

Válasz

Dr. Veszely Gyula professzor bírálatára

Mindenekelőtt hálásan köszönöm Veszely Gyula professzor gondos és alapos, sok részletre rávilágító véleményét, bíráló és dícsérő mondatait, melyeket több helyen az akusztikus és az elektromágneses terek közötti összefüggések szempontjából fogalmazott meg. Válaszaim kifejtése előtt előre kell bocsátanom, hogy pályám az akusztika folyamatos művelése közben elsősorban gépészeti, mechanikai, ill. az utóbbi időben építészeti és építőmérnöki alkalmazások közelébe sodort, ezért kevés lehetőségem volt az elektromágneses és hanghullámok összefüggéseiben való elmélyülésre, azok kiaknázására. A számomra új nézőpont azonban lehetővé teszi, hogy kutatói és oktatói tevékenységemet újragondoljam, és ezért ezúton is szeretném hálámat kifejezni.

I.1. tézis

A bíráló megjegyzés szerint a koncentrált paraméterű akusztikus és mechanikai Helmholtz-egyenlet közti analógia nem tekinthető új tudományos eredménynek. Szándékom szerint ebben a tézisben azonban nem önmagában az akusztikai-mechanikai analógiát, hanem az ismertnek tekintett analógia segítségével olyan közös leírást kívántam adni, mellyel az akusztikai módusok létrejötte a mechanikában trivialitásnak számító módon mutatható be. A tradicionális akusztikai koncentrált paraméteres leírás metodikája – Barát Zoltán mélyreható munkássága nyomán [1] – nem ezt az utat járja, hanem az akusztikai modellekről elektromos helyettesítő képekre tér át és azok körében, hálózatelméleti módszerekkel határoz meg frekvenciaátviteli függvényeket, általában Bode-diagramok formájában.

A koncentrált paraméteres akusztikai modellezés lényege valóban az, hogy egy változóval írja le az elem állapotát, ez azonban nem jelenti azt, hogy az elemet leíró másik üzemi változó is konstans. Egy egyszerű elektromos induktivitás és akusztikai tömeg alábbi példáján ez a következőképpen szemléltethető. Ahogy a tekercsen átfolyó áram a tekercs egész hosszában állandó, a feszültség azonban folytonosan változik az egyes menetek mentén haladva a két végponton mérhető feszültség között, úgy marad állandó az akusztikai tömegen áthaladó térfogatsebesség, miközben lineárisan változik a két végpont között a hangnyomás. A tekercs üzemállapotát ezért a rajta átfolyó árammal, az akusztikai tömeget a térfogatsebességgel célszerű leírni. Az elemeket egy hálózat részeként tekintve azonban a megoldás úgy is nyerhető, hogy a tekercs végpontjain kialakuló feszültséget, vagy az akusztikai tömeg két végén fellépő térfogatsebességet tekintjük ismeretlennek.

A szabadsági fokok megválasztása elvben tetszőleges, gyakorlati szempontból (pl. könnyebben realizálható gerjesztő források érdekében) azonban más és más kitüntetett szabadsági fokok választása lehet kívánatos. Ebben a megközelítésben minden esetben lehetséges az értekezés (2.4.b) vagy (2.7.b) szerinti,

$$\left[[\mu_a] - \omega^2 [\chi_a] \right] \{ \xi \} = \{ p \} \text{ vagy } \left[[S] - \omega^2 [P] \right] \{ p \} = \{ \dot{q} \}$$

alakú egyenlet felírása – feltéve, hogy az akusztikai koncentrált paraméteres modell felállításának feltételei teljesülnek. A lineáris csőhálózatok esetétől eltekintve az akusztikai tervezői gyakorlatban az a legnagyobb korlátozó tényező, hogy a hangenergia terjedése általában több irányban – azaz dimenzióban – történik, ami a méretektől függetlenül meggátolja az egydimenziós koncentrált paraméteres modellezés alkalmazását.

Bírálóm azon megjegyzésével viszont egyet kell értenem, mely szerint a

$$[[K_a] - \omega^2 [M_a]] \{p\} = -j\omega\rho\{G\}$$

egyenlet nem nevezhető a diszkrét akusztikai rendszerek alapegyenletének; helyesen ez az összefüggés csak a 'végelem módszer alapegyenlete' nevet viselheti.

I.2. tézis

Veszely professzor ezen tézissel kapcsolatban azt írja, hogy „Olyan példa esetén, amikor a tömeg és a kapacitás folytonosan megy át egymásba, önkényesen kell őket szétválasztani. Ha az akusztikus modellnél és a végelem módszernél azonos határokat választunk, ismét csak triviális a két egyenlet azonos alakja.”

A kifogásolt részt ismételtén áttekintve továbbra is úgy vélem, hogy a két alak azonos alakja nem lehet triviális, ha pl. a – bizonyos szakirodalmi forrásokban (ld. pl. [2]) mobilitási mátrixnak is nevezett – akusztikai merevségmátrix elemei az értekezésem függelékében megadott (F.13) egyenlet szerint a

$$\left(\iiint_V [N]^T [N] dV \right) \equiv [k]$$

egyenletből határozhatók meg, közvetlen fizikai tartalommal nem bírnak és egyetlen végelem esetén is 8×8-as mátrixot alkotnak, míg a koncentrált paraméteres modellben ugyanakkora elemméret esetén is csak egyetlen, közvetlen fizikai tartalommal bíró akusztikai kapacitás jelenik meg. Az I.2. tézisben megfogalmazott ekvivalencia arra mutat rá, hogy az akusztikai problémák megoldása koncentrált paraméteres és végelelemes megközelítésben formailag és fizikai tartalmukat tekintve azonos, de részleteiben jelentősen eltérő matematikai eszközökkel történik. Miután a koncentrált paraméteres modellezés az elektroakusztikában továbbra is szokásos, de más területeken mára teljesen a háttérbe szorult, fontosnak tartottam ezen ekvivalencia tézisben történő felmutatását és nincs tudomásom olyan közleményről, ahol ezt más szerző megtette volna.

II.1. tézis

Bírálom ezzel kapcsolatban arra hívja fel figyelmemet, hogy a Green-függvény sajátfüggvények szerinti végtelen sorának értekezésem (3.34) egyenletében

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

alakban szereplő diszkrét megfelelője

$$G(r|r_0) = e^*(r) \mathcal{G} e(r_0) = 4\pi \sum_n \frac{\Psi_n(r) \Psi_n(r_0)}{\lambda - \lambda_n}$$

alakban megtalálható Morse és Feshbach alapvető könyvében ([3], p. 884)

Sajnálattal kell elismernem, hogy mérnöki érdeklődésem következtében nem foglalkoztam eleget az elméleti fizika szakirodalmával, így nem volt tudomásom róla, hogy az egyébként alapvető elméleti munkának ismert Morse-Feshbach könyv a sugárzáselmélet diszkrét megközelítésével kapcsolatos összefüggéseket is tartalmaz – jóval a számítógépes módszerek megjelenése előtt. (Bizonyos meglepéssel talán annyit megállapíthatok, hogy az azonosság ezen önállóan elért, saját eredményem alátámasztásaként is értékelhető, bár újdonságértékét opponensem joggal vonja kétségbe.)

II.3. tézis

Dolgozatomban főként az akusztikai módusokat ábrázolom valós és képzetes tengelyből alkotott komplex koordinátarendszerben, a számítással vagy méréssel meghatározott sajátvektorok elemeinek komplex értékeit a helyiel paraméterezve. A számítógépes mérés-technikában szokássá lett az ilyen koordinátarendszert Nyquist-diagramnak nevezni, függetlenül attól, hogy az ábrázolandó komplex mennyiség milyen tartalommal bír. Az eredeti Nyquist-diagram kétségtelenül csak az átviteli függvényekre vonatkozik [4], ezért köszönettel veszem a korrekciós megjegyzést és a jövőben ennek megfelelő nomenklaturát fogok alkalmazni.

A 3.7. (és *mutatis mutandis* a 8. és 9.) ábra értelmezése kétségtelenül sok problémát vet fel. Úgy vélem, hogy a 3.7.c ábra következetlenségeire a magyarázat a kísérleti körülmények pontatlanságaiban keresendő. A kb. 0,8 cm vastag poliuretán hablémezből kivágott 2 cm széles, 0,5 m hosszú csíkok pontos, szabályos elhelyezése a mintegy 1,6 m hosszúságú, 112 mm belső átmérőjű acélcsőben nem volt könnyű, rögzítésükre csak a saját, igencsak csekély önsúlyukat tudtam igénybe venni, ezért minden szándékom ellenére nem sikerült valóban tökéletesen egyenletes csillapítást létrehozni a hullámvezető mentén. A használt berendezés sok éve állt használatlanul a műszerraktárban, ezért a mikrofont tartó kerek vezetőelem járása sem volt mentes az akadozásoktól; mindezek okozhatták az állóhullámok elvárt fázisához képest mutatkozó eltéréseket. Megjegyzem továbbá, hogy a 3.7.a ábra bal oldalán bemutatott módusalak a neki megfelelő, jobb oldali vektorábrán nem mutat az elvárt, tiszta valós vektorábrához képest jobb egyezést, sőt kevésbé szabályos, mint a 3.7.c ábra jobb oldalán bemutatott vektorábra. Mindezen hibák és eltérések az akusztikai mérések gyakorlatban elérhető pontosságához képest nem kirívóak.

Bár Veszely professzor a 3.8. ábrára vonatkozóan nem emel hasonló kifogást, ezek a módusalakok valójában még sokkal nehezebben azonosíthatók az egydimenziós hullámvezető elvárt módusalakjaival. Egy repülőgép utastere azonban nagyon messze van az egydimenziós hullámvezető absztrakciójától, az ülések alakja, anyaga, elhelyezkedése, a belső burkolatok (és a mögöttük elhelyezkedő hő- és hangszigetelő lemezek), valamint az ablakok szabálytalanságai mind-mind zavarják az egyenletes módusalak kialakulását.

A II.3. tézis kifejtésében véleményem szerint nem ellentmondás feszül, hanem pontatlan az egyes kijelentésekre vonatkozó feltételek kifejtése. Az egyszerű, egydimenziós hullámvezetőknél elvégzett laboratóriumi kísérletek esetén áll fenn az a helyzet, hogy az egyenletes – hosszirányban változó, de keresztirányban a hullámhosszhoz képest elhanyagolható méret miatt állandónak tekinthető – akusztikai csillapítás állóhullámot eredményez. Amennyiben azonban a hullámvezető kiterjedése egynél több dimenzió irányában összemérhető a hullámhosszal, ugyanakkor az akusztikai csillapítás a falak által bezárt akusztikai tér falain koncentrálódik, akkor haladó hullámképet mutató módusokat kapunk. Köszönöm, hogy bírálóm felhívta a figyelmemet erre a hibás megfogalmazásra.

V.1. tézis

A hanggátló szerkezetek viselkedését, minőségét meghatározó szabványos vizsgálatok zengő terek közé beépített, véletlen zajjal gerjesztett szerkezeteken, tercsávokban átlagolt hangnyomásméréssel történnek. A tercsávok kiértékelés a magasabb frekvenciasávokban elfedi az átviteli jellemzők finomsztruktúráját, miközben a gyakorlatban sokszor kell tisztahangú, közelítően periodikus zajok ellen védekezni (pl. ventilátorzajok, turboprop meghajtású repülőgépek, belsőégésű motorok esetén). A szerkezetek numerikus elemzése legtöbbször eleve szinuszos gerjesztésre vonatkozik, a tervezési és a kísérleti vizsgálatok metodikája ezért egyre inkább a nagyobb frekvenciafelbontású elemzési módszerek irányába tendál. Ebben az esetben viszont a kapott görbék részletesebb értelmezésére is szükség van. Ehhez segít hozzá a mechanikai és akusztikai módusok geometriai hasonlóságára vonatkozó felismerés, amivel megmagyarázhatóvá – és az ak-

tív zajcsökkentés során gazdaságosan javíthatóvá – váltak a vizsgált hanggátló szerkezetek átvitelében mutatkozó erős ingadozások. A gondolatmenetet az értekezés elkészülte óta lemezzrezonátorok működési mechanizmusának értelmezésére is sikerrel alkalmaztuk.

A Veszely professzor bírálatában **További megjegyzések** cím alatt szereplő megállapításokkal egyetértek és köszönöm a korrekciókat, pontosításokat. Kivétel ez alól a 36. oldal utolsó mondatára vonatkozó megjegyzés, amely a 3.8 és 3.9. ábrán bemutatott módusalakok értelmezésével kapcsolatos. Erre a mérésre egy kis légcsavaros repülőgép utasterében került sor, melynek eredményei közül a tengely mentén vett pontokra meghatározott módusalak messze nem kollineáris vektorábrát, az összes mérési pontot magában foglaló, négy különböző fázisban rögzített hullámkép pedig még összetettebb, erősen komplex módusalakot és tiszta haladóhullámot mutat.

Válaszom befejezéseként ismételten köszönöm Veszely professzornak, hogy munkám eredményeit a felsorolt számos kifogás ellenére jelentősnek és hitelesnek tartja, és a doktori mű elfogadását javasolja.

Hivatkozások

- [1] Barát Zoltán: *Műszaki akusztika*. Oktatási segédlet. Kézirat, Budapest, 1971.
- [2] D. Vandepitte, „Acoustic finite elements”. Course Notes of *Advanced Techniques in Applied and Numerical Acoustics*, KULeuven, 1993.
- [3] Ph. M. Morse and H. Feshbach, *Methods of theoretical physics*. Part I. McGraw-Hill, New York, 1953.
- [4] Herman Nyquist, „Regeneration theory”. *Bell System Technical Journal*, Vol. 11. pp. 126-147. (1932)

Szentendre – Budapest, 2013. július 2.

Augusztinovicz Fülöp