique”. In: *CD Proc. of InterNoise 2004*, Prague 2004. pp. 1-7.

- ([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/Inter-Noise2004\\_Rayleigh.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/Inter-Noise2004_Rayleigh.pdf))
- [49] Augusztinovicz F, Gajdáty P, Márki F, Fiala P, Nagy A B, „Source Models For Noise Radiation Calculations From Large Structures And Industrial Plants”. In: Sas P, Munck M (Eds.), *Proc. International Conference on Noise And Vibration Engineering, ISMA 2004*, pp. 3687-3698 (2004) ([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA2004\\_IndPlants.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA2004_IndPlants.pdf))
- [50] F Augusztinovicz, F Márki, K Gulyás, A B Nagy, P Fiala, P Gajdáty, „Vibro-acoustic design method of a tram track on a steel road bridge”. In: *Proc. 8th International Workshop on Railway Noise* (Ed. D. Thompson and Ch. Jones) (2) 2004. pp. 467-476 (<http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/IWRN8-TramTrack.doc>)
- [51] F Augusztinovicz, A B Nagy, P Forián Szabó, „Vibro-acoustic modelling of the Festival Theatre of Palace of Arts”. In: Augusztinovicz Fülöp, Nagy Attila Balázs, Hunyadi Zoltán (szerk.), *Proceedings of Forum Acusticum 2005*, Budapest: OPAKFI, 2005. pp. L251
- [52] Fiala Péter, Granát János, Augusztinovicz Fülöp, „Modelling of Ground Vibrations in the Vicinity of a Tangent Railway Track”. In: Augusztinovicz Fülöp, Nagy Attila Balázs, Hunyadi Zoltán (szerk.), *Proceedings of Forum Acusticum 2005*, Budapest: OPAKFI, 2005. pp. 6
- [53] P Forián Szabó, P Carels, F Augusztinovicz, „Planning of the vibration isolation system in the Festival Theatre of Palace of Arts (Budapest)”. In: Augusztinovicz Fülöp, Nagy Attila Balázs, Hunyadi Zoltán (szerk.), *Proceedings of Forum Acusticum 2005*, Budapest: OPAKFI, 2005. pp. L253
- [54] T Mócsai, K Gulyás, F Augusztinovicz, „Vibro-acoustic analysis of a steel railway bridge with special regard to the potentials of active vibration damping.” Paper 808-0, In: Augusztinovicz F, Nagy Attila Balázs, Hunyadi Zoltán (szerk.), *Proceedings of Forum Acusticum 2005*. Budapest, pp. 915-920. (2005) ([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/FA2005\\_Bridge.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/FA2005_Bridge.pdf))
- [55] Augusztinovicz F, Márki F, Gulyás K, Nagy A B, Fiala P, Gajdáty P, „Derivation of Train Track Isolation Requirement for a Steel Road Bridge Based on Vibro-acoustic Analyses”. *J Sound Vib.*, Vol. **293**: (3-5) 953-964 (2006)



- [56] Fiala Péter, Geert Degrande, Granát János, Augusztinovicz Fülöp, „Structural and Acoustic Response of buildings in the higher frequency range due to surface rail traffic”. In: *13th International Congress on Sound and Vibration* 2006. pp. 8
- [57] Nagy A B, Fiala P, Márki F, Augusztinovicz F, Degrande G, Jacobs S, Brassens D, „Prediction of Interior Noise in Buildings Generated by Underground Rail Traffic”. *J Sound Vib.*, Vol. 293: (3-5) 680-690 (2006)
- [58] Fiala P, Degrande G, Augusztinovicz F, „Numerical Modelling of Ground-borne Noise And Vibration in Buildings Due to Surface Rail Traffic”. *J Sound Vib.*, Vol. 301: (3-5) 718-738 (2007)
- [59] P Fiala, S Gupta, G Degrande, F Augusztinovicz, „A parametric study on the isolation of ground-borne noise and vibrations in a building using a coupled numerical model”. In: *Acoustics'08 Paris International Conference*, 2008. pp. 643-648
- [60] Augusztinovicz Fülöp, Kimpián Tibor, „Vibro-acoustic design of the stage floor reconstruction of a concert hall”. In: P. Sas, B. Bergen (szerk.), *Proc. ISMA 2010: International Conference on Noise and Vibration Engineering including USD2010*, Leuven: 2010. pp. 4485-4490  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA2010\\_StageFloor.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA2010_StageFloor.pdf))
- [61] Augusztinovicz F: Vibro-acoustic analysis of the stage floor of a concert hall-a case study. *Applied Acoustics*, Vol. 73. No. 6-7, pp. 648-658, 2012. DOI: 10.1016/j.apacoust.2011.12.011 2012.  
(<http://mycite.omikk.bme.hu/doc/122086.pdf>)
- [62] Kimpián, T. and Augusztinovicz, F., „Torsional modal analysis of single shaft systems containing permanent magnet synchronous motors using novel broadband torque excitation.” *Proc. ISMA 2012: International Conference on Noise and Vibration Engineering*, Paper ID: 827. Leuven, September 17-19 (2012)

### 4.3. EGYÉB HIVATKOZÁSOK

- [63] Barát Z: *Műszaki akusztika*. Oktatási segédlet. Kézirat, 1970.
- [64] P. Göransson: „An introduction to acoustic finite elements”. *Course notes for 4B1170 Numerical Acoustics*, KTH Aeronautical and Vehicle Engineering, Stockholm, 2006.
- [65] F. Fahy, *Sound and structural vibration. Radiation transmission and response*. Academic Press, 1985. Chapters 6.2-6.4, pp. 242-252.
- [66] Q. Zhang, “Application de l’analyse modale à la résolution des problèmes acoustiques automobiles en basses fréquence”, *J. SLA* 380, 44-50 (1993).
- [67] J.W. Verheij, “A comment on the relationship between reciprocal and symmetrical systems”, *J. Sound Vib.* 170, 567-570 (1994).
- [68] F.J. Fahy, “The reciprocity principle and applications in vibro-acoustics”, *Proc. Inst. Acoust.* 12 (part 1) 1-20 (1990).
- [69] D. Formenti, R. Allemang, R. Rost et al, „Analytical and experimental modal analysis”. In: *Proc. 15th International Seminar on Modal Analysis, Course on Experimental Modal Analysis*, Part I. Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, 1990.
- [70] W. Heylen, S. Lammens and P. Sas, *Modal analysis theory and testing*. Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, 1997.
- [71] „*Vibro-acoustic Modal Analysis module*” Az LMS. International CADA-X szoftvercsomagjának új modulja a Release 3.4. verziótól kezdve. LMS International, Leuven (1996)
- [72] Verheij, J. Hoerberichts, A.N.J. and Thompson, D.J., “Acoustic source strength characterization for heavy road vehicle engines in connection with pass-by noise”. *Proc. 3rd Int. Congress on Air- and Structure-Borne Sound and Vibration*, (Ed. M.J. Crocker), Montreal, Vol. I, pp. 647-654 (1994).
- [73] P. de Fonseca, P. Sas, H. Van Brussel, „Active control of sound transmission through an aircraft fuselage test section.” Paper # AIAA-98-2233, *Proc. 4th AIAA/CEAS Aeroacoustics (19th AIAA Aeroacoustics) Conference*, Toulouse, 1998. Part 1, pp. 184-194. (1998)

## 5. AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉVEL KAPCSOLATOS NAGYOBB KUTATÁSI-FEJLESZTÉSI PROJEKTEK

*Advanced study for active noise control in aircraft (ASANCA)*. 3th Framework Program EU Project, Contract No. AERO 0028-C (1989-1992)

BRITE-EURAM Project No. 5414: *New pass-by noise optimization methods for quiet and economic heavy road vehicles (PLANO)*

A Rákospalotai és a Füredi úti fűtőmű zajforrásainak elemzése zajcsökkentési átalakítások megalapozása érdekében

Az új Nemzeti Színház stúdiószínházának és színpadgépészetének rezgésakusztikai vizsgálata.

A Művészetek Palotája rezgésszigetelési tervezését megalapozó elemzés

A Déli vasúti híd zajkeltésének és zajcsökkentési lehetőségeinek elemzése

Az 1-es villamos Lágymányosi (Rákóczi) hídon való átvezetését megalapozó rezgésakusztikai vizsgálat

A Zeneakadémia felújításával kapcsolatos rezgésakusztikai vizsgálatok

A budapesti 4-es metró rezgésszigetelésének és állomási akusztikájának tervezésével kapcsolatos vizsgálatok