

IDENTIFICATION OF SOUND SOURCES IN HYDRAULIC VALVE

T. Blejchař*, M. Kozubková*

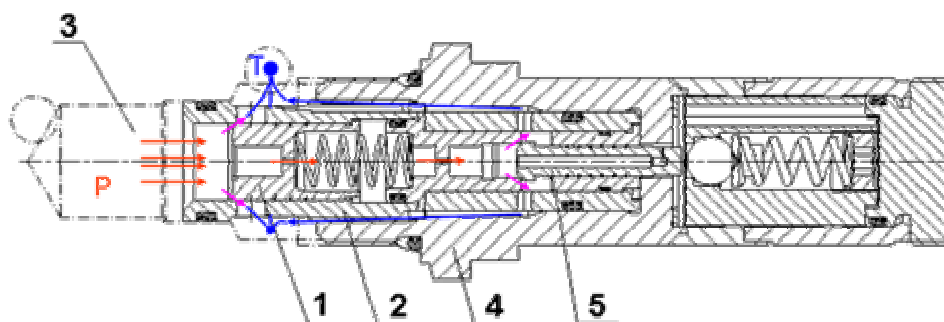
Summary: *The paper deals with numerical simulation of flow in hydraulic valve. For numerical modeling finite volume method applied to momentum equations of real fluid for laminar and turbulent flow respectively (Navier-Stokes equations and Reynolds equations respectively) was used. High frequency unsteady flow was generated in throttling area and was eliminated by their modification, low frequency unsteady flow was generated in piece and was shift down after modification.*

1. Úvod

Znalost proudového pole v hydraulických prvcích je důležitá pro optimalizaci daného hydraulického prvku. Důležité parametry hydraulických prvků (rozváděčů, ventilů, ...), jako např. hydrodynamická síla, či charakteristika zdvih-průtok, se dají ovlivnit geometrickými parametry prvku, například tvarem šoupátka. Konstrukce a vývoj nového hydraulického prvku je velice zdoluhavá a nákladná záležitost a optimalizace je většinou prováděna s ohledem na cenu, technologické možnosti výroby a parametry prvku. Optimální tvar šoupátka z konstrukčního hlediska je ve své podstatě kompromis, neboť celá řada požadavků je protichůdných, např. úprava škrťací hrany většinou ovlivní charakteristiku zdvih průtok a pod. Tradiční postup při konstrukci spočíval ve výrobě prototypového prvku s několika verzemi šoupátka. Následovalo experimentální ověření, na jehož základě byl vybrán optimální tvar. V poslední době se stále více uplatňují moderní numerické metody, a to jak pro výpočty deformací a použitím metody konečných prvků FEM, tak pro zjišťování proudových polí pomocí metody konečných objemů CFD. Tyto metody značně zjednodušují a urychlují proces návrhu, odpadá tak pracná a nákladná jednokusová výroba experimentálních šoupátek. Výsledný optimální tvar je pak ještě nutné ověřit experimentálně. Současný trend v technické oblasti je miniaturizace prvků a s tím také souvisí možnost ověření proudového pole experimentálně (Blejchař, T.; Helduser, S; Ruediger, F.). I při využití moderních měřících aparatur jako PIV, Mikro-PIV či LDA je komplexní proměření proudového pole velmi pracné a u prvků s malou světlostí značně obtížné, ne-li zcela nemožné.

* Ing. Tomáš Blejchař, RNDr. Milada Kozubková, CSc.: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, VŠB-Technická univerzita Ostrava; tř. 17 listopadu 15; 708 33 Ostrava; tel.: +420.597 321 284, fax: +420.597 324 233; e-mail: tomas.blejchar.fs@vsb.cz

Hydraulický tlakový ventil PCV zobrazený na obr. 1. při určitých pracovních podmínkách generuje hluk v rozmezí cca. 8-10 kHz. Tyto akustické projevy do značné míry degradují vlastnosti tohoto prvku a snižují jeho konkurenceschopnost. Ventil PCV je vestavný, tzv. cartridge a jmenovitá světlost je 10 mm. Jedná se o velice malý prvek s efektivním zdvihem 0,3 mm. Experimentální vyšetřování proudových polí by bylo časově náročné, finančně nákladné a technicky obtížně proveditelné. Cílem práce je tedy pomocí numerických modelů identifikovat místa vzniku hluku a vhodným zásahem do geometrie odstranit tento hluk nebo alespoň omezit jeho hladinu na přijatelnou hodnotu. Zdrojem hluku může být kavitace anebo nestacionární proudění v okolí ostrých hran, případně mohou oba jevy působit současně. Práce tedy bude zkoumat jak nestacionární proudění při obtékání ostré hrany, tak výskyt kavitace v oblasti škrcení.



Obr. 1. Ventil PCV: 1. Šoupátko, 2. Pouzdro, 3. Komora, 4. Pole, 5. Kuželka

Kavitace, smykové napětí - turbulence, odtržení proudu, periodické odtrhávání a chvění vírů jsou primární zdroje hluku v tekutinových prvcích. Všechny primární zdroje hluku respektive jejich intenzita může být ovlivněna režimem proudění nebo geometrickými parametry.

2. Základní zdroje hluku v tekutině

Kavitace, smykové napětí - turbulence, odtržení proudu, periodické odtrhávání a chvění vírů jsou primární zdroje hluku v tekutinových prvcích. Všechny primární zdroje hluku respektive jejich intenzita může být ovlivněna režimem proudění nebo geometrickými parametry.

Proudění v hydraulických ventilech je charakterizováno nízkou úrovní turbulence což je způsobeno vysokou viskozitou hydraulických olejů. Informaci o režimu proudění můžeme obdržet z bezrozměrného Reynoldsova čísla (Drábková, S., Kozubková, M):

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (1)$$

Typické Reynoldsovo číslo v hydraulickém ventilu je pod hranicí 10000, to znamená že proudění je laminární nebo přechodové, takže hluk indukovaný smykovým napětím ve škrtící oblasti je relativně malý oproti ostatním zdrojům. Turbulentní hluk patří do skupiny širokopásmových zdrojů hluku a ve frekvenčním spektru se projevuje poklesem 5/3.

Kavitace je vyvolána velkým gradientem rychlosti, což vede k poklesu statického tlaku v kapalině. Pokud statický tlak klesne až k hodnotě tlaku nasycených par, začnou se v kapalině vytvářet malé bublinky plynu, které jsou unášeny proudem kapaliny do míst s vyšším

statickým tlakem (Helduser, S., Leonhard, A., Ruediger, F.). Zde bublinky rychle zanikají, tzv. implodují. Kavitační hluk je generován implodujícími bublinkami v oblastech rostoucího tlaku. Informaci o možnosti vzniku kavitace a tedy hluku dává bezrozměrné kavitační číslo σ (Helduser, S., Leonhard, A., Ruediger, F.)

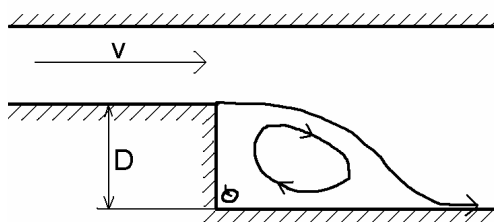
$$\sigma = \frac{p_{stat} - p_{sat}}{p_{dyn}} \quad (2)$$

Tlak nasycených par oleje je velice nízký a tedy $p_{sat} \approx 0$ Pa. Dlouhodobý výzkum prokázal, že hraniční hodnota vzniku kavitace je 0,5. Kavitační číslo se tedy vyskytuje jestliže kavitační číslo je $\sigma \leq 0,5$.

Odrážení proudu a následná recirkulace je způsobena třením a gradientem tlaku v okolí stěn (Helduser, S., Leonhard, A., Ruediger, F.), viz obr. 2. Tyto efekty jsou pozorovány v okolí ostrých hran a nebo při obtékání těles a v důsledku vedou k fluktuacím tlaku. Informace o frekvenci odtrhávání vírů může podat bezrozměrné Strouhalovo číslo (Helduser, S., Leonhard, A., Ruediger, F.):

$$Sh = \frac{f_s \cdot D}{v} \quad (3)$$

Strouhalovo číslo pro periodické odtrhávání je $Sh \approx 0,2$. Frekvence určená ze vztahu (3) definuje vzdálenost mezi víry a tedy i frekvenci tlakových fluktuací. Tento typ hluku vytváří ve frekvenčním spektru ostrá maxima.

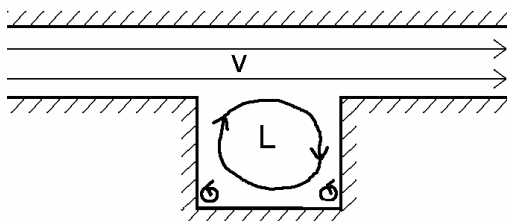


Obr. 2. Znázornění odtržení proudu

Proudění ve škrtké oblasti ventilu může iniciovat jeden či více sekundárních vírů v pouzdře ventilu, viz obr.3. Informace o tzv. frekvenci chvění víru podává následující vztah (Helduser, S., Leonhard, A., Ruediger, F.):

$$f_v = \frac{v}{L} \quad (4)$$

Velké víry mají větší energii a mohou svým chvěním vyvolávat hluk. Tento hluk se vyskytuje téměř vždy a to i v případě kavitace. Tento typ hluku vytváří také ostrá maxima.



Obr. 3. Příklad sekundárního víru

3. Matematický model proudění tekutiny

S rozvojem výpočetní techniky se začaly uplatňovat také simulace založené na řešení Navier-Stokesových rovnic, tyto modely můžeme označit jako prostorové 2D a 3D modely. Také tento přístup se potýká s problematikou vhodného definování okrajových podmínek a konstant. Numerické modelování proudění je teoreticky i časově náročné, ale i přes tuto náročnost se stále častěji prosazuje při vývoji nových prvků.

Základní rovnice popisující laminární i turbulentní režim proudění tekutin představují aplikaci základních fyzikálních zákonů. Při popisu proudění je použit zákon zachování hybnosti, zákon zachování hmoty. Zákon zachování hmoty reprezentuje rovnice kontinuity (5) a zákon zachování hybnosti reprezentují Navier-Stokesovy rovnice (6). V případě nestacionárního stlačitelného izotermního proudění mají následující tvar (Drábková, S., Kozubková, M):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \cdot v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v_i \cdot v_j)}{\partial x_j} = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\eta \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) + \\ & + \rho \cdot \delta_{i3} \cdot g + \rho \cdot f_c \cdot \epsilon_{ij3} \cdot v_j + \rho \cdot f_i \end{aligned} \quad (6)$$

Tyto rovnice představují soustavu čtyř parciálních diferenciálních rovnic (tři Navier-Stokesovy rovnice a jedna rovnice kontinuity) a řeší se numericky. Přímé řešení této soustavy rovnic metodou DNS (Drábková, S., Kozubková, M) je i v dnešní době technicky náročné. Výpočtová síť musí být dostatečně jemná a velikost buňky by měla odpovídat disipačním vírům. Proto se používají zjednodušené přístupy využívající turbulentní modely.

Metoda velkých vírů LES je simulační technika založená na dekompozici proudového pole na struktury o velkých a malých měřítkách, kde první jsou simulovány přímo ve trojrozměrném a časově závislém tvaru a druhé jsou modelovány odlišným způsobem. Tento přístup se obecně nazývá Large-Eddy Simulation (LES). Nejdůležitější v LES metodě je, že turbulentní struktury o velkých měřítkách, které jsou produkovány přímo z nestability středního proudění (smykovými či vztlačovými účinky), jsou simulovány přímo, tj. jsou modelovány „univerzální“ cestou a přitom jsou velmi závislé na druhu problému a čase a jsou odpovědné za přenos hybnosti, hmoty a skalárů. Naproti tomu turbulentní struktury o malých měřítkách, které jsou vyvolané kaskádním přenosem energie od velkých vírů, jsou obecně izotropní a málo závislé na zvláštích problémů. Navíc malé víry málo přispívají k přenosu tepla a hybnosti, proto jsou vyjádřeny parametrizačním schématem vloženým do rovnic pro velké víry. Výpočtové požadavky na LES jsou ale obecně mnohem vyšší, než pro statistické modely turbulence. Základním principem LES je dekompozice na velká a malá měřítká a filtrace, tj. každá proměnná se rozloží na dvě komponenty (Drábková, S., Kozubková, M):

$$Q = \bar{Q} + \tilde{Q} \quad (7)$$

Rovnice (6) je analogická Reynoldsově dekompozici obecné proměnné na střední a flukтуаční komponentu, což je základem pro všechny klasické uzavírací modely turbulence. Avšak výraz $(\tilde{Q})$ zde označuje velkoměřítkovou komponentu, která je stále časově závislá dokonce i u proudů, které jsou stacionární ve své střední hodnotě, zatímco $(\bar{Q})$ označuje

maloměřítkovou „subgridní“ komponentu. Podle obecného přístupu jsou velkoměřítkové komponenty výsledkem filtrační procedury použité na lokální a okamžité (nefiltrované) hodnoty (Drábková, S., Kozubková, M):

$$\bar{Q}(\bar{x}, t) = \int G(\bar{x}, \bar{x}') Q(\bar{x}', t) d^3 \bar{x}' \quad (8)$$

kde $Q = v_i, p$ a G je normalizovaná váhová funkce neboli filtr. Přesně je $\bar{Q}$ definováno (Drábková, S., Kozubková, M):

$$\bar{Q} = \frac{1}{\Delta x_1 \Delta x_2 \Delta x_3} \int_{x_1 - \frac{\Delta x_1}{2}}^{x_1 + \frac{\Delta x_1}{2}} dx_1 \int_{x_2 - \frac{\Delta x_2}{2}}^{x_2 + \frac{\Delta x_2}{2}} dx_2 \int_{x_3 - \frac{\Delta x_3}{2}}^{x_3 + \frac{\Delta x_3}{2}} Q(\bar{x}') dx_3' \quad (9)$$

Integrál je aplikován v principu na celou výpočtovou oblast a Q je spojitá funkce definovaná v každém bodě oblasti a nezávislá na výpočetní síti či diskretizačním schématu pro numerický výpočet. Výsledná rovnice je podobná Reynoldsově rovnici, kde jsou jednotlivé veličiny časově středované. U metody LES jsou středované prostorově.

4. Matematický model kavitace

Na kapalinu při určité teplotě působí tlak který může klesnout na hodnotu tlaku nasycených par. Proces vytváření bublin v kapalině při působení tlaku, který je nižší než tlak nasycených par, se nazývá kavitace (Noskievič, J. a kolektiv). Kapalina obsahuje také mikro-bublinky nekondenzujícího plynu (rozpuštěný nebo obsažený), které se při nízkém tlaku mohou zvětšovat a formovat kavitaci. Proces rychlé změny hustoty se odehrává v podtlakových kavitačních oblastech.

Předpokládáme, že pracovní tekutina je směsí tekutiny, páry a nekondenzujícího plynu. Standardní řídicí rovnice v „mixture“ modelu kavitace a turbulentním modelu popisuje tok fáze a zodpovídá za efekt turbulence. Transportní rovnice páry určuje hmotnostní zlomek páry f_v z rovnice (Fluent Inc.):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f_v) + \frac{\partial(\rho f_v v_{vi})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\gamma \frac{\partial f_v}{\partial x_j} \right) + R_e - R_c \quad (10)$$

R_e a R_c jsou členy udávající hodnotu generace resp. kondenzace páry. (nebo poměr změny fáze). Poměrová vyjádření jsou odvozena z Rayleigh-Plessetovy rovnice (Noskievič, J. a kolektiv) a zohledňují limitní velikost bublinky (rozhraní plochy povrchu na jednotkový objem páry). Tyto členy jsou funkcí okamžitého lokálního statického tlaku a jsou dány vztahy (Fluent Inc.):

$$R_e = C_e \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{3\rho_l}} (1 - f_v) \text{ pro } p < p_{sat} \quad (11)$$

$$R_c = C_c \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{3\rho_l}} (f_v) \text{ pro } p > p_{sat} \quad (12)$$

Charakteristická rychlost V_{ch} je aproximována z lokální intenzity turbulence (např. $V_{ch} = \sqrt{k}$), C_e a C_c jsou empirické konstanty, standardně $C_e = 0,02$, $C_c = 0,01$ (Fluent Inc.).

Pracovní tekutina obvykle obsahuje malé konečné množství nekondenzujícího plynu (např. aerace, rozpuštěný plyn). I velmi malé množství (cca 10 ppm) nekondenzujícího plynu může mít velký vliv na kavitační oblast a to kvůli nízkému tlaku a rozpínavosti plynu. V existujícím pojetí se předpokládá že pracovní kapalina je směsí kapalně a plynné fáze, se stlačitelnou plynnou fází výparů tekutiny a nekondenzujícího plynu. Hustota směsi je počítána ze vztahu (Fluent Inc.):

$$\rho = \alpha_v \rho_v + \alpha_g \rho_g + (1 - \alpha_v - \alpha_g) \rho_l \quad (13)$$

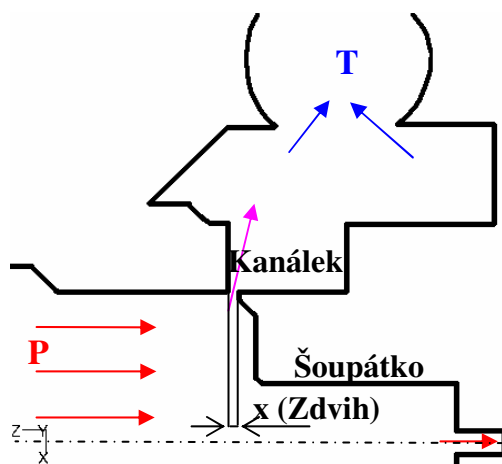
kde ρ_l , ρ_v a ρ_g je hustota tekutiny, páry a nekondenzujícího plynu, α_l , α_v a α_g jsou příslušné objemové zlomky. Vztah mezi hmotnostním zlomkem f_i v rovnicích (11) a (12) a objemovým zlomkem α_i v rovnici (13) je (Fluent Inc.):

$$\alpha_i = f_i \frac{\rho}{\rho_i} \quad (14)$$

Složený objemový zlomek páry a plynu (tj. $\alpha_v + \alpha_g$) je obvykle označen jako „dutinový“ objemový zlomek.

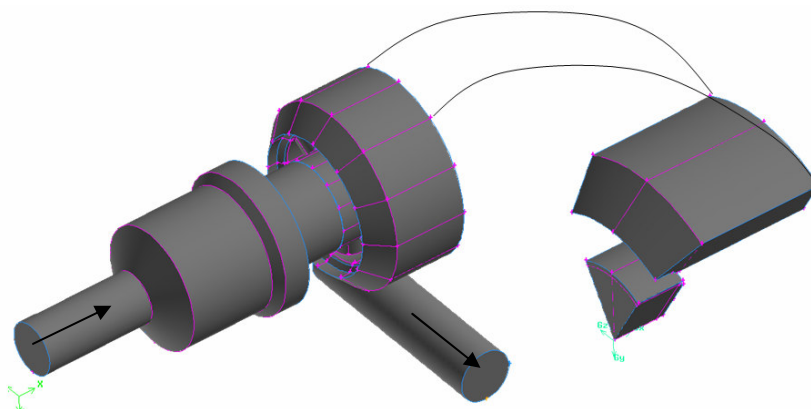
5. Výpočetní geometrie

Hydraulický ventil je dvoustupňový tlakový ventil a skládá z hlavní (výkonové) části a řídicí části. Výkonová část je tvořena šoupátkem. V pouzdru je šest otvorů „kanálků“ o průměru 3,8 mm, které jsou překrývány šoupátkem. V oblasti škrcení by podle firemních předpokladů měl vznikat hluk, který je pravděpodobně generován nestacionárním prouděním v oblasti ostrých hran. Řídicí část je tvořena kuželkou, která reguluje rychlost přestavování šoupátka. Jak již bylo řečeno hluk je s největší pravděpodobností generován v oblasti hlavního stupně, proto je při vytváření geometrie uvažována pouze výkonová část viz. obr. č.4. 3D parametrický model jednotlivých částí i celková sestava ventilu je vytvořena v Pro/ENGINEER WildFire.



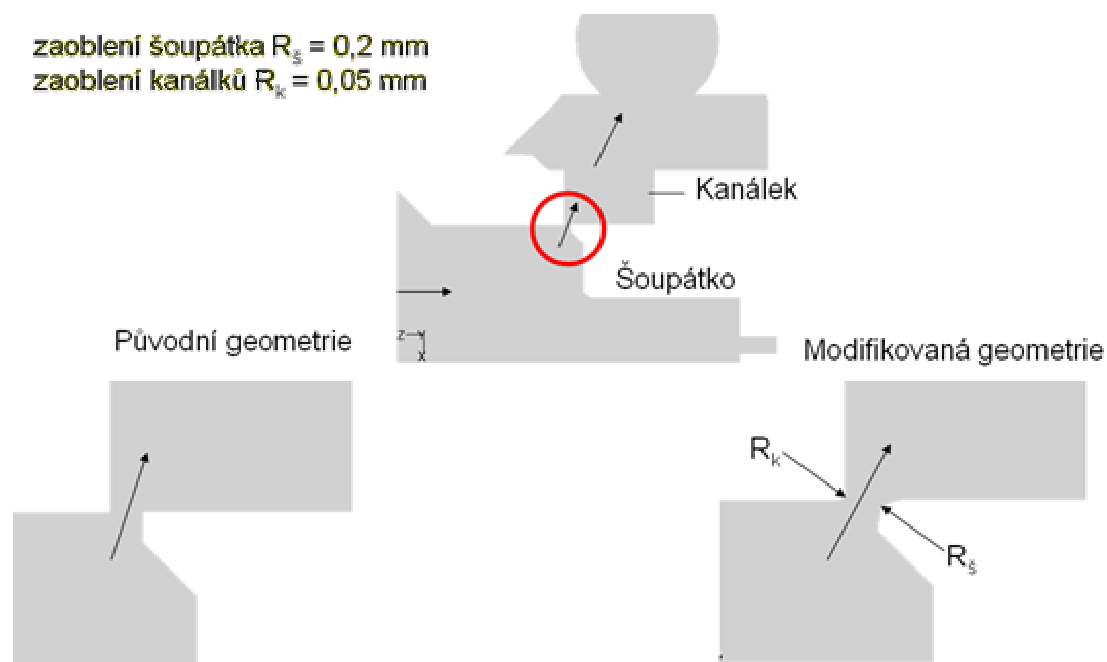
Obr. 4. Naznačení tvaru ventilu v oblasti škrcení a označení zdvihu

Výpočetní oblast byla vzhledem k velkému počtu buněk zjednodušena na 1/6 základní oblasti jak je znázorněno na obr.5. Toto zjednodušení bylo provedeno na základě předchozích simulací, které poskytly základní informace o charakteru proudění ve ventilu. Turbulentní proudění se vyskytovalo pouze v oblasti škrcení a v kanálcích, v ostatních částech ventilu bylo proudění laminární.



Obr. 5. Axonometrický pohled na geometrii ventilu

V dalším kroku byla škrtící oblast modifikována konstruktérských zkušeností. Schématické znázornění modifikace je na obr. 6.



Obr. 6. Modifikace škrtící oblasti ventilu

6. Okrajové podmínky

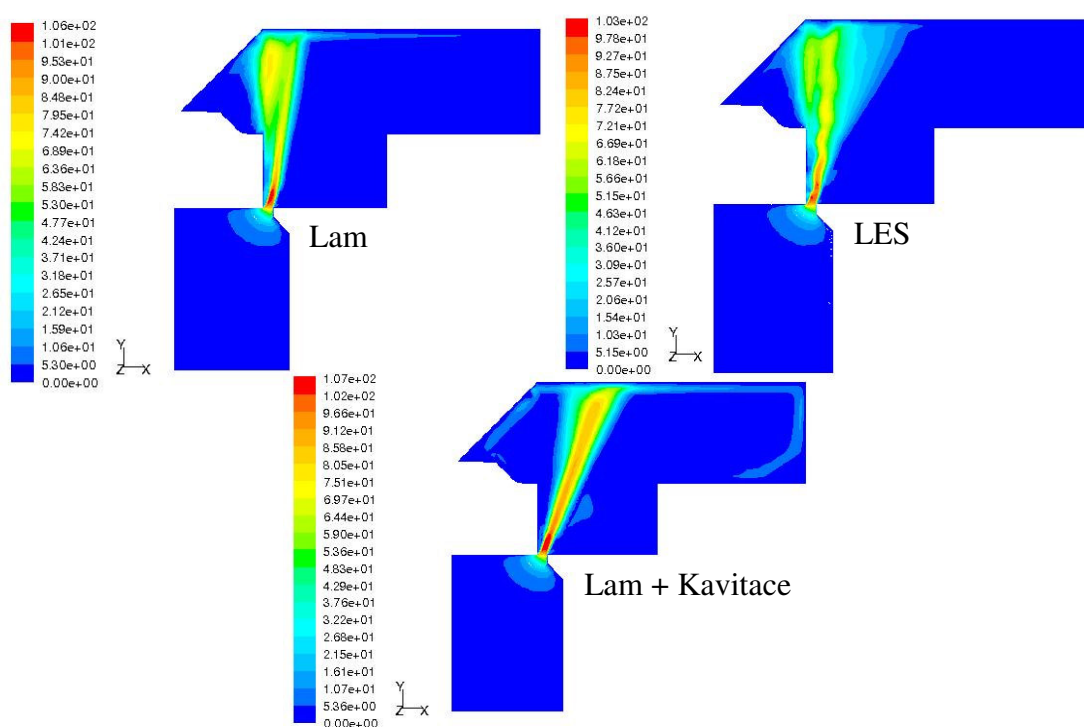
Typickým provozním stavem ventilu PCV, při kterém dochází k nežádoucím zvukovým projevům v oblasti frekvencí 8 – 10 kHz, je tlak okolo 20 MPa a průtok cca 10 l/min. Pro

vstup byla volena okrajová podmínka typu hmotnostní průtok (mass flow inlet) nebo rychlostní vstup (velocity inlet), pro trysku je volena okrajová podmínka rychlostní vstup (velocity inlet) a pro výstup je zvolena tlaková podmínka (pressure outlet). Ze základních výpočtu byly dále vytvořeny profily rychlosti a tlaku pro zmenšenou oblast. A výpočty se opakovaly pro zmenšenou oblast viz obr. 6. Pro modifikovaný ventil byly použity stejné okrajové podmínky z důvodu pozdějšího srovnání výsledků.

7. Výsledky

Vyhodnocení výsledků bylo provedeno v podélném řezu, tj. výpočetní oblast byla touto vyhodnocovací rovinou dělená na polovinu. Další vyhodnocení spočívalo v monitorování statického tlaku v okolí ostrých hran a také na vnější plochu ventilu. Časové záznamy pak byly vyhodnoceny FFT analýzou.

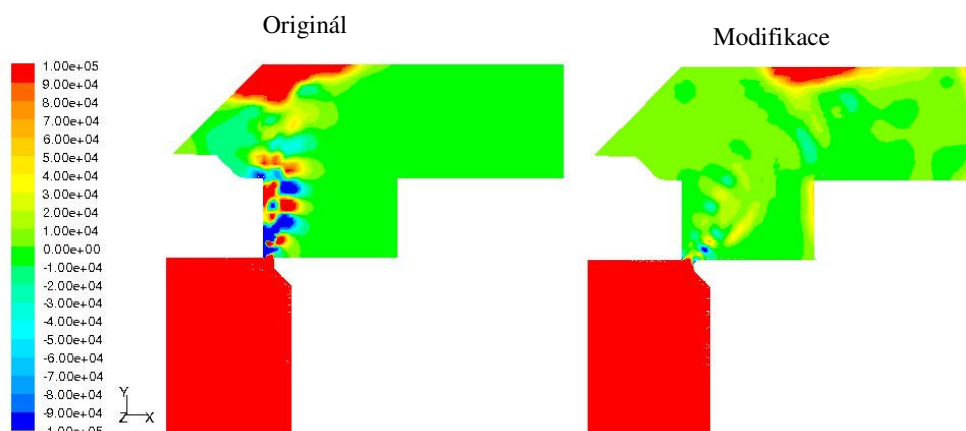
První vyhodnocení spočívalo ve srovnání jednotlivých modelů. Na obr.7. jsou zobrazena proudová pole pro tři základní modely. (laminární, LES, laminární model s kavitací). Laminární model a model LES nevykazovaly žádné větší odlišnosti ve směru hlavního proudu, pouze model LES vykazoval větší fluktuace. Kavitační model vytvářel malé kavitační oblasti v okolí ostré hrany, tyto kavitační oblasti pak následně způsobily odklon hlavního proudu od stěny kanálku. Po provedení modifikace škrťací hrany se již tento vliv nevyskytoval a vzniklé kavitační oblasti neovlivňovaly směr hlavního proudu. Kavitační model měl v tomto případě malý vliv na výsledné frekvenční spektrum. V případě originální varianty vzniklé kavitační oblasti „zaoblily“ ostré hrany a způsobily tak odklon hlavního proudu, u modifikované varianty kavitační oblasti nevznikaly na ostré hrany (byla zaoblена) ale nepatrně za ní.



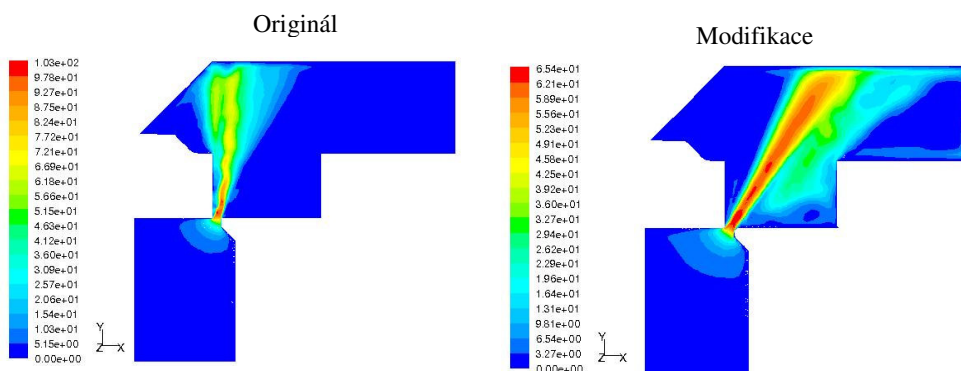
Obr. 7 Srovnání použitých modelů prostřednictvím střední rychlosti

Pro vyhodnocení této modifikace byly použity identické okrajové podmínky. Na následujících obrázcích obr.8. a obr.9. jsou znázorněna rychlostní a tlaková pole pro původní

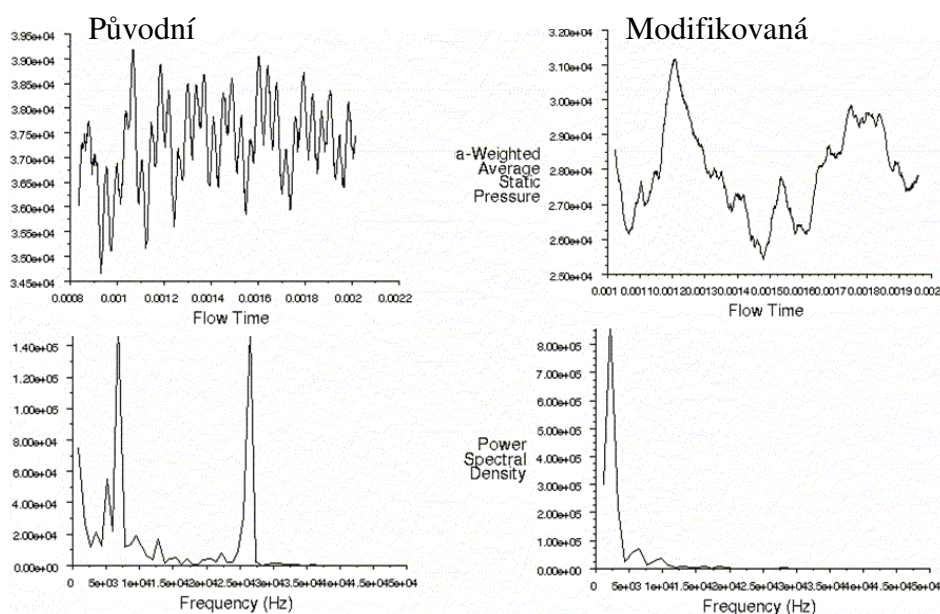
a modifikovaný ventil. Z obrázků je zřejmý vliv zaoblení na směr hlavního proudu. V případě původní varianty hlavní proud přilne ke stěně a naráží kolmo na stěnu pouzdra. V případě modifikované varianty směřuje hlavní proud napříč kanálkem a na stěnu naráží pod úhlem cca 60° . Takže tlakové namáhání stěny pouzdra je v případě modifikované varianty menší.



Obr. 8 Srovnání statického tlaku pro původní a modifikovanou variantu



Obr. 9 Srovnání střední rychlosti pro původní a modifikovanou variantu



Obr. 10 Srovnání záznamů tlaku a FFT analýz pro původní a modifikovanou variantu

Dále je z obr. 7. je vidět periodické odplouvání vírů v (modré a červené oblasti). V případě původní varianty víry směřují kolmo na stěnu pouzdra a po stěně se dále posouvají, u modifikované varianty musejí víry urazit delší dráhu a částečně tak ztrácejí energii a některé se rozpadnou. Záznam tlaku byl prováděn na stěně pouzdra, přes kterou se hluk šíří do okolí. Na obr.10. je znázorněn detail záznamu pulsací tlaku na stěnu ventilu a FFT analýza tohoto záznamu pro původní a modifikovanou variantu.

8. Závěr

Cílem této práce je optimalizovat hydraulický tlakový ventil PCV. Nové výpočetní prostředky a programy pro CFD analýzy umožňují optimalizaci prvku ve „virtuálním prostředí“. Během procesu návrhu nového prvku je možné vyhodnocovat proudění v prvku a je možné se vyvarovat ve fázi návrhu nevhodným variantám.

Oblast nestacionárního proudění byla na základě detailní simulace ve škrťící oblasti určena v okolí ostré hrany. Nestacionární proudění je způsobeno periodickým odplouváním vírů, které se vytvářejí v okolí ostré hrany. Tato nestacionarita respektive její intenzita a frekvence je funkcí geometrických parametrů a rychlosti hlavního proudu. Hluk je tedy možné omezit změnou průtoku nebo geometrie škrťící oblasti. Jelikož je prvek škrťící ventil, a tedy průtok není konstantní je nutné změnit geometrii škrťící oblasti. Škrťící oblast byla modifikována následujícím způsobem: šoupátko bylo zaobleno s poloměrem 0.2mm a kanálky 0.05mm, viz obr. 6. Následně byla provedena simulace pro zdvih 0,32mm a průtok $0,0002 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Následně byly simulace pro původní a modifikovanou geometrii srovnány a vyhodnoceny záznamy tlaku působícího na stěnu ventilu. Z obrázků 7 a 8 je zřejmý vliv zaoblení na směr hlavního proudu. V případě původní varianty hlavní proud přilne ke stěně a naráží kolmo na stěnu pouzdra. V případě modifikované varianty směřuje hlavní proud napříč kanálkem a na stěnu naráží pod úhlem cca 60° , takže tlakové namáhání stěny pouzdra je v případě modifikované varianty menší. Dále je z obr. 8 je vidět periodické odplouvání vírů v (modré a červené oblasti). V případě původní varianty víry směřují kolmo na stěnu pouzdra a po stěně se dále posouvají, u modifikované varianty musí víry urazit delší dráhu a částečně tak ztrácejí energii a některé se rozpadnou. Záznam tlaku byl prováděn na stěně pouzdra, přes kterou se hluk šíří do okolí. Na obr. 9. je znázorněn záznam pulsací tlaku na stěnu ventilu a FFT analýza tohoto záznamu pro původní a modifikovanou variantu. Z grafů je možno určit vlastní frekvence, v případě původní varianty jsou frekvence dvě a to cca 8 kHz a 25kHz. V případě modifikované geometrie je vyskytuje pouze jedna vlastní frekvence a to 5kHz.

Z výsledků je možné vyvodit následující závěry: ostrá hrana způsobuje nestacionární proudění o vysoké frekvenci které je modulována na základní nosné frekvenci hlavního nestacionárního proudění. Vlastní frekvence je funkcí průtoku respektive tlaku a zdvihu. S rostoucím tlakem rostou také hodnoty vlastních frekvencí, s rostoucím zdvihem se snižují hodnoty vlastní frekvence. Jinak řečeno frekvence je přímo úměrná tlaku respektive průtoku a nepřímo úměrná zdvihu.

9. Literatura

Drábková, S., Kozubková, M. (2003) *Numerické modelování proudění – FLUENT I.* VŠB-TU Ostrava, Ostrava.

Fluent Inc. (2005) *Fluent 6.2.16 – User's guide*. Fluent Inc, Centerra Resource Par, Lebanon.

Janalík, J. (2003) *Měření tekutinových mechanismů*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava.

Helduser, S., Leonhard, A., Ruediger, F. (2004) Flow Induced Noise in Steering Valves – Analyse and Reduction. In *Proc. of the 4-th Int. Fluid Power Conference „Intelligent Solution by Fluid Power“*, Dresden, pp. 29-40.

Blejchař, T.; Helduser, S; Ruediger, F. (2005) Cavitation and Sound Emission in Hydraulic Valve. In *55th anniversary of founding the Faculty of Mechanical Engineering.*, Ostrava, pp. 15-20.

Noskievič, J. a kolektiv. (1989) *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních– Vyd. 1.*, Praha, SNTL 336 s