

Řešení akustického pole v kavitě kompresoru

Jan Skala¹

1 Úvod

Potlačení hluku produkovaného stroji s pohyblivými součástmi můžeme pokládat za optimalizační úlohu aplikovanou na konstrukce obklopující takové stroje. Popis šíření tlakových vln v uzavřeném prostoru (kavitě), jejich interakce s konstrukcí včetně prostupu do volného prostoru je pak základem moderního přístupu ke snížení hluku emitovaného celým zařízením. Tato práce vychází ze článku Dupal et al. (2013) a je věnována řešení akustického pole bez interakce s opláštěním stroje.

2 Matematický model

Výpočtový model vychází podle Temkin (2001) ze stacionární vlnové rovnice pro homogenní prostředí, neboli Helmholtzovy rovnice, pro akustický tlak p ve tvaru

$$k^2 p + \Delta p = 0. \quad (1)$$

Slabá formulace diferenciální rovnice (1) po aplikaci okrajových podmínek má tvar

$$\int_{\Omega} k^2 w p d\mathbf{x} - \int_{\Omega} \nabla w \cdot \nabla p d\mathbf{x} + \int_{\Gamma_{out}} w \left(\frac{-i\omega}{c} p \right) dS + \int_{\Gamma_{in}} w (-\rho i \omega v_n) dS = 0. \quad (2)$$

Ze vztahu (2) vyjdeme při hledání rozložení akustického tlaku jak pomocí metody konečných prvků (MKP), tak Galerkinovy metody (GM). V případě GM je akustický tlak aproximován lineární kombinací harmonických funkcí ve tvaru

$$p(x,y) = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \left[a_{ij} \sin \frac{i\pi x}{b} \sin \frac{j\pi y}{a} + b_{ij} \cos \frac{i\pi x}{b} \sin \frac{j\pi y}{a} + c_{ij} \sin \frac{i\pi x}{b} \cos \frac{j\pi y}{a} + d_{ij} \cos \frac{i\pi x}{b} \cos \frac{j\pi y}{a} \right]. \quad (3)$$

Pro nalezení rozložení akustického tlaku pomocí MKP provedeme lineární aproximaci tlaku na prvcích sítě. Soustava rovnic pro výpočet akustického tlaku ve 3D prostoru má tvar

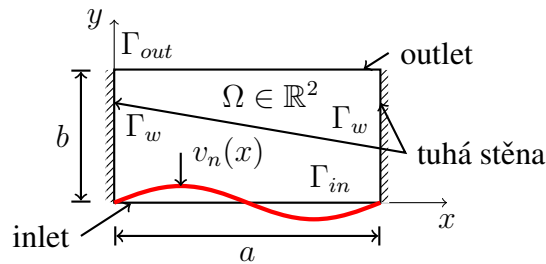
$$\frac{1}{\rho} (i\omega \mathbf{H} - \frac{1}{i\omega} \mathbf{G} - \mathbf{F}) \mathbf{p} = \mathbf{f}_p. \quad (4)$$

Řešením soustavy algebraických rovnic (4) získáme komplexní amplitudy akustického tlaku v uzlech sítě konečných prvků.

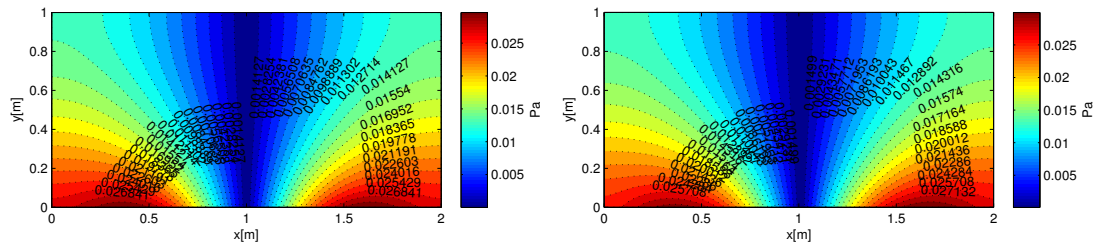
3 Výsledky výpočtů

Na testovací úloze, jejíž schéma je na obrázku (1), byla provedena verifikace výsledků získaných pomocí MKP porovnáním s výsledky získanými pomocí GM. Parametry úlohy jsou $\rho = 1,177 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $c = 340 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $\omega = 50 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, $b = 1 \text{ m}$, $a = 2 \text{ m}$ a $v_n(x) = 0,001 \sin \left(\frac{2\pi x}{a} \right) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro aproximaci tlaku pomocí GM bylo zvoleno $N = 8$.

¹ student navazujícího studijního programu Počítačové modelování v inženýrství, obor Dynamika konstrukcí a mechatronika, specializace Počítačová mechanika, e-mail: jans@students.zcu.cz

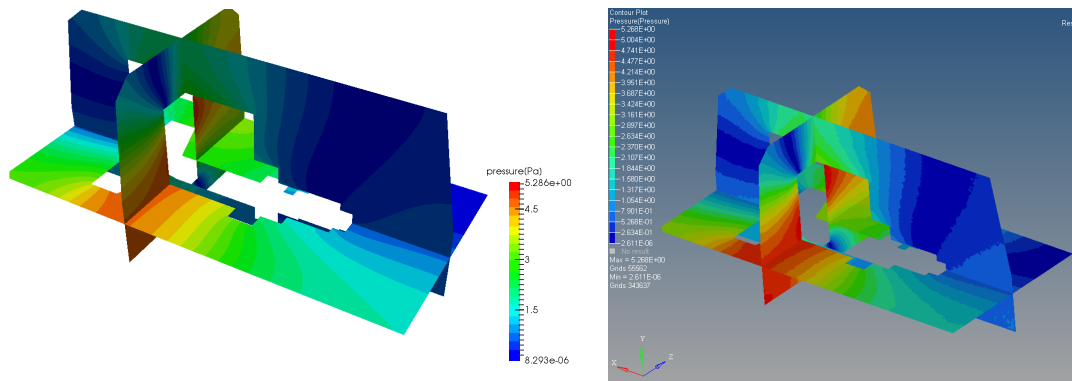


Obrázek 1: Testovací úloha.



Obrázek 2: Porovnání výsledků získaných pomocí GM (vlevo) a MKP (vpravo) na testovací úloze.

Po verifikaci implementace MKP bylo provedeno řešení akustického tlaku na zjednodušeném modelu šroubového kompresoru.



Obrázek 3: Porovnání výsledků vlastní implementace MKP (vlevo) a komerčního SW.

4 Závěr

Výsledky vlastní implementace MKP jsou prakticky totožné s výsledky získanými komerčním SW. Výhody vlastního řešení jsou otevřenost kódu pro další rozšíření a rychlost výpočtu. Dalším krokem ve vývoji vlastního řešiče může být přidání interakce s opláštěním.

Literatura

Dupal, J., Vimmr, J., Publík, O., and Hajžman, M., 2013. Modelling of acoustic power radiation from mobile screw compressors. *Proceedings, 11th International Conference on Vibration Problems*.

Temkin, S., 2001. *Elements of Acoustics*. Acoustical Society of America, Woodbury.