



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NUMERICKÝ MODEL ZAVZDUŠŇOVACÍHO VENTILU

NUMERICAL MODEL OF AIR VALVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Luňák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Daniel Himr, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Pavel Luňák**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Daniel Himr, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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

Numerický model zavzdušňovacího ventilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student se seznámí s funkcí zavzdušňovacího ventilu jako protirázové ochrany, osvojí si základy tvorby numerických modelů hydraulických prvků a jejich aplikace ve výpočtech proudění kapaliny v potrubí.

Cíle diplomové práce:

- Popsat problematiku vodního rázu a možnosti potlačení jeho nežádoucích účinků,
- popsat princip funkce zavzdušňovacích ventilů a jejich chování při vodním rázu,
- vytvořit numerický model zavzdušňovacího ventilu a využít ho při numerické simulaci vodního rázu,
- provést měření vodního rázu s a bez zavzdušňovacího ventilu,
- porovnat výsledky simulace s výsledky experimentu.

Seznam literatury:

KOYŠ, J. Modelování tlakových pulsací v pružných potrubích. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007, vedoucí práce Vladimír Habán.

MEDLÍK, J. Modelování tlakových pulsací v pružných potrubích. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006, vedoucí práce Vladimír Habán.

ZÁRUBA, J. Hydraulický ráz v soustavách potrubí. Academia nakladatelství Československé akademie věd Praha, 1984.

LEE, T. S., LEOW, L. C. Numerical study on the effects of air valve characteristics on pressure surges during pump trip in pumping system with air entrainment, International journal for numerical methods in fluids, 29, 1999, pp 645 - 655.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 2. 11. 2016



Handwritten signature of Jiří Pospíšil in blue ink, written over a horizontal line.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

Handwritten signature of Jaroslav Katolický in blue ink, written over a horizontal line.

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce popisuje vznik vodního rázu v potrubních systémech a potlačení jeho negativních účinků především za použití ochranných zařízení (vyrovnávací komora, větrník, zavzdušňovací ventil a jiné). Zvláštní pozornost je věnována aplikaci zavzdušňovacího ventilu, pro který byl sestaven matematický model. Řešení je založeno na použití numerické metody Lax-Wendroff s okrajovou podmínkou pro zavzdušňovací ventil. Numerické výsledky jsou v závěru konfrontovány s experimentem.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zavzdušňovací ventil, vodní ráz, numerický model, metoda Lax-Wendroff, 1D proudění, rychlost zvuku, proudění plynu dýzou

ABSTRACT

This diploma thesis deals the formation of water hammer in pipes and the suppress the negative effects especially for the use of protective devices (surge tank, air chamber, air valve and other). The special attention is paid to the use of the air valve, for which it was developed mathematical model. The solution is based on the use of numerical methods Lax-Wendroff with boundary conditions for the air valve. The numerical results are confronted with the experiment in conclusion.

KEYWORDS

Air valve, water hammer, numerical model, Lax-Wendroff method, 1D flow, sound speed, gas flow through nozzle

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LUŇÁK, P. *Numerický model zavzdušňovacího ventilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 82 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Daniel Himr, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Daniela Himra, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Pavel Luňák

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval všem, kteří mi s mojí prací pomáhali, zejména však mému vedoucímu Ing. Danielu Himrovi, Ph.D. za profesionální a věcnou pomoc při vytváření této diplomové práce a celkový vstřícný přístup. Taktéž bych rád poděkoval kolektivu hydraulické laboratoře Fluidního inženýrství Victora Kaplana, především Ing. Martinu Hudcovi za přípravu měření.

OBSAH

Úvod	15
1 Vodní ráz	16
1.1 Fáze vodního rázu	16
1.2 Vliv vzduchu na vodní ráz	19
1.3 Vliv pevných částic na vodní ráz	23
2 Ochrany před vodním rázem	26
2.1 Obtok	26
2.2 Vyrovnávací komora.....	26
2.3 Větrník	27
2.4 Výtok přepadem.....	29
2.5 Vzdušník	29
2.6 Pojistné ventily	30
2.7 Ostatní ochranné prvky	30
3 Zavzdušňovací a odvzdušňovací ventily	32
3.1 Rozdělení zavzdušňovacích a odvzdušňovacích ventilů	32
3.2 Odvzdušňovací.....	32
3.3 Zavzdušňovací	33
3.4 Kombinované.....	34
3.5 Ventily pro znečištěnou vodu	35
3.6 Ovládání zavzdušňovacích a odvzdušňovacích ventilů.....	35
3.7 Nejčastější místa kde se provádí odvzdušňování a zavzdušňování	35
3.8 Negativní vlivy použití zavzdušňovacích a odvzdušňovacích ventilů	37
4 Numerický model zavzdušňovacího ventilu.....	38
4.1 Lax-Wendroff	39
4.2 Okrajová podmínka pro zavzdušňovací ventil.....	39
4.3 Odvození průtoku vzduchu ventilem	41
5 Experiment	47
5.1 Popis zkušební tratě pro měření průtočné plochy ventilu.....	47
5.2 Měřicí technika	48
5.3 Postup měření	48
5.4 Vyhodnocení měření průtočné plochy ventilu.....	48
5.5 Popis zkušební tratě pro měření vodního rázu.....	53
5.6 Měřicí technika	53
5.7 Postup měření	54
5.8 Vyhodnocení experimentu a matematického modelu.....	54

Závěr	63
Použité informační zdroje	65
Seznam obrázků	68
Seznam grafů.....	69
Seznam tabulek	70
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	71
Seznam příloh	76

ÚVOD

Hlavním cílem této práce je sestavit numerický model zavzdušňovacího ventilu, popisující jeho chování při vodním rázu. Jedná se o jednoduché zařízení, které snižuje negativní účinky vodního rázu, přísáváním vzduchu do potrubí při tlacích nižších, než je tlak okolní atmosféry. Přísáním vzduchu do potrubí se zabrání vzniku nebezpečného vakua, předejde se poškození potrubí a zachycený vzduch tlumí tlakové pulzace vodního rázu.

Výpočetní model je založen na numerické metodě Lax-Wendroff, která je vhodná pro řešení vodního rázu. Tato metoda poskytuje řadu výhod, například dovoluje počítat s proměnlivou rychlostí zvuku v kapalině. Proudění vzduchu přes ventil je ztotožněno s adiabatickým prouděním plynu zužující se dýzou. Výsledný model byl konfrontován s experimentálním měřením v hydraulické laboratoři odboru Fluidního inženýrství Victora Kaplana na měřícím okruhu vodního rázu. Vyhodnocení je uvedeno v závěru práce.

Část práce je věnována souhrnu zavzdušňovacích ventilů nabízených na trhu. Teoretická část popisuje jejich charakteristické vlastnosti, nejčastější umístění v potrubních systémech nebo jejich negativní vlivy při nevhodné aplikaci. Nemalá pozornost je věnována dalším prvkům potrubních systémů, které mají za úkol snižovat dopady vodního rázu, především vyrovnávací komora, vzdušník, větrník a další.

Dále je zde popsána vznik a průběh vodního rázu v potrubních systémech. Tento jev je nutné brát v úvahu při navrhování a provozování potrubních sítí, ať se jedná o tlakové, nebo gravitační hydraulické systémy. Účinky vodního rázu mohou mít negativní dopad na samostatné potrubí nebo jeho zařízení, v nejhorším případě mohou vést k jeho poškození. Tato problematika je zkoumána už od konce 19. století, kdy byly položeny teoretické základy vodního rázu. Věnovali se jí na příklad Nikolaj Jegorovič Žukovskij, Lorenzo Allievi a další významní odborníci této doby. Za tu dobu bylo vyvinuto několik různých přístupů, jak tento jev řešit. S postupným rozvojem výpočetní techniky se v posledních letech využívají numerické metody a s ním spojené numerické modely. Numerické modely umožňují nasimulovat přibližné řešení vodního rázu za zjednodušujících podmínek, bez kterých by jednak nebylo možné úlohu řešit, nebo by jejich výpočet zbytečně prodlužovat a komplikoval výpočet. Veličin ovlivňující vodní ráz je několik, v této práci je okrajově popsáno působení pevných a plyných látek obsažených v kapalině.

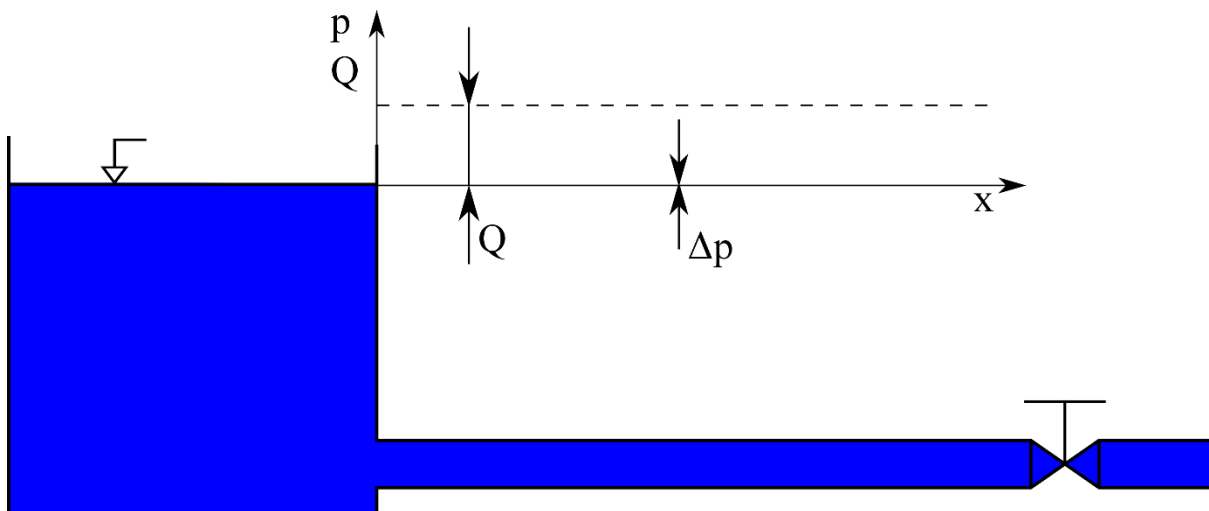
1 VODNÍ RÁZ

Rychlá změna průtoku v potrubí vyvolává náhlou změnu tlaku kapaliny, která se šíří potrubím. Změny průtoku jsou nejčastěji způsobeny náhlým vypnutím, nebo zapnutím čerpadla, rychlým otevřením, nebo zavřením armatury, či náhlou změnou nastavení rozvaděče vodních turbín. Tento jev se nazývá vodní ráz.

Vodní ráz je v podstatě nestacionární (neustálené) proudění, při kterém se mění rychlost proudící kapaliny s časem. Vlivem změny rychlosti proudění, např. rychlým otevřením, nebo zavřením armatury, dochází ke změnám tlaku, které mohou v některých případech mít neškodné účinky. V jiných situacích, při špatném návrhu potrubního systému, nebo použitím nedostatečných protirázových ochrán, může dojít k poškození potrubí. Podstatou tohoto jevu je přeměna kinetické energie na energii tlakovou. [1]

1.1 FÁZE VODNÍHO RÁZU

Na obr. 1-1 je znázorněno vytékání kapaliny z nádrže do potrubí, které je na konci zakončeno uzavírací armaturou. Na počátku děje je uvažováno v celém potrubí ustálené proudění, s průtokem Q a hydrostatickým tlakem p (neuvažují se ztráty). V čase $t = 0$, dojde k náhlému



Obr. 1-1 Ustálené proudění při otevřeném ventilu

uzavření armatury a vyvolání hydraulického rázu. Časový průběh rázu je možné rozdělit do čtyř fází. [2]

Průběh první fáze je vykreslen na obr. 1-2. Při rychlém uzavření armatury dochází k okamžitému zastavení proudící kapaliny. Nejdříve se zastaví částice kapaliny těsně před armaturou. Protože platí zákon zachování mechanické energie, musí se kinetická energie částic kapaliny přeměnit na jinou formu energie, a to na energii tlakovou. Výsledkem je stlačení kapaliny a roztažení stěny potrubí. V tomto místě naroste tlak oproti statickému o hodnotu Δp . Zastavení kapaliny neproběhne v celém potrubí v jednom okamžiku, ale vznikne rozhraní mezi zastavenou a proudící kapalinou, které se šíří od místa uzavření armatury v podobě tlakové rázové vlny. Tato vlna se šíří směrem k nádrži teoretickou rychlostí zvuku

$$a_{th} = \sqrt{\frac{K}{\rho}}, \quad (1-1)$$

kde K je modul objemové pružnosti kapaliny, který má stejný fyzikální význam jako modul pružnosti pevných látek v tahu nebo tlaku. Je definovaný jako převrácená hodnota součinitele objemové stlačitelnosti δ

$$K = \frac{1}{\delta} = \frac{V \cdot \Delta p}{\Delta V}. \quad (1-2)$$

Teoretická rychlost zvuku platí za předpokladu dokonale tuhého potrubí. Ve skutečnosti ale dochází k útlumu tlakových pulzací kapaliny vlivem pružnosti potrubí, a proto se tlaková vlna v potrubí šíří nižší rychlostí. Skutečná rychlost zvuku v potrubí je

$$a = k \cdot a_{th}, \quad (1-3)$$

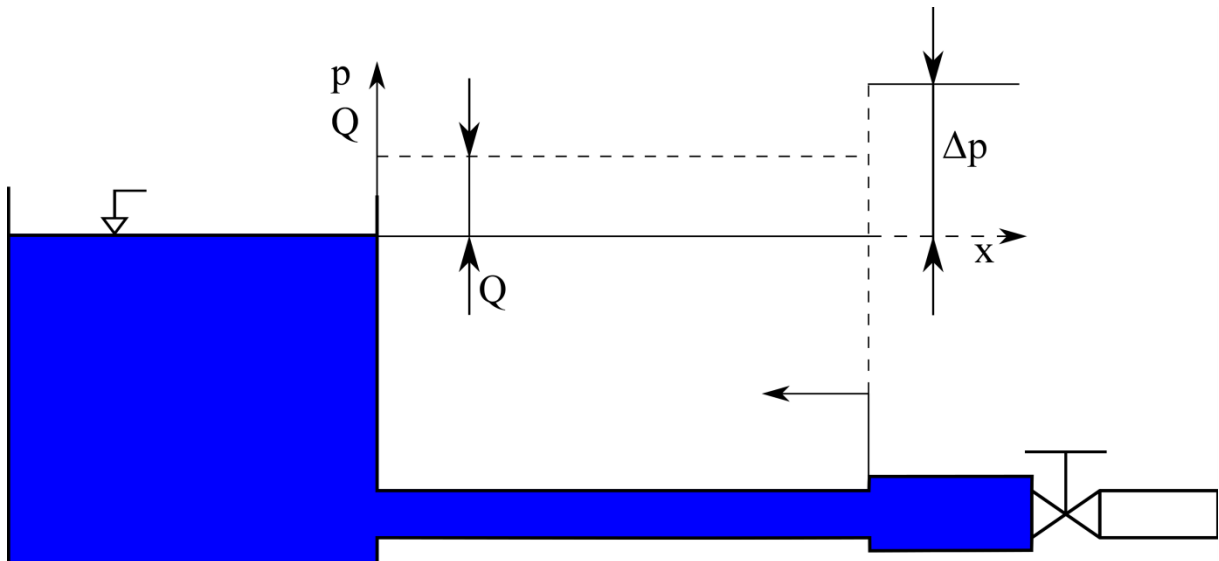
k je součinitel pružnosti potrubí, charakterizuje materiál a uložení potrubí. Pro tenkostěnné ocelové potrubí volně ložené je podle [3] roven

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot d}{E \cdot s}}}. \quad (1-4)$$

Pro tlustostěnné potrubí různých materiálů volně položené podle [3] platí

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2 \cdot K \cdot (D^2 - d^2)}{E \cdot (D^2 - d^2)}}}. \quad (1-5)$$

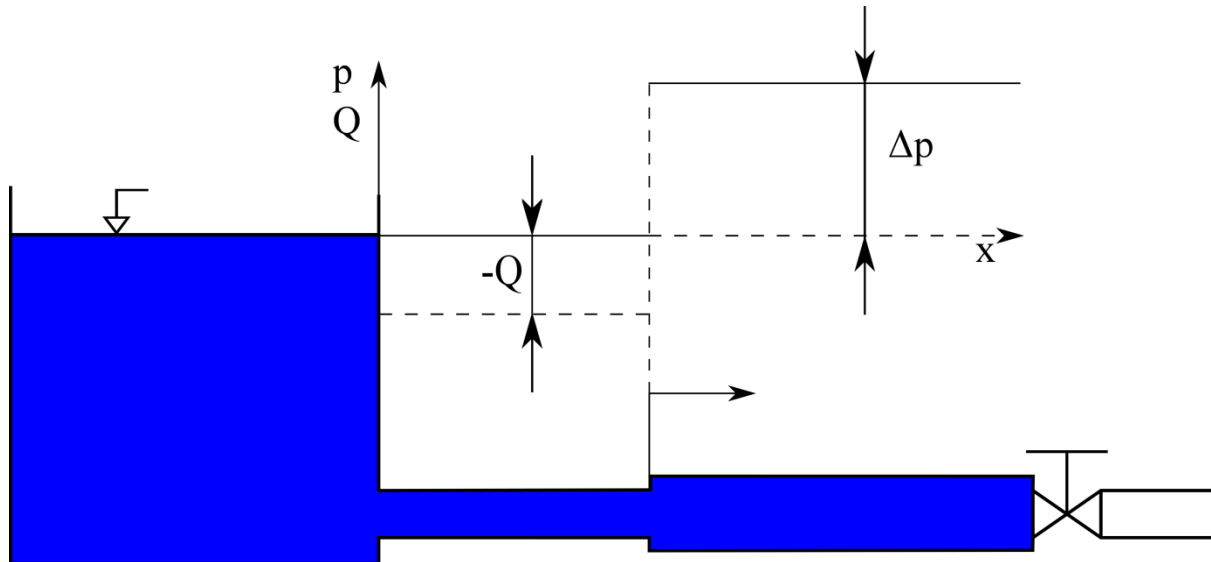
V první fázi došlo ke zvýšení hodnoty tlaku před ventilem, tento jev se nazývá pozitivní (kladný) hydraulický ráz. V případě, že by ventil byl umístěn na začátku potrubí, nastane v první fázi při zavírání ventilu pokles tlaku. Tento děj se označuje jako negativní (záporný)



Obr. 1-2 Průběh první fáze vodního rázu

ráz. K poklesu tlaku v první fázi může dojít i při otevření ventilu na konci potrubí.

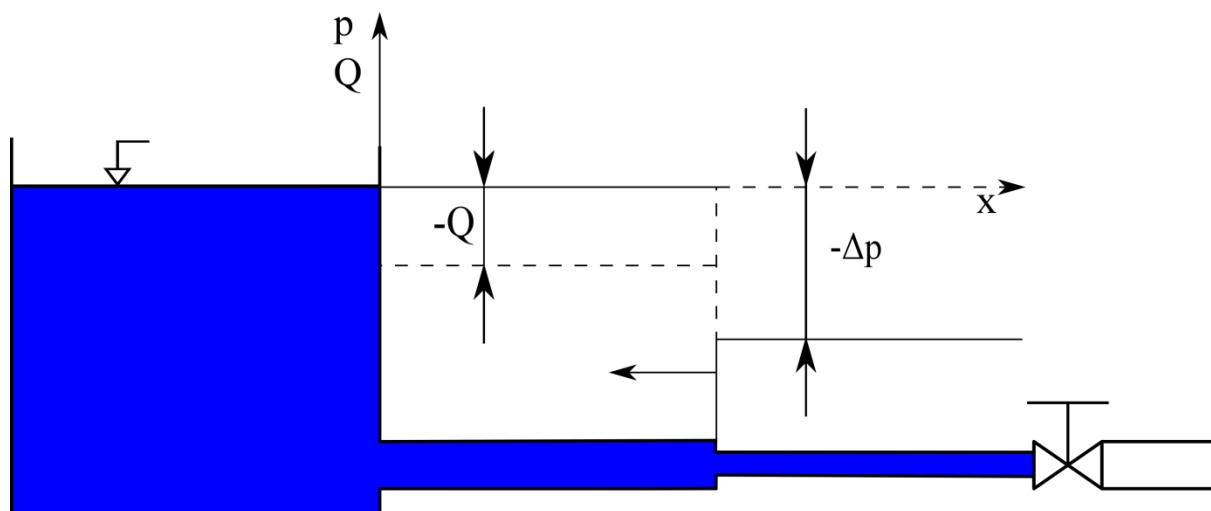
Dojde-li rázová vlna do místa, odkud se už nemůže dál šířit (ústí nádrže), končí první fáze a začíná druhá. Na konci první fáze je průřez potrubí zvětšený (je-li potrubí z pružného materiálu), kapalina v celém potrubí se zastavila a je stlačena. Tlak je oproti ustálenému stavu na-



Obr. 1-3 Průběh druhé fáze vodního rázu

výšen o hodnotu Δp .

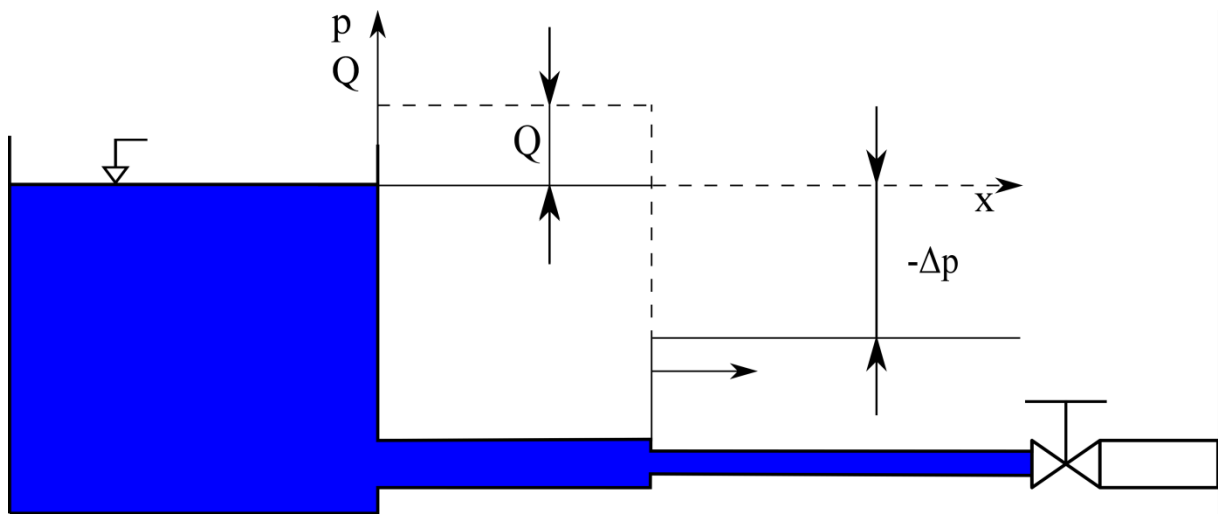
V druhé fázi obr. 1-3 se kapalina v potrubí chová jako stlačená pružina a začne se odpružovat, tlaková energie se přemění zpátky na kinetickou. Kapalina se rozpožbuje a poteče v opačném směru od uzavřeného ventilu do nádrže a potrubí se vrátí do původního tvaru. Tato změna se šíří od nádrže směrem k ventilu. Tlak před ventilem, který se v první fázi zvýšil o Δp , klesne na původní velikost. Tím končí druhá fáze, v potrubí je tlak roven původní statické hodnotě, ale průtok je záporný $-Q$.



Obr. 1-4 Průběh třetí fáze vodního rázu

Vlivem setrvačnosti se částice kapaliny během zpětného proudění nezastaví v rovnovážné poloze, ale pohybují se od uzavřeného ventilu, snaží se od něj odrhnout. Dojde ke snížení tlaku pod hodnotu statického. Rychlost kapaliny se bude snižovat, až klesne na nulu, kinetická energie se opět mění na energii tlakovou, ale s opačným účinkem. Kapalina zmenšuje svůj objem a průřez potrubí se bude zmenšovat obr. 1-4. Tato informace se šíří tlakovou vlnou od uzavřeného ventilu na konec potrubí, kde se odrazí a ukončí třetí fázi.

Na začátku čtvrté fáze je v celém potrubí snížený tlak o hodnotu $-\Delta p$ a zmenšený průřez potrubí. Odražená vlna ruší snížení tlaku a kapalina se začne pohybovat zpět k ventilu, kde kapalina narazí na ventil, začne se zastavovat a stlačovat. To zvýší tlak v potrubí. Ale to už je začátek šíření tlakové vlny v první fázi. Pokud by ráz probíhal v ideální kapalině bez vnitřního tření v dokonale tuhém potrubí, nedocházelo by k útlumu a tlaková vlna by se nezastavila. Ve skutečnosti dochází k útlumu a zániku rázové vlny. [4]



Obr. 1-5 Průběh čtvrté fáze vodního rázu

1.2 VLIV VZDUCHU NA VODNÍ RÁZ

Chování kapaliny v tlakovém potrubí při vodním rázu je charakterizováno dvěma hlavními hydraulickými veličinami, tlakem a průtokem. Obě veličiny jsou vzájemně provázány rovnicí kontinuity a rovnicí silové rovnováhy. Každá místní změna jedné veličiny způsobí změnu druhé. Tato změna se šíří potrubím a může ovlivnit proudění v celém potrubí.

Doba, za kterou rázová vlna urazí vzdálenost od místa vzniku na konec potrubí a zpět, se nazývá doba běhu rázové vlny (reflexní čas)

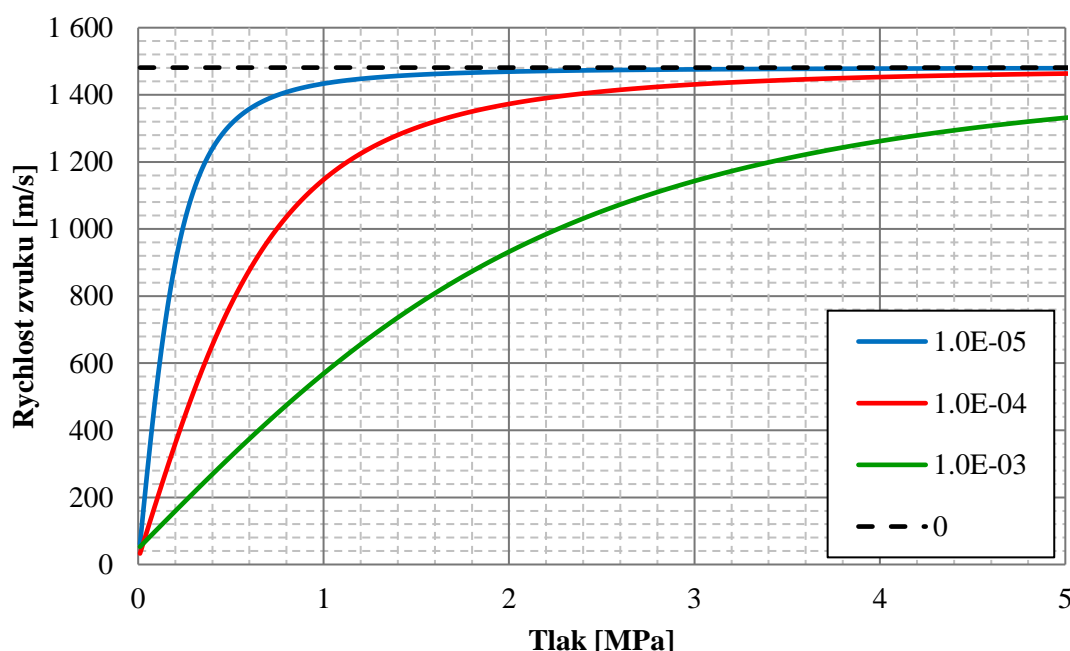
$$T_r = \frac{2 \cdot L}{a}. \quad (1-6)$$

Je-li doba běhu rázové vlny kratší nebo rovna době zavírání ventilu, dochází k tzv. totálnímu (přímému) rázu. Vrátili-li se odražená vlna dříve, než došlo k uzavření ventilu, nastane nepřímý hydraulický ráz [3]. Při něm nejsou tlakové amplitudy tak velké jako u přímého rázu. U totálního rázu se veškerá kinetická energie přemění v energii tlakovou. Pro nárůst tlaku platí Žukovského rovnice

$$\Delta p = \sqrt{\rho \cdot K \cdot \Delta v^2} = \rho \cdot \Delta v \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \rho \cdot \Delta v \cdot a. \quad (1-7)$$

Změna tlaku je funkcí hustoty kapaliny, rychlosti šíření zvuku v kapalině a velikostí změny rychlosti proudící kapaliny. Rychlost zvuku ani hustota nemusí být vždycky považována za konstantu, především v případech, kdy dochází ke větší změně teploty nebo tlaku kapaliny. Např. hustota vody s rostoucí teplotou od 4 °C klesá, oproti tomu se zvyšujícím se tlakem roste. Rychlost šíření zvukových vln v kapalině je také ovlivněna teplotou, tlakem, ale především modulem objemové pružnosti, který charakterizuje danou kapalinu a může zahrnovat pružnost potrubí (viz výše).

Modul objemové pružnosti kapaliny je obecně závislý na tlaku a teplotě, kromě toho má nezanedbatelný vliv i obsah plynu. Stlačitelnost plynů je přibližně o čtyři řády větší než stlačitelnost kapaliny. I nepatrné množství plynu v kapalině může výrazně ovlivnit hodnotu modulu



Graf 1-1 Rychlost zvuku v závislosti na tlaku podle [5]

objemové pružnosti a tím pádem změnit rychlost šíření zvuku. Toto ukazuje graf 1-1, zde je vykreslena závislost rychlosti zvuku v homogenní dvoufázové směsi vody se vzduchem v plynné podobě (ve formě bublinek) v závislosti na měnícím se tlaku pro různé hmotnostní zlomky vzduchu. Už setina procenta vzduchu obsaženého ve vodě se zřetelně projeví na rychlosti zvuku při nižších tlacích, s větším obsahem vzduchu je tento jev umocněn a posunut do vyšších tlaků.

Rychlost zvuku v plynném prostředí lze popsat touto rovnicí

$$a_p = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T}. \quad (1-8)$$

Hustota směsi plynu a kapaliny je určena z poměru součtu hmotností k součtu objemů složek směsi

$$\rho_{kp} = \frac{m_k + m_p}{V_k + V_p} \quad (1-9)$$

V rovnici (1-9) se nahradí objem plynu V_p vztahem ze stavové rovnice a objem kapaliny V_k pomocí výrazu pro výpočet hustoty, tím pádem vznikne

$$\rho_{kp} = \frac{m_k + m_p}{\frac{m_k}{\rho} + \frac{m_p \cdot r \cdot T}{\rho}} \quad (1-10)$$

Po následné úpravě, kdy se zavede hmotností poměr plynu M_p jako podíl hmotnost plynu ku hmotnosti směsi (součet hmotností kapaliny a plynu), lze vyjádřit hmotnost kapaliny m_k , a tu dosadit do rovnice (1-10). Vykrácením hmotnosti plynu získá vztah hustoty směsi svůj finální tvar

$$\rho_{kp} = \frac{\rho \cdot p}{(1 - M_p) \cdot p + M_p \cdot r \cdot T \cdot \rho} \quad (1-11)$$

Analogicky se postupuje u odvození modulu objemové pružnosti směsi. Vychází se ze vztahu (1-12), kde je modul pružnosti směsi roven poměrným součtem převrácených hodnot modulů elasticity pro plyn a kapalinu

$$\frac{1}{K_{kp}} = \frac{O_k}{K} + \frac{O_p}{K_p} \quad (1-12)$$

V případě že se uvažuje adiabatické chování plynu, lze za modul pružnosti plynu dosadit $K_p = \kappa \cdot p$ a kapaliny $K = a^2 \cdot \rho$. Pak po úpravě vyjde

$$K_{kp} = \frac{a^2 \cdot \rho \cdot \kappa \cdot p}{a^2 \cdot \rho \cdot O_p + \kappa \cdot p \cdot O_k} \quad (1-13)$$

Objemové zlomky O_k a O_p vyjadřují poměr objemu dané látky ku celkovému objemu směsi. Objem plynu se poté nahradí výrazem ze stavové rovnice a objem kapaliny podílem hmotnosti a hustoty. Po úpravě lze modul objemové pružnosti směsi kapaliny s plynem zapsat jako

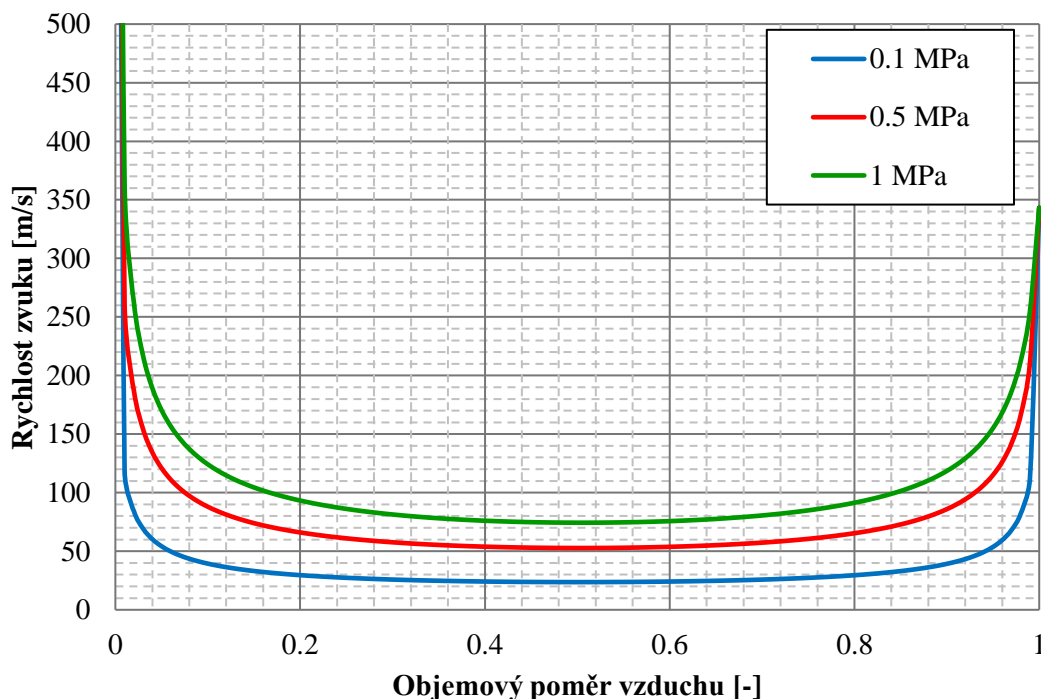
$$K_{kp} = \frac{[(1 - M_p) \cdot p + M_p \cdot r \cdot T \cdot \rho] \cdot a^2 \cdot \kappa \cdot \rho \cdot p}{a^2 \cdot \rho^2 \cdot M_p \cdot r \cdot T + \kappa \cdot p^2 \cdot (1 - M_p)} \quad (1-14)$$

Tak jako rovnice (1-11) pro hustotu směsi, podobně i rovnice (1-14) jsou závislé na tlaku a hmotnostním zlomku plynu ve směsi. Dosazením těchto rovnic do vztahu (1-1) získá se výsledná rychlost šíření zvuku ve směsi kapaliny s plynem. Podrobnější rozbor odvození rychlosti zvuku ve směsi voda–vzduch je uveden v [5], odkud jsou převzaty i rovnice (1-8) až (1-14).

Graf 1-2 ilustruje průběh rychlosti zvuku v závislosti na objemovém poměru vzduchu ve směsi pro tři konstantní hodnoty tlaku 0,1 MPa, 0,5 MPa a 1 MPa, za předpokladu adiabatického chování vzduchu ($\kappa = 1,4$). Z výsledků je vidět, že malé množství plynu obsažené ve směsi mnohonásobně snižuje rychlost zvuku. Zajímavost stojící za povšimnutí je, že rychlost ve směsi může dosahovat nižších hodnot než rychlosti zvuku v samotných

složkách směsi. Nižší rychlost zvuku snižuje tlakové účinky vodního rázu (viz rovnice (1-7)) a zároveň prodlužuje dobu reflexe, která se zvyšuje při poklesu rychlosti zvuku jak je vidět v rovnici (1-6).

Vzduch má několik možností, kudy se může do potrubí dostat. Jednou z možností je uvolnění z rozpuštěného vzduchu při poklesu tlaku. Maximální množství rozpuštěného vzduchu



Graf 1-2 Závislost rychlosti zvuku na objemovém množství vzduchu podle [5]

v kapalině se řídí Henryho zákonem. Podle něj je koncentrace rozpuštěného plynu c_i rovna součinu parciálního tlaku i -té složky plynu p_i nad roztokem a Henryho konstanty H

$$c_i = H \cdot p_i. \quad (1-15)$$

Závislost je lineární přibližně do 10 MPa, konstanta úměrnosti H je závislá hlavně na teplotě (s rostoucí teplotou rozpustnost klesá), na složení vody a druhu plynu. Za normálních podmínek je ve vodě rozpuštěno cca 2 % vzduchu. Další možností je přisávání vzduchu za provozu např. čerpadlem nebo vírem z vyrovnávacích komor a zavzdušňovacími ventily. Vzduch může v potrubí uvíznout i během plnění, není-li zabezpečen jeho odvod.

Přisávaný vzduch se ze začátku v potrubí pohybuje ve formě drobných bublinek, někdy je tento stav označován jako průtok bílé vody [6]. Bublínky vzduchu mají tendenci stoupat vzhůru a v horní části se shlukovat do vzduchového pytle. Pohyb vzduchových pytlů ve skloněném potrubí může být trojího druhu.

V první variantě je pytel unášen proudem, tato možnost nastane tehdy, je-li unášivá síla kapaliny působící na pytel větší než její vztlačová síla. Snižováním průtoku nebo zvyšováním sklonu potrubí se bude unášivá síla snižovat. Nastane-li rovnováha mezi těmito silami, zůstává pytel na stejném místě u stropu potrubí. Kapalina dosáhla tzv. rovnovážné průtočné

rychlosti. Pro rychlosti nižší než jsou rovnovážné se pytel pohybuje v opačném směru, než je směr kapaliny.

Při vodním rázu, v potrubí, kde vzduch není rovnoměrně rozptýlen, ale je koncentrovaný ve vzduchovém pytlí, se tlaková vlna šíří nižší rychlostí v plynu, než v kapalině. To má za následek, že v kapalině pod vzduchovým polštářem bude jiný tlak, než ve vzduchové kapse. Plyn bude mít tendenci se přizpůsobit tlaku kapaliny a stlačí se. Tím pohltí kinetickou energii vody. Vzduchová kapsa se chová jako větrník a snižuje rázové účinky. [6]

V některých situacích jsou ale vzduchové kapsy inicializátorem vodního rázu. V případě, že se pohybující vzduchové kapsy dostanou do zúženého místa, např. ve ventilu, dojde k náhlému zvýšení rychlosti, protože tlakové ztráty vzduchu jsou mnohem menší, než je tomu u kapaliny. Jakmile vzduch projde skrz ventil, tlakové ztráty se skokově zvýší a dojde ke vzniku vodního rázu, podobně jako kdyby se ventil náhle uzavřel. [7]

1.3 VLIV PEVNÝCH ČÁSTIC NA VODNÍ RÁZ

Podobně, jak rozpuštěný vzduch v kapalině, tak i pevné částice mohou ovlivnit vodní ráz. Pevné látky jsou většinou v kapalině zastoupeny v malém množství, výjimku tvoří doprava hydrosměsí, při které je vliv pevných částic výrazný. Pevné částice mohou samy vyvolat vodní ráz, když zapříčiní náhlé ucpání potrubí. Kromě toho mohou umocňovat účinky vodního rázu. Obsah pevných látek většinou zvyšuje hustotu směsi a zároveň snižuje její stlačitelnost, to má vliv na rychlost šíření zvuku, navíc ovlivňuje tlakové ztráty. Částice se často usazují na stěnách potrubí, tím dochází ke snížení průtočného průřezu, ale ke zvýšení rychlostí a tlakových oscilací.

Během vodního rázu dochází k vzájemnému pohybu mezi částicemi a kapalinou vlivem jejich rozdílné hustoty. Tomuto pohybu klade odpor viskozita kapaliny. Kromě něj může vzniknout relativní pohyb mezi kapalinami s rozdílnou koncentrací pevných částic. Tento pohyb je ovlivňován třením mezi částicemi a stěnou potrubí.

Za předpokladu rovnoměrného rozložení částic a zanedbání tření mezi částicemi a stěnou potrubí, mohou nastat dva limitní případy. Zaprvé působení viskozních sil kapaliny na pohyb částic je tak velké, že ho nelze zanedbat. Naopak v druhém extrémním případě je vliv viskozních sil zanedbatelný. Vnitřní třecí síly mají větší účinek, čím jsou částice menší a čím je větší viskozita kapaliny. Se zvyšováním rychlosti změny tlaku, účinky třecích sil klesají.

Pro případ, kde jsou vnitřní třecí síly významné a rozložení částic je pravidelné, lze hustotu suspenze vyjádřit jako

$$\rho_{ks} = \rho \cdot c_{Vk} + \rho_s \cdot c_{Vs}, \quad (1-16)$$

kde c_{Vk} a c_{Vs} jsou objemové koncentrace kapaliny a pevných částic. Potom je modul objemové pružnosti směsi kapaliny s pevnými částicemi definovaný jako

$$K_{ks} = \frac{1}{\frac{c_{Vk}}{K} + \frac{c_{Vs}}{K_s}}. \quad (1-17)$$

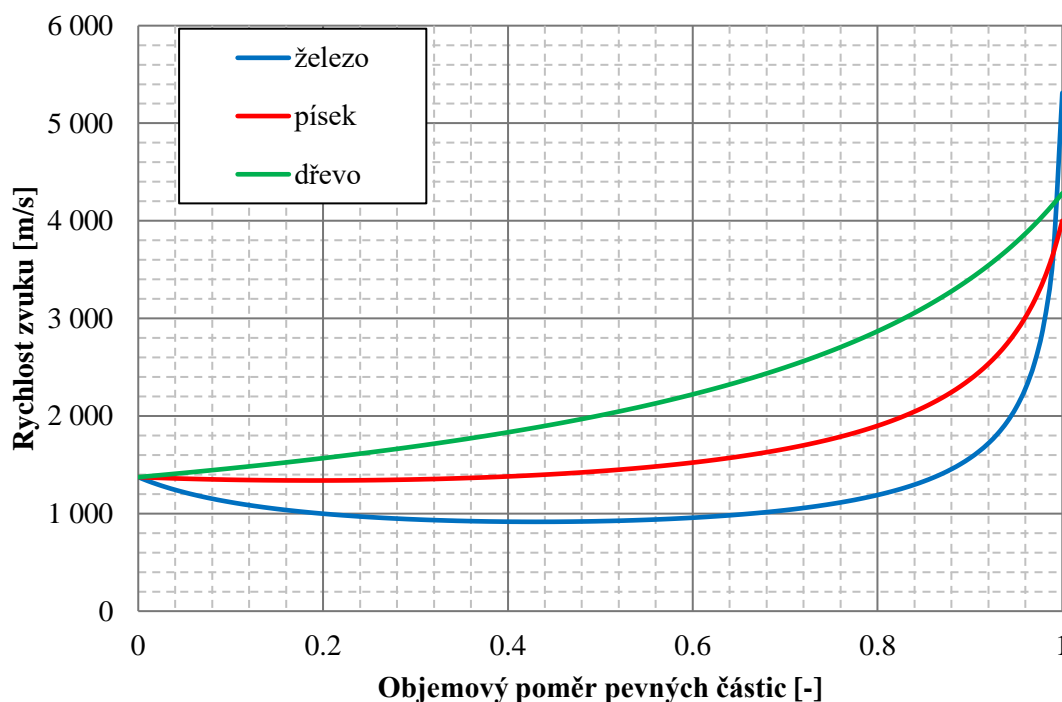
Dosazením těchto rovnic do vztahu (1-1) lze určit rychlost šíření zvuku ve směsi kapaliny s pevnými částicemi s uvažováním vnitřních třecích sil. Průběh této rychlosti ilustruje graf 1-3

pro tři odlišné pevné látky (železo, písek a dřevo). Ne všechny pevné látky mají stejný vliv na rychlost zvuku. Částice dřeva rychlost zvyšují už od nízkých koncentrací, naopak železo do určité koncentrace rychlost zvuku snižuje.

V druhém případě, kdy jsou vnitřní třecí síly zanedbatelné je hustota suspenze popsána

$$\rho_{ks} = \frac{1}{\frac{c_{vk}}{\rho} + \frac{c_{vs}}{\rho_s}} \quad (1-18)$$

Modul objemové pružnosti suspenze je ve stejném tvaru jako v prvním případě (1-17). Podobně jako v přechodím případě, lze při dosazení hustoty do rovnice (1-1) určit rychlost zvuku. Graf 1-4 ilustruje její průběh pro stejné pevné látky, jako v předcházejícím případě. Je



Graf 1-3 Průběh rychlosti zvuku ve směsi vody a pevné látky při zanedbání viskózních sil podle [7]

vidět, že vliv snížení rychlosti zvuku u částic železa se při zanedbání viskózních sil vytratil, u písku došlo ke zvyšování rychlosti už při nižších koncentracích. Jinak nedošlo k výraznější změně průběhu.

V situaci, kdy původní předpoklady jsou zcela opačné, to znamená, že všechny pevné částice se usadí na dně a tření o stěny bude bránit jejich dalšímu pohybu, lze hustotu směsi definovat jako

$$\rho_{ks} = \rho \cdot \frac{S}{S - S_s} \quad (1-19)$$

kde S_s je průtočná plocha potrubí vyplněna usazenými částicemi. Poté lze určit modul pružnosti a rychlost zvuku z rovnic (1-17) a (1-1).

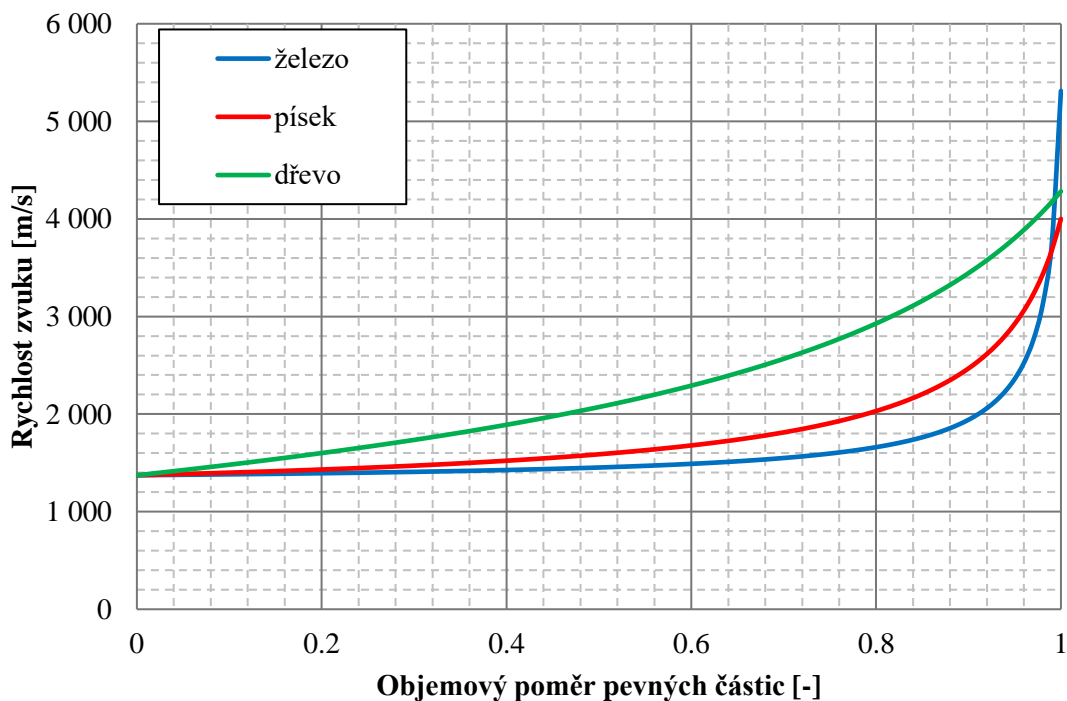
V nejobecnějším případě, kde jsou částice nerovnoměrně rozptýlené, jejich rychlost je odlišná od rychlosti kapaliny, a navíc může docházet k usazování částic na dně, je řešení poměrně složité. Stejně jako v jednodušším případě existují dva limitní stavy. V prvním stavu jsou vnitřní třecí síly nezanedbatelné, pak je hustota popsána jako

$$\rho_{ks} = (\rho \cdot c_{V_k} + \rho_s \cdot c_{V_s}) \cdot \frac{S}{S - S_s}, \quad (1-20)$$

kde c_{V_k} a c_{V_s} jsou průměrné objemové koncentrace kapaliny a pevných částic.

V druhém stavu, kdy jsou třecí síly zanedbatelné, je hustota suspenze určena z rovnice (1-18). Objem usazených částic je v tomto případě irelevantní. Reálná rychlost zvuku ve směsi kapaliny a pevné látky se nachází mezi těmito limitními případy.

Ve většině případů pevné částice způsobují zvýšení extrémních hodnot tlaku při vodním rázu. Důvodem je vyšší hustota a nižší stlačitelnost suspenze ve srovnání s čistou kapalinou. Toto navýšení není obecně velmi výrazné, vzhledem k obvykle nízkým koncentracím částic. Větší vliv na vodní ráz má obsah plynu v kapalině, než obsah pevných částic. Podrobněji se vlivu pevných částic v kapalině na vodní ráz věnuje Záruba ve své publikaci [7], odkud jsou převzaty vztahy uvedené v této podkapitole.



Graf 1-4 Průběh rychlosti zvuku ve směsi vody a pevné látky při zanedbání viskózních sil podle [7]

2 OCHRANY PŘED VODNÍM RÁZEM

V předchozí kapitole bylo řečeno, že pro vodní ráz jsou charakteristické tlakové pulzace. Je-li v potrubí větší přetlak, než na které je dimenzováno, může dojít k porušení potrubí s následným únikem dopravované kapaliny a přerušení dodávek. Podtlak v potrubí může způsobit zborcení potrubí, vznik kavitace nebo rozdělení vodního sloupce. Pokud je v blízkosti místa poruchy nějaké zařízení, může dojít k jeho zničení uniklou kapalinou. Je-li kapalina nebezpečná životnímu prostředí, porucha potrubí je potenciální ekologickou havárií.

Z důvodu ochrany potrubí se do něj umísťují ochranné prvky, které mají za úkol tomuto jevu předcházet nebo snížit jeho projevy tak, aby nedošlo k poruše. Metod, jak zamezit vzniku vodního rázu, je několik: prodloužení doby zavírání nebo otevírání ventilu, zvýšení setrvačnosti čerpadla či turbíny, vyloučením průtokových – dynamických vibrací a možných rezonancí [8].

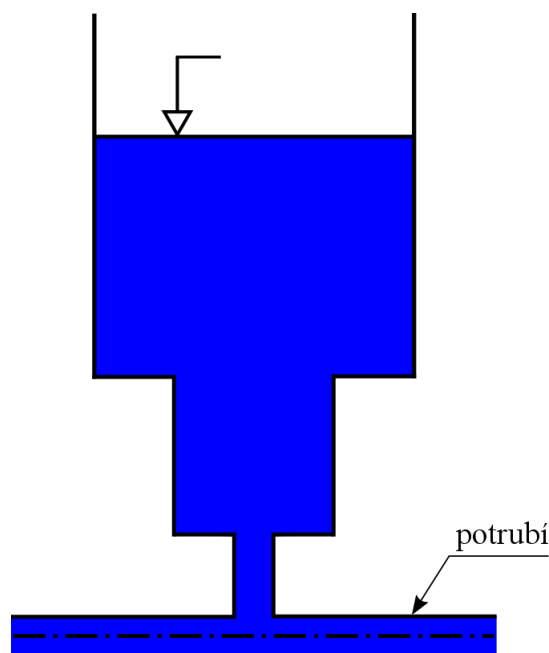
Příkladem ochranných prvků snižujících dopady vodního rázu jsou synchronní ventily, větrníky, vyrovnávací komory, vzdušníky, obtoky nebo pojistné ventily.

2.1 OBTOK

Obtok je odbočka v potrubí, která spojuje prostor před uzávěrem s prostorem za ním a je vybavena armaturou s vhodnou dobou zavírání. Účelem je zamezit vysokým nárůstem tlaku při náhlém uzavření hlavního uzávěru. Příkladem je obtok u zpětné klapky čerpadla. Dojde-li k náhlému vypadnutí čerpadla, klesající průtok způsobí uzavření zpětného ventilu. Obtokem kolem zpětného uzávěru protéká omezené množství kapaliny, které se bude postupně snižovat, uzavíráním ventilu v obtoku. [9]

2.2 VYROVNÁVACÍ KOMORA

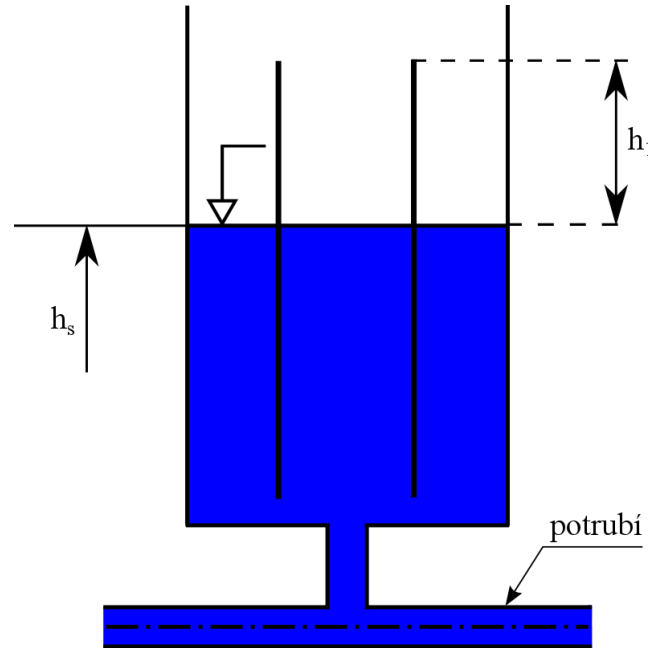
Jedná se o nádrž s volnou hladinou, připojenou na tlakové potrubí obr. 2-1. Připojení k potrubí může být upraveno, např. použitím elementu pro škrcení průtoku. Škrcení průtoku



Obr. 2-1 Vyrovnávací komora s proměnlivým průřezem

před vstupem do vyrovnávací komory zlepšuje útlum a snižuje amplitudy hladiny v komoře. Je možné jí tvarově upravit, třeba zvětšením průřezu v horní části nádrže. Nádrž během rázu působí jako tlumič. Vlivem změny tlaku v potrubí dochází k rozkolísání vodní hladiny v nádrži. Nejčastěji se používají k ochraně vysokospádových vodních elektráren. Z ekonomického hlediska jsou tyto nádrže nákladné. Většinou jsou vyrobeny z oceli, musí mít dostatečně velkou kapacitu a jsou na ně kladeny vysoké bezpečnostní požadavky. [8]

Pro dlouhé gravitační potrubí je výhodné použít diferenciální vyrovnávací komoru obr. 2-2. Vnitřní část komory končí ve výšce h_1 nad statickou hladinou h_s . Při zvýšení tlaku v potrubí



Obr. 2-2 Diferenciální vyrovnávací komora

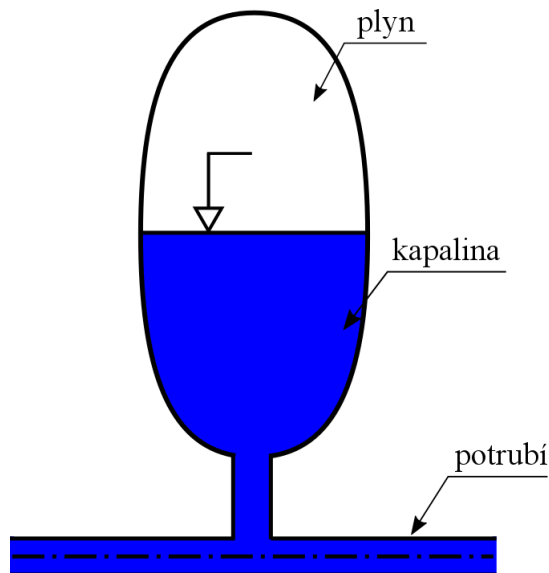
vlivem rázu se zvýší hladina v komoře a při překročení stanovené meze se začne přelévat do vnější nádrže. Vnější nádrž je u dna spojena s komorou malými otvory, kterými může kapalina proudit z vnější nádrže do komory a opačně. Při poklesu tlaku a hladiny se začne voda vracet z vnější nádrže otvory, které jí kladou odpor. Tím se zvětší tlumičí účinky komory. Tlumičí schopnosti vyrovnávací komory jsou větší, čím je větší její průřezová plocha. [6]

2.3 VĚTRNÍK

Je-li vyrovnávací komora uzavřená, zčásti naplněná plynem (nejčastěji vzduchem) a zčásti kapalinou jako na obr. 2-3 nazývá se tato nádoba větrník. Slouží k vyrovnávání tlakových pulzací v potrubí na základně stlačování a rozpínání vzduchového polštáře v horní části větrníku. Při nárůstu tlaku v potrubí dochází ke kompresi plynu a ke zvýšení hladiny ve větrníku. Naopak poklesne-li tlak v potrubí, je plyn stlačován menší silou a může se rozpínat, to se projevívá výtokem kapaliny do potrubí a poklesem hladiny ve větrníku. [9]

Pro správné fungování je potřeba vhodně nadimenzovat objem a tlak plynového polštáře vůči světlosti a průtoku potrubí. Haindl [6] doporučuje velikost větrníku v rozmezí 1 až 2 % objemu potrubí. Např. větrník o objemu 5 až 6 m³ je dostačující pro utlumení rázu v potrubí dlouhém 1 km s průtokem 1 m³/s.

Nevhodné je pronikání plynu z větrníku do potrubí. Nejenže dochází k zavzdušňování potrubního systému, ale zhorší se tlumicí vlastnosti větrníku. Skokově se zvýší tlakové oscilace v systému. Aby tomuto jevu nedocházelo, bývá plyn od kapaliny oddělen pryžovým vakem. Výhodou tohoto řešení je, že při vysokých tlacích (cca 1,5 MPa a výš) nedochází k vysokému



Obr. 2-3 Větrník

rozpuštění vzduchu jako u vzdušníku bez vaku. Nevýhodou u obou provedení je nutnost provádění pravidelné údržby a kontroly tlaku plynu. [8]

Umístění větrníku v potrubním systému stejně jako ostatních ochranných prvků by mělo být co nejbližší zdroji vodního rázu. Doba, za kterou dojde k zatlumení tlakových pulzací pomocí obyčejného větrníku, je srovnatelná při použití vyrovnávací komory. V obou případech je potřebný čas docela velký (řádově desítky minut), což je nevýhodné. [10]

Pro zkrácení útlumu se v místě napojení umisťují zpětné klapky. Otevírá-li se klapka z větrníku do potrubí, pak větrník tlumí tlakové pulzace pod hodnotou statického tlaku. Při použití opačně otvírané klapky z potrubí do větrníku, tlumí se pouze přetlakové pulzace. Z hlediska hydraulického efektu je výhodnější zapojení, kdy se větrníkem tlumí pulzace pod hodnotou statického tlaku. Protože tlumicí schopnost větrníku je větší při snižování tlaku než při jeho nárůstu. [6]

Kromě použití klapek je možné jako u vyrovnávací komory umístit mezi větrník a potrubí škrťací element. U gravitačního potrubí je nejúčinnější škrťání způsobující tlakovou ztrátu rovnající se amplitudě tlaku Δp . Škrťání se nejčastěji realizuje umístěním nesymetrické kruhové clony (z jedné strany zaoblené, z druhé s ostrou hranou) nebo clonou ve tvaru dýzy do přípojky větrníku k potrubí. U výtlačného potrubí je naopak zájem o to, aby průtok z větrníku do potrubí byl beze ztrát. Aby se tlumila hlavně negativní rázová vlna a nedocházelo ke kavitaci. [10]

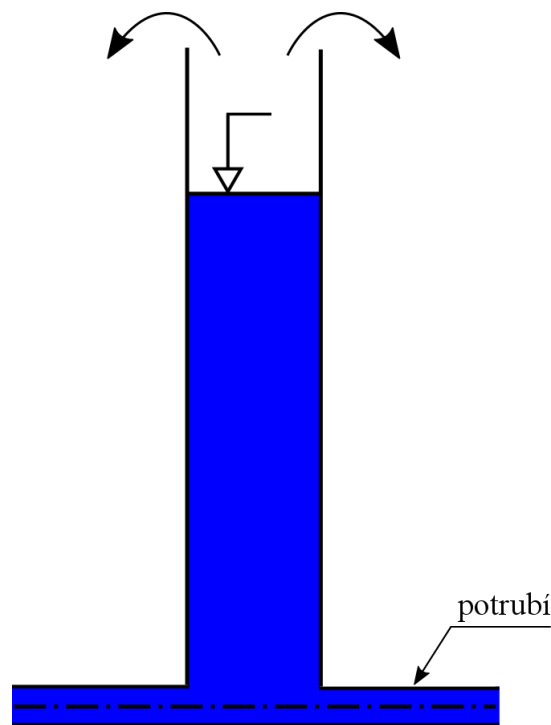
Použitím vhodného škrťacího elementu lze docílit stejného tlumicího efektu jako u mnohonásobně většího větrníku bez škrťání. Navíc dojde k rychlejšímu zatlumení. Haindl [6] uvádí, že při ideálně navrženém odporu klesne hodnota přetlaku na polovinu, aby tohoto útlumu dosáhl větrník bez škrťání, musel by mít čtyřikrát větší objem vzduchu.

V případech, kdy je vyžadována co nejmenší tlaková ztráta z větrníku do potrubí a optimální ztráta z potrubí do větrníku, je výhodné místo clony použít zpětnou klapku s otvorem. Klapka je otevřená při průtoku z větrníku do potrubí a působí jen nepatrnou tlakovou ztrátou, při opačném směru proudění je klapka uzavřená, kapalina proudí přes otvor, který způsobuje potřebný odpor.

Velikost tlakových pulzací, které je schopna vyrovnávací komora zatlumit, je dán její plochou, u větrníku tvar nemá skoro žádný význam. Na tlumící vlastnosti větrníku má rozhodující vliv jeho obsah plynu. Ve většině případu má větrník válcový vertikální tvar. Toto uspořádání má výhodu v tom, že vzduchový polštář je oddělen od potrubí větším vodním sloupcem. [10]

2.4 VÝTOK PŘEPADEM

Je to komora s volnou hladinou, která je projektována tak, že dovoluje úniku kapaliny z komory do okolí, jak naznačuje obr. 2-4. V případě, že v potrubí narůstá tlak, zvyšuje se



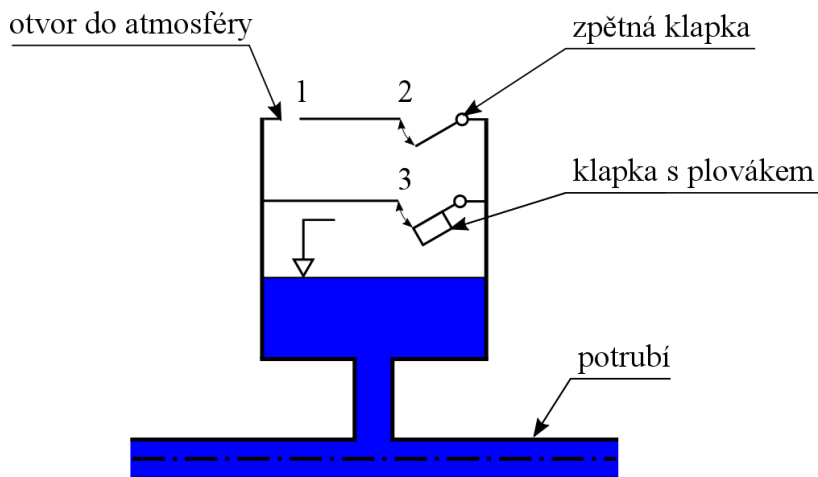
Obr. 2-4 Výtok přepadem

hladina v komoře do doby, než vystoupá k hraně přepadu a začne se vylévat do okolí. V místě napojení komory s potrubím se docílí konstantního talku, který se už nebude nadále zvyšovat a odpovídá výšce přepadu. Sníží-li se tlak v potrubí, výtok z přepadu se zastaví a hladina v nádrži klesne. [11]

2.5 VZDUŠNÍK

K odstranění podtlaků a k omezení rázových účinků lze použít vzdušník. Je to nádoba připojena na spodním konci k potrubí, schematicky znázorněna na obr. 2-5. V horní části je propojena s atmosférou přes trvale průchodný otvor 1 nebo přes otvor 2, který je omezován zpětnou klapkou. Klapka je otevřena při proudění vzduchu do vzdušníku, uzavírá se při odpouštění

vzduchu. Dále je zde umístěna horizontální přepážka s otvorem 3 doplněna o klapku s plovákem. Účelem této klapky je zabránit úniku kapaliny ze vzdušníku, proudění plynu umožňuje oběma směry. [8]



Obr. 2-5 Vzdušník

Při obvyklých provozních stavech je komora vzdušníku zcela naplněna kapalinou, otvor 3 je uzavřen, ale otvor 2 je volně průchozí. Klesne-li v potrubí tlak pod atmosférický, klapka u otvoru 3 se otevře a skrze otvor začne proudit vzduch. Kapalina z komory bude vytékat do potrubí, dokud se nevyrovná tlak v potrubí na hodnotu atmosférického. Zvýší-li se tlak, kapalina se začne vracet do nádoby, zpětná klapka uzavře otvor 2. Zachycený vzduch ve vzdušníku se bude stlačovat, protože může unikat pouze malým otvorem 1 v horní části vzdušníku, který mu klade odpor. Zpětná klapka je uzavřená, dokud se nesníží tlak ve vzdušníku pod atmosférický nebo neunikne-li ze vzdušníku všechen vzduch. V některých případech se na dno nádoby pokládají mřížky, které mají za úkol uklidňovat vodu při nasávání vzduchu do vzdušníku. [11]

2.6 POJISTNÉ VENTILY

Tyto ventily jsou konstruovány za účelem ochrany potrubí nebo tlakové nádoby při nárůstu přetlaku nad dovolenou mez. Pojistné ventily mají jednoduchou konstrukci, jsou snadno instalovatelné, nezabírají příliš prostoru, mají nízké provozní náklady, nezpůsobují omezení v provozu. Nevýhodou je, že při rychlých tlakových změnách pojistný ventil nemusí stíhat reagovat vlivem jeho setrvačnosti.

Přetlak pracovní látky působí na spodní stranu kuželky a vyvolává sílu, která je kompenzována obvykle silou pružiny. Pokud tlak v potrubí je nižší než otevírací přetlak ventilu, síla od pružiny je větší a udržuje ventil uzavřený. Zvýší-li se přetlak nad hodnotu otevíracího přetlaku ventilu, síla na pružinu se zvýší a pružina se stlačí. Tím se oddálí kuželka od sedla ventilu a ventil se otevře. Odvodem média se sníží tlak v potrubí a ventil se zavře. [8]

2.7 OSTATNÍ OCHRANNÉ PRVKY

Mezi další ochranné prvky potrubí patří zásobník kapaliny, který je připojen k potrubí přes zpětnou klapku. Po dobu, kdy je v potrubí vyšší tlak než hodnota odpovídající výšce hladiny v zásobníku, se nic neděje. Při poklesu tlaku pod tuto hodnotu se zpětná klapka otevře a do

potrubí začne proudit kapalina. Tím se brání dalšímu poklesu tlaku. Při obnovení tlaku se klapka uzavře.

Jiným bezpečnostním prvkem jsou různé elastické prvky vloženy do stěn potrubí, nebo přímo do vnitřního prostoru potrubí za účelem snížení rychlosti tlakových vln. Proti přetlaku se potrubí chrání otvory, které jsou zakryty ocelovými membránami. Při překročení tlaku dojde k jejímu protržení. Výhodou je nízká setrvačnost. K ochranným prvkům se řadí i zavzdušňovací ventily. [6]

3 ZAVZDUŠŇOVACÍ A ODVZDUŠŇOVACÍ VENTILY

Zavzdušňovací společně s odvzdušňovacími ventily jsou hydromechanické prvky, které v potrubních systémech zabezpečují výměnu plynů a plní několik úloh. Pokud je potrubí prázdné a je potřeba ho naplnit dopravovanou kapalinou, zajišťuje odvzdušňovací ventil odvod plynu z potrubí a urychluje plné zaplavení průtočného průřezu. Dalším úkolem je nepřetržitý odvod uvolněného plynu z potrubí. Tyto objemy jsou mnohem menší než při plnění potrubí, ale vyžadují od ventilu, aby pracoval ve stavu, kdy v potrubí proudí kapalina a je natlakovaná. Funkce zavzdušňovacího ventilu je zcela opačná, má za úkol přisávat z okolí do potrubí vzduch a zabraňovat vzniku vakua. Pro každý úkol musí být ventil jinak konstrukčně řešený. [12]

3.1 ROZDĚLENÍ ZAVZDUŠŇOVACÍCH A ODVZDUŠŇOVACÍCH VENTILŮ

Ventily pro výměnu plynu se v anglicky mluvících zemích souhrnně nazývají „air valve“ lze je rozdělit podle různých kritérií do několika skupin. Prvním kritériem je světlost potrubí, ke kterému jsou připojeny. Pro menší světlosti (DN ¾" až DN 2") se používají malé ventily, zabezpečující výměnu vzduchu maximálně do 192 m³/hod. Velké ventily se umísťují na potrubí o světlosti DN 80 až DN 200, v lokalitách s výskytem většího množství vzduchu nebo podtlaku, např. přívodné řady větších průměrů. Tyto ventily mají kapacitu 800 až 300 000 m³/hod. [13]

Dalším dělicím kritériem je druh přepravované látky v potrubí. Nejběžnějším dopravovaným médiem je čistá voda (vodárenství), znečištěná voda (kanalizace), a jiné kapaliny např. ropné produkty. Odlišné kapaliny mají různé vlastnosti, proto vyžadují specifické úpravy ventilů.

Zavzdušňovací a odvzdušňovací ventily se taky liší podle toho, z jakého materiálu jsou vyrobeny. Běžně se používá k jejich výrobě mosaz a litina, pro náročnější podmínky bývají vyrobeny z nerezové oceli, naopak v nenáročných podmínkách se upřednostňují levnější ventily z plastu (polypropylenu, polyoxymetylénu). [14]

Aktivace ventilu není u všech ventilů stejná. Některé ventily jsou otvírané plovákovým mechanismem, jiné využívají pružinový mechanismus, nebo uzavíracím členem je pouhá pružná membrána.

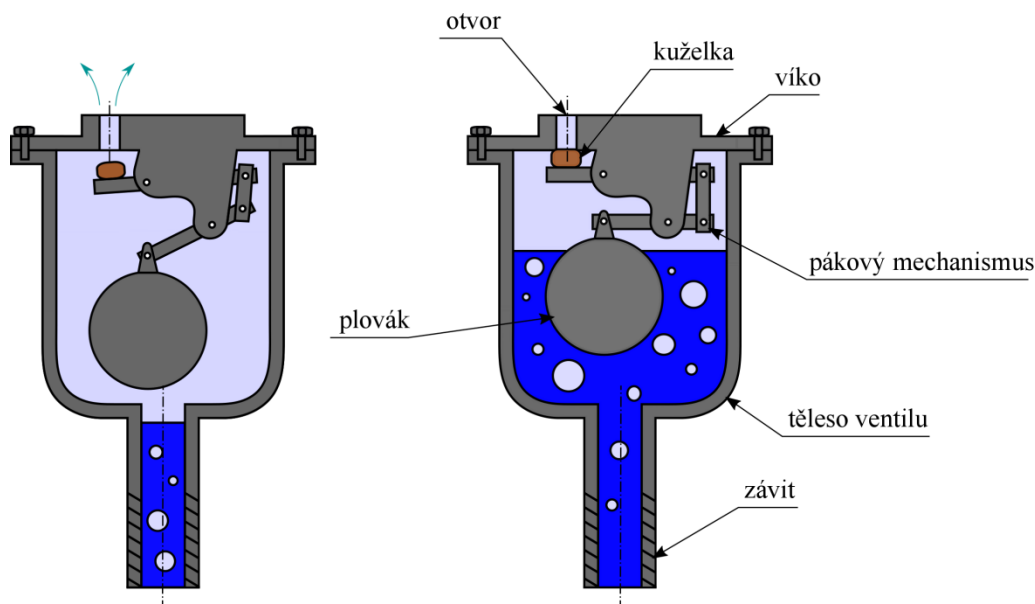
Existuje spousta dalších odlišností, podle kterých lze tyto ventily rozčlenit. Hlavním rozdělovacím kritériem je jejich klíčová funkce. Podle toho se dělí na zavzdušňovací, odvzdušňovací a kombinované ventily. [15]

3.2 ODVZDUŠŇOVACÍ

Slouží k automatickému odpouštění malých objemů nahromaděného vzduchu a odpadních plynů z potrubí pod tlakem. Pro odvzdušňovací ventily je charakteristický mnohem menší výstupní otvor, než je otvor pro připojení k potrubí. Výstupní otvor je nejčastěji kruhového tvaru s průměrem od 1,6 mm do 25 mm, při dimenzích připojení od 13 mm do 150 mm [16]. Ventil je řízen plovákem, který je spojen přes pákový mechanismus s kuželkou obr. 3-1.

Při napuštění potrubí je ventil normálně otevřený, a umožňuje odvzdušňování potrubí. Jak se ventil plní kapalinou, začíná se zvedat plovák, který uzavírá výstupní otvor. Když se ve ventilu nahromadí plyn, sníží se hladina a plovák klesne. Tento pohyb otevírá sedlo ventilu a umožňuje nahromaděnému plynu opustit ventil.

Ventil se otevře i při vnitřním přetlaku, protože má malý otvor a pákový mechanismus násobí sílu plováku. Čím je větší tlak v systému, tím musí být menší vypouštěcí otvor. Nevýhodou těchto ventilů je, že pohyblivé části jsou náchylné na opotřebení, a především u odpadní vody

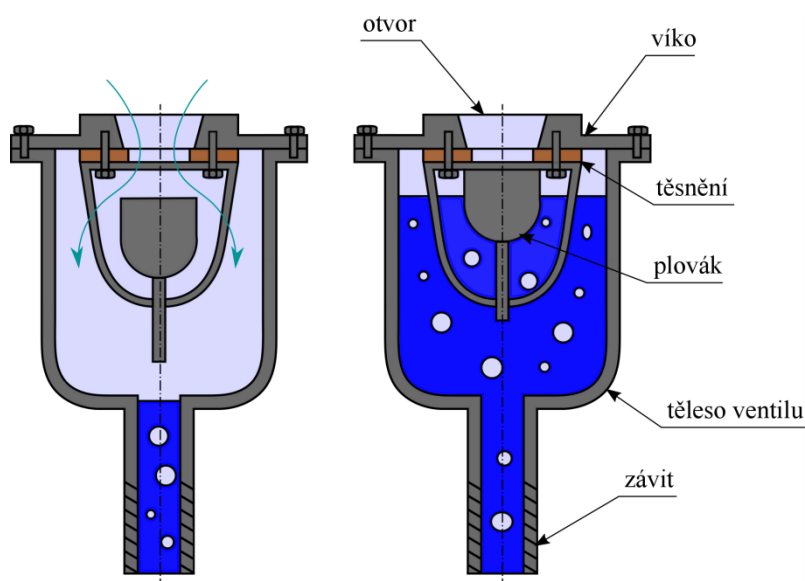


Obr. 3-1 Odvzdušňovací ventil

k zanesení a ztrátě pohyblivosti. [17]

3.3 ZAVZDUŠŇOVACÍ

Pracují při nízkých tlacích, jsou určeny pro přívod velkých objemů vzduchu. Otvírají se automaticky při nižších tlacích, než je tlak okolní atmosféry. Přísáváním vzduchu se zabraňuje vzniku podtlaku a kavitace. Ovládaný jsou plovákem nebo membránou. Kromě toho umožňují vypouštět velké objemy vzduchu při plnění potrubí.



Obr. 3-2 Zavzdušňovací ventil

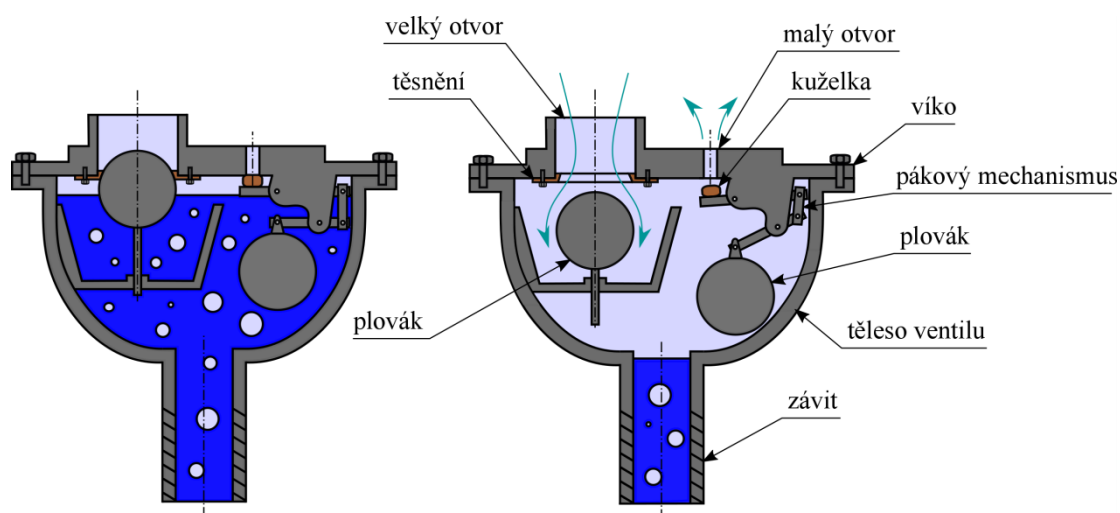
Vstupní otvor mívá nejčastěji kruhový tvar o průměru 13 až 500 mm [16]. Ovládání plovákem je podobné jako u odvzdušňovacího ventilu, liší se akorát v tom, že otvor, který zajišťuje výměnu plynu, je mnohem většího průměru, tudíž se při přetlaku v potrubí neotevře. Plovák je zároveň i těsnícím prvkem ventilu.

Za provozu, kdy se systém plní, plovák stoupá s hladinou a uzavírá ventil. Když je potrubí plné vody a pod tlakem, ventil je uzavřený a nepropouští vzduch. Otvor zůstává zavřený, dokud se systém nevypustí nebo nevznikne v potrubí podtlak. Jakmile vnitřní tlak klesne pod hodnotu atmosférického, plovák se uvolní čímž se umožní proudění vzduchu do systému. [15]

Nevýhoda tohoto řešení je, cyklické namáhání plováku v místě kontaktu s tělesem ventilu, to může vést k jeho opotřebení nebo deformaci. Deformovaný plovák ztrácí těsnící schopnost. Proto se musí často kontrolovat a měnit. Další nevýhodou je, pracuje-li ventil dlouhou dobu pod tlakem, může dojít k přilnutí plováku k sedlu ventilu a ztrátě funkčnosti ventilu. Při vzniku podtlaku se ventil neotevře. [18]

3.4 KOMBINOVANÉ

Kombinované ventily jsou navrženy tak, aby plnily funkci zavzdušňovacích a odvzdušňovacích ventilů společně. Odvzdušňovací ventily vypouští malé objemy plynu z potrubí, ale neumožňují přísávání dostatečného množství vzduchu, aby se zabránilo vzniku podtlaku. Zatímco zavzdušňovací ventil má velký otvor pro přísávání vzduchu, ale nedovoluje odvod vzduchu z potrubí při běžném provozu. Zavzdušňovací ani odvzdušňovací ventily nejsou schopny spl-

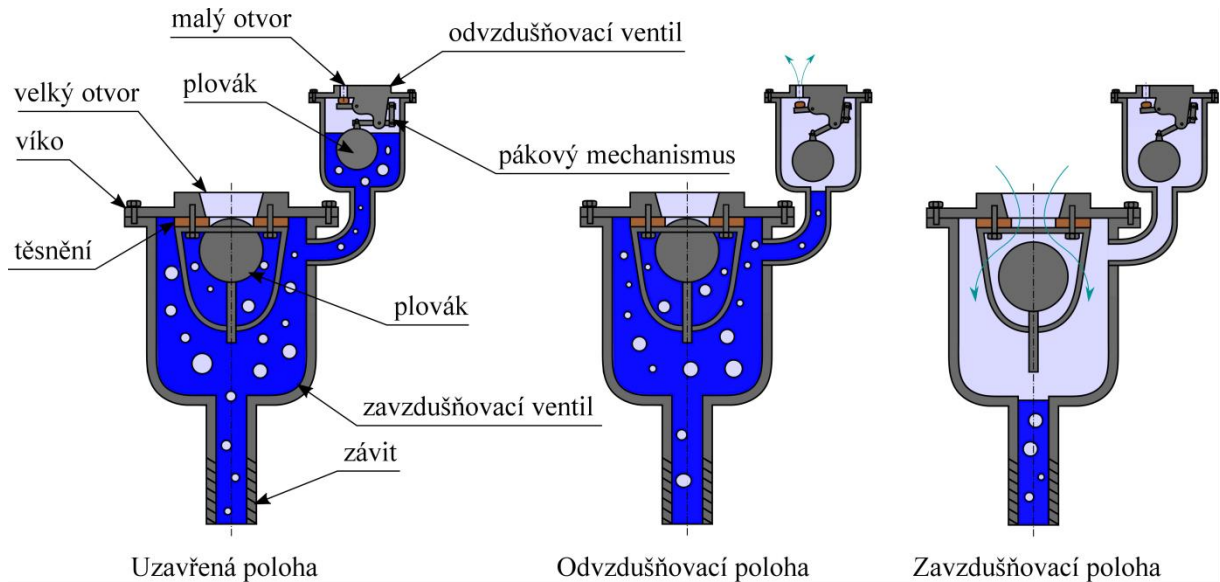


Obr. 3-3 Jedno-tělesový kombinovaný ventil

nit všechny potřebné úkoly samostatně, proto se používají kombinované. [16]

K zavzdušňování slouží velký otvor a malý otvor slouží k odvzdušňování. Při plnění jsou všechny otvory otevřené a vypouštějí přebytečný vzduch z potrubí. Jak se ve ventilu postupně akumuluje vzduch, který vytlačuje kapalinu, začne plovák klesat a přes pákový mechanismus se otevře odvzdušňovací otvor, aby se uvolnil nahromaděný plyn. Místo po plynu se zaplní kapalinou, která zvedne plovák a uzavře ventil. Jakmile klesne v potrubí tlak pod atmosférický, oba ventily se otevřou a dovolí vzduchu zvenčí, aby vnikl dovnitř a zabránil poškození potrubí. [15]

Vyrábějí se v jedno-tělesovém nebo dvou-tělesovém provedení. Výhodou jedno-tělesového provedení jsou menší rozměry a většinou levnější výrobní náklady. Typické konstrukční uspořádání dvou-tělesového ventilu je na obr. 3-4, v horní části zavzdušňovacího ventilu je vyvrtán otvor, kterým se připojí odvzdušňovací ventil. Toto uspořádání je výhodné z důvodu oddělitelnosti odvzdušňovacího ventilu od zavzdušňovacího při jejich opravě. [18]



Obr. 3-4 Dvou-tělesový kombinovaný ventil

3.5 VENTILY PRO ZNEČIŠTĚNOU VODU

Dopravuje-li se v potrubí znečištěná voda, např. do čistíren odpadních vod, umísťují se na potrubí odlišné zavzdušňovací a odvzdušňovací ventily. Pracují na stejném principu jako ventily na čistou vodu, liší se pouze svým tvarem. Mají protáhlejší tělo, ve kterém je plovák spojen s pákovým mechanismem dlouhou stopkou. [19]

Tyto konstrukční opatření slouží k minimalizaci ucpání, vytvořením dostatečně velké vzduchové kapsy v horní části ventilu, kde by hrozilo zanesení pákového mechanismu. Kromě toho tyto ventily bývají vybaveny proplachovacím zařízením. Pro instalaci platí stejná doporučení jako u vzdušníků na čistou vodu. Nicméně jsou zde kladeny větší nároky na odvzdušnění, protože v odpadní vodě se generuje velké množství plynů. [14]

3.6 OVLÁDÁNÍ ZAVZDUŠŇOVACÍCH A ODVZDUŠŇOVACÍCH VENTILŮ

U většiny zavzdušňovacích a odvzdušňovacích ventilů se k řízení používá plovákový mechanismus reagující na změnu výšky hladiny ve ventilu. Plovák bývá vyrobený z plastu nebo z oceli, pak je ale dutý. Tvar plováku je nejčastěji válcový nebo kulový.

U tlakových nádob a zařízení, které je potřeba chránit před vznikem vakua, se používají zavzdušňovací ventily ovládané reakcí spirálové pružiny. Tyto ventily bývají nastaveny na určitou hodnotu podtlaku tak, aby zabránily poškození nádoby. [17]

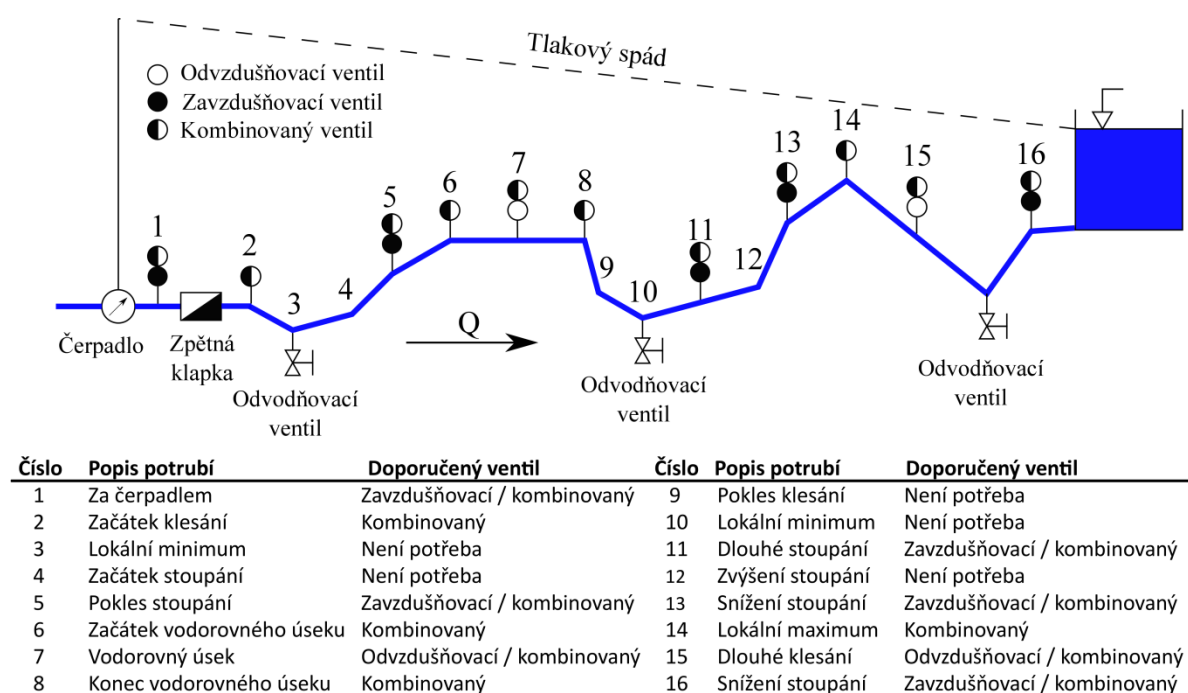
3.7 NEJČASTĚJŠÍ MÍSTA, KDE SE PROVÁDÍ ODVZDUŠŇOVÁNÍ A ZAVZDUŠŇOVÁNÍ

Při návrhu potrubního systému je potřeba brát v úvahu terénní a provozní podmínky pro správnou instalaci odvzdušňovacích a zavzdušňovacích mechanismů. Na obr. 3-5 je typické

rozmístění příslušných ventilů, jak je doporučuje AWWA (American Water Works Association) ve své publikaci [16]. Instalaci se provádí v každém absolutně nejvyšším bodě a v každém lokálně nejvyšším bodě potrubí.

Pro dlouhé horizontální stoupající nebo klesající potrubí o sklonu menším než $d / 1\,000$, se instalují ventily ve vzájemné vzdálenosti 0,5 až 1 km. Je-li sklon potrubí v rozmezí $d / 1\,000$ až $d / 100$ stačí volit odstup 1 až 1,5 km mezi jednotlivými ventily. Pro větší sklony od $d / 100$ do $d / 10$ je postačující umístění ventilů ve vzdálenosti 1,5 až 3 km. Pro ještě strmější potrubí se sklon větším než $d / 10$ umísťuje se jeden ventil, a to do nejvyššího bodu, kde d je vnitřní průměr potrubí. [12]

Při navrhování potrubní cesty je pro provoz nejvhodnější pravidelný profil s co možná nejmenším počtem zlomů a místy, kde se může hromadit vzduch. Proto by potrubní řád neměl sledovat profil terénu, ale měl by být položen s konstantním sklonem. Tím se snižují náklady



Obr. 3-5 Umístění ventilů v potrubní síti podle doporučení AWWA [16]

na pořizování zavzdušňovacích ventilů, ale rostou náklady na výkopové práce, navíc ne vždy je to technicky možné. Projektant musí najít kompromis mezi těmito náklady a dalšími požadavky. [15]

Dále je potřeba myslet na místa, kde se hromadí vzduch nebo vzniká podtlak vlivem provozu různých zařízení, jako jsou čerpadla, armatury rychlého uzavírání s redukčními a regulačními ventily. Před průtokoměry, je potřeba zajistit odvzdušnění, aby se zabránilo zkreslování výsledků. [20]

Podtlak v potrubí může nejčastěji vzniknout při vyprazdňování dlouhého potrubí, havárií potrubí, vypnutí čerpadla nebo aktivaci armatury rychlého uzavírání. V těchto případech rychle odtékající proud kapaliny se odtrhne a vzniká podtlak. Následně může dojít ke kolapsu potrubí převážně u plastových trubek nižší třídy, anebo u tenkostěnného potrubí. [21]

Zatěžovaná trubka může, ale nemusí okamžitě prasknout, dochází-li k těmto tlakovým pulzacím často, potrubí se cyklicky namáhá a oslabuje. Zejména ve šroubových spojích utěsněných pryžovým těsněním dochází vlivem podtlaku k nasávání těsnění do potrubí. To může mít špatný vliv na funkčnost těsnění. Aby se těmto případům předcházelo, je nutné přivést do potrubí dostatečné množství vzduchu přes zavzdušňovací ventil a zvýšit tlak v potrubí. [18]

3.8 NEGATIVNÍ VLIVY POUŽITÍ ZAVZDUŠŇOVACÍCH A ODVZDUŠŇOVACÍCH VENTILŮ

Aplikace zavzdušňovacích a odvzdušňovacích ventilů ve zvláštních případech může přinášet určité komplikace, především není-li dobře regulován odvod vzduchu z potrubí. Jeho rychlé vypuštění může inicializovat vodní ráz. Např. voda je čerpána z dolní nádrže do horní, obě nádrže jsou spojeny potrubím, které nejdříve stoupá, pak určitou část klesá, než znovu začne stoupat k horní nádrži. V místě, kde je zlom a potrubí začíná klesat je umístěn kombinovaný ventil, aby odváděl přebytečný vzduch během čerpání vody, a v případě náhlého zastavení čerpadla dodává do potrubí vzduch při poklesu tlaku. To umožňuje rozdělení vodního sloupce. Část kapaliny se bude vracet k čerpadlu, vlivem rychlého poklesu tlaku u čerpadla, druhá část bude vlivem setrvačnosti pokračovat k horní nádrži. Kapalina u čerpadla narazí na zavřený zpětný ventil a začne se vracet nahoru, kapalina poháněná setrvačností k horní nádrži se nejdříve zastaví a vlivem gravitace se začne vracet. Rozdělené proudy vody se vracejí k sobě a vytlačují nasátý vzduch ventilem ven. Pokud vzduch uniká příliš rychle, oba proudy se srazí vysokou rychlostí a následuje nárůst tlaku. [22]

Podobná situace nastává při čerpání vody z hlubokých studní pomocí ponorných čerpadel. Výtlačné potrubí je na povrchu opatřeno zpětným ventilem. Mezi čerpadlo a zpětný ventil je vložen kombinovaný ventil. Při náhlém odstavení čerpadla se zavře zpětný ventil a přes zavzdušňovací ventil se do výtlačného potrubí nasává vzduch. Po opětovném spuštění čerpadla se výtlačné potrubí začne rychle plnit vodou, přes ventil protéká velké množství vzduchu. Stoupající voda proudí vysokou rychlostí, vzduch rychle uniká ven. Odvzdušňovací ventil se rychle uzavře, když všechen vzduch unikl, ale zpětný ventil nebyl ještě otevřený. Následkem toho vznikne vodní ráz. [22]

Aby k těmto nepříznivým situacím nedocházelo, bývají zavzdušňovací a kombinované ventily vybaveny zařízením na zpomalení uzavírání, nebo škrťacími prvky, které regulují rychlost vypouštění vzduchu. Zařízení pro zpomalení uzavírání je nastavitelný mechanický aparát, který omezuje tok plynu ven z ventilu. Skládá se z disku, ve kterém je vyvrtán jeden nebo několik menších otvorů. Při vysoké rychlosti proudění vzduchu se disk zvedne a uzavře se výstupní otvor, plyn může ucházet jenom malými otvory. Pomalu odcházející vzduch zpomalí proud vracející se kapaliny. Když kapalina dosáhne disku, protéká přes něj malými otvory k plováku, tím se rychlost uzavírání ventilu sníží. [16]

Škrťací prvek je nastavitelné mechanické zařízení omezující průtok a zabraňující tlakovým rázům instalovaným až na výstupu ventilu do atmosféry. Škrćení průtoku plynu je řízeno nastavitelným diskem, který snižuje průtočný průřez. Rozsah škrćení průtoku plynu je od 5 do 100 % otevření. Při zavzdušňování průtok není omezen, jelikož škrťací disk je umístěn na pružině a ta mu umožňuje uvolnit průtočný průřez při proudění vzduchu do potrubí. [16]

4 NUMERICKÝ MODEL ZAVZDUŠŇOVACÍHO VENTILU

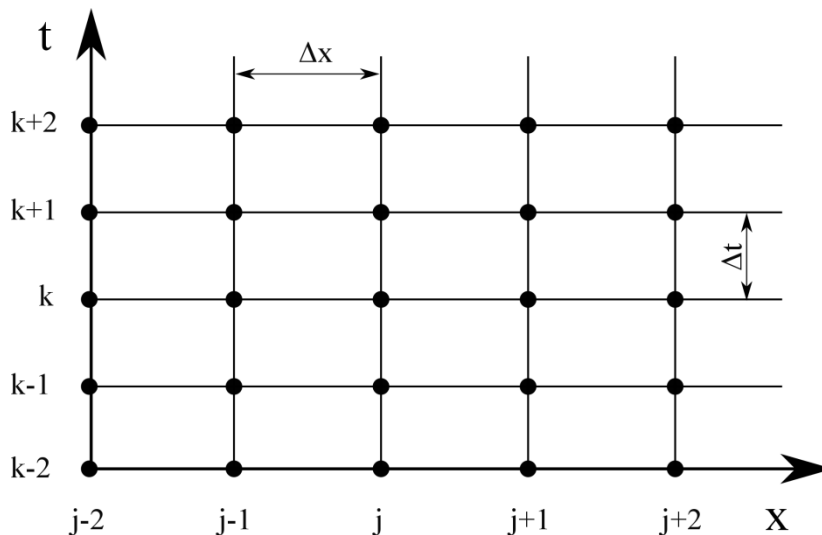
Numerický model zavzdušňovacího ventilu je zapotřebí řešit společně s modelem proudění kapaliny v potrubí při vodním rázu. Při proudění kapaliny potrubím se předpokládá jediný převládající směr proudění kaplany a to axiální [23]. Proto budou k popisu pohybu kapaliny použity rovnice kontinuity a silové rovnováhy pro jednorozměrné proudění

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{K}{S} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \quad (4-1)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{S}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda}{2 \cdot d \cdot S} \cdot |Q| \cdot Q = S \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad (4-2)$$

Rovnice (4-1) a (4-2) tvoří soustavu parciálních diferenciálních rovnic. Tuto soustavu rovnic lze vyřešit analyticky, ale pouze ve speciálních případech, kdy jsou vhodně zadané počáteční a okrajové podmínky. Proto se k řešení využívají jiné způsoby, nejdříve to byly grafické metody [6], [2], které s postupným rozvojem počítačů byly nahrazeny numerickými metodami. Mezi nejčastěji používané patří metody charakteristik a diferenční metody, někdy označované jako metody sítí [11], [24].

Metoda charakteristik je často používána pro svou snadnou programovatelnost, dobrou přesnost a jednoduchost při zavádění okrajových podmínek. Principem diferenčních metod je nahrazení derivací diferencí. Soustava rovnic (4-1) a (4-2) popisuje průběh chování tlaku a průtoku kontinuálně v čase i prostoru, převedením na diferenciální rovnice, budou rovnice popi-

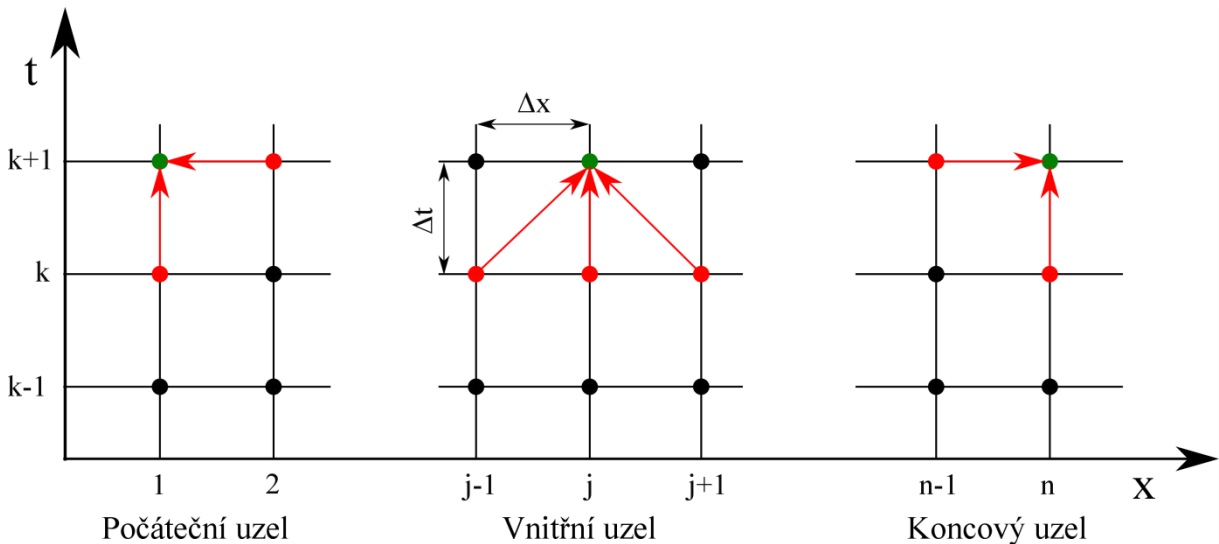


Obr. 4-1 Časová a prostorová diskretizace

sovat chování kapaliny jenom v diskrétních bodech. To znamená, že tlak a průtok bude schopné určit pouze v konečném počtu bodů v určitém časovém okamžiku. Diskretizaci ilustruje obr. 4-1. Vodorovná osa x určuje prostorovou souřadnici a svislá osa t časovou. V rovině budou rovnoměrně rozmístěny body vzájemně posunuty o Δx ve vodorovném směru a o Δt ve vertikálním směru. Vzdálenosti Δx a Δt se nazývají prostorový a časový krok výpočetní sítě. Příkladem diferenčních metod jsou schémata Lax-Friedrichs, Lax-Wendroff a další.

4.1 LAX-WENDROFF

Tato numerická metoda řeší soustavu rovnic (4-1) a (4-2) pomocí rozvoje funkce do zkrácené Taylorovy řady. Výhoda této metody je, že volba časového kroku Δt je nezávislá na velikosti vzdálenosti mezi uzlovými body Δx , to umožňuje při výpočtech pracovat s proměnlivou rychlostí zvuku [25]. Velikost Δt a Δx ovlivňuje stabilitu a přesnost výpočtu. Nižší hodnoty zlepšují stabilitu, ale jen do určité hodnoty, navíc prodlužují výpočetní čas. Proto je potřeba volit kompromis mezi přesností a velikostí těchto parametrů. [26]



Obr. 4-2 Numerické schéma

Na obr. 4-2 je vyznačen postup numerického řešení pro počáteční, centrální a koncový bod diskretizační sítě. Pro výpočet hodnoty tlaku a průtoku v centrálním bodě je potřeba použít hodnoty ze třech bodů z předcházejícího časového kroku. V krajních bodech se hodnoty počítají ze dvou bodů, jeden je z aktuálního časového kroku, druhý je z předcházejícího.

Prvky, které jsou umístěny v potrubním systému, se v numerickém modelu zahrnují pomocí okrajových podmínek [11]. V okrajové podmínce může být předepsána konkrétní hodnota tlaku (např. rozsáhlá nádrž je zdrojem konstantního tlaku), nebo průtoku. Většina prvků je ale složitějších a jsou popsány funkční závislosti průtoku nebo tlaku. Hodnota okrajové podmínky musí být známa pro každý časový okamžik výpočtu. Odvození okrajových podmínek pro příslušné hydraulické prvky je například zde [27].

4.2 OKRAJOVÁ PODMÍNKA PRO ZAVZDUŠŇOVACÍ VENTIL

Na obr. 4-3 je znázorněno schéma připojení zavzdušňovacího ventilu k potrubí. Při poklesu tlaku se do potrubí přisává vzduch, který se zde hromadí a vytváří vzduchovou kapsu. Model ventilu lze chápat jako vzduchovou kapsu s proměnlivou hmotností vzduchu, jak uvádějí autoři ve svých člancích [28], [29] nebo [30]. Předpokládá se, že tlak v potrubí je stejný před i za ventilem, takže lze psát $p_A^{k+1} = p_B^{k+1} = p^{k+1}$.

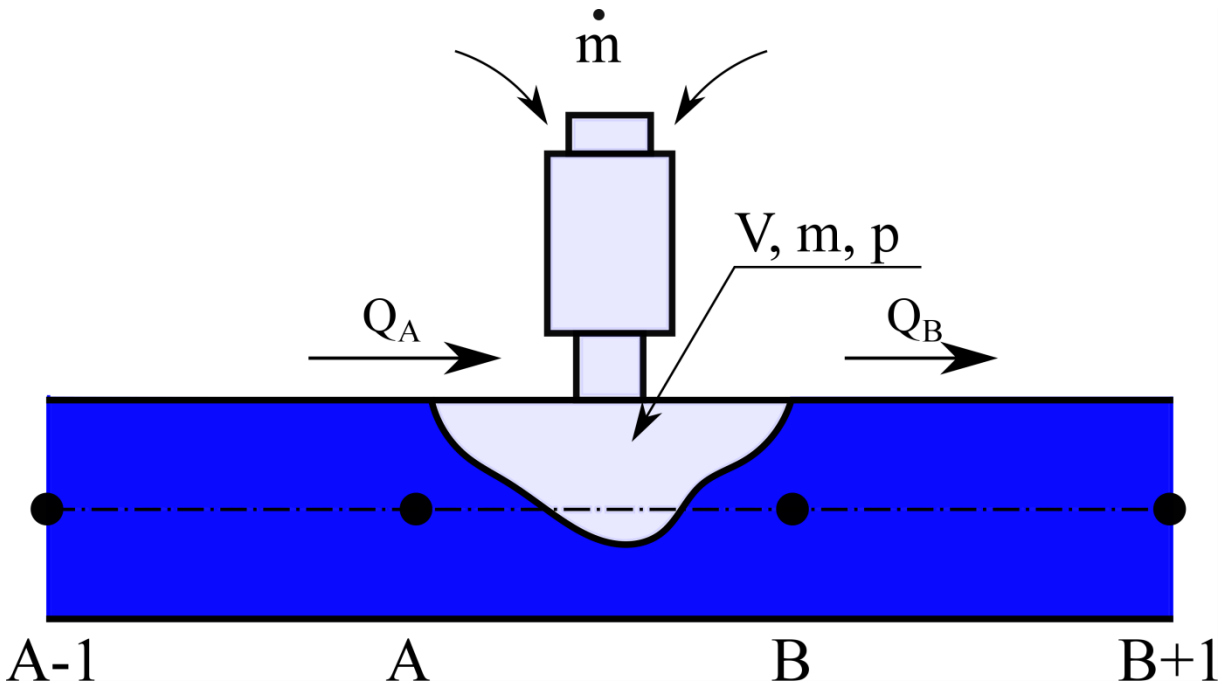
Chování vzduchu v plynové kapse lze popsat stavovou rovnicí ideálního plynu

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T. \quad (4-3)$$

Rovnici (4-3) lze zderivovat podle času s předpokladem, že teplota plynu se nemění

$$V \cdot \frac{dp}{dt} + p \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{dm}{dt} \cdot r \cdot T. \quad (4-4)$$

Časovou změnu objemu vzduchové kapsy lze vyjádřit jako záporný přírůstek průtoku v úseku s ventilem ($Q = -dV/dt$)



Obr. 4-3 Schéma zavzdušňovacího ventilu

$$V \cdot \frac{dp}{dt} - p \cdot Q = \frac{dm}{dt} \cdot r \cdot T. \quad (4-5)$$

Po vydělení rovnice tlakem p a přehozením výrazů se průtok Q vyjádří jako

$$Q = \frac{V}{p} \cdot \frac{dp}{dt} - \frac{dm}{dt} \cdot \frac{r \cdot T}{p}. \quad (4-6)$$

V rovnici (4-6) se tlaková derivace podle času nahradí podílem diferencí tlaku a času, za průtok se dosadí rozdíl průtoků mezi body A a B ($Q = Q_A - Q_B$) a derivace hmotnosti odpovídá hmotnostnímu průtoku plynu ventilem, potom platí

$$Q_A^{k+1} - Q_B^{k+1} = \frac{V^k}{p^k} \cdot \frac{(p^{k+1} - p^k)}{\Delta t} - \dot{m} \cdot \frac{r \cdot T}{p^k}. \quad (4-7)$$

Aby měla tato rovnice řešení, předpokládá se, že hmotnostní průtok plynu \dot{m} přes ventil je v jednom časovém kroku konstantní. Neznámé průtoky kapaliny v místech A a B se určí buď z rovnice kontinuity pro okrajovou podmínku, nebo rovnice silové rovnováhy pro okrajovou podmínku. Jak uvádí autor ve své práci [27] obě možnosti jsou srovnatelné a nezáleží na tom, který vztah se použije.

V tomto modelu byly neznámé průtoky vody určeny z rovnice kontinuity pro počáteční okrajovou podmínku (v bodě B)

$$Q_B^{k+1} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot \Delta x}{4 \cdot K \cdot \Delta t} \cdot (p^{k+1} - p^k) + Q_{B+1}^{k+1} \quad (4-8)$$

a pro koncovou okrajovou podmínku (v bodě A)

$$Q_A^{k+1} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot \Delta x}{4 \cdot K \cdot \Delta t} \cdot (p^k - p^{k+1}) + Q_{A-1}^{k+1}. \quad (4-9)$$

Pro zjednodušení zápisu v rovnicích (4-8) a (4-9) se zavede proměnná

$$Z = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot \Delta x}{4 \cdot K \cdot \Delta t}. \quad (4-10)$$

Obě upravené rovnice se dosadí do vztahu (4-7)

$$Z \cdot (p^k - p^{k+1}) + Q_{A-1}^{k+1} - Z \cdot (p^{k+1} - p^k) - Q_{B+1}^{k+1} = \frac{V^k}{p^k} \cdot \frac{(p^{k+1} - p^k)}{\Delta t} - \dot{m} \cdot \frac{r \cdot T}{p^k}. \quad (4-11)$$

Následně se vyjádří neznámý tlak v příštím časovém kroku

$$p^{k+1} = \left(2 \cdot Z \cdot p^k + Q_{A-1}^{k+1} - Q_{B+1}^{k+1} + \frac{\dot{m} \cdot r \cdot T}{p^k} + \frac{V^k}{\Delta t} \right) \cdot \left(\frac{p^k \cdot \Delta t}{2 \cdot Z \cdot p^k \cdot \Delta t + V^k} \right). \quad (4-12)$$

Ve vztahu (4-12) pro tlak je už jenom jedna neznámá, a to je hmotnostní průtok plynu \dot{m} . Průtoky kapaliny Q_{A-1}^{k+1} a Q_{B+1}^{k+1} jsou dány metodou Lax-Wendroff [27]. Index $A - 1$ označuje pozici bodu posunutou o Δx proti proudu od bodu A . Bod $B + 1$ je posunut o Δx po proudu od bodu B .

Objem V^k se vyjádří ze stavové rovnice ideálního plynu (4-3) jako

$$V^k = \frac{\dot{m} \cdot r \cdot T}{p^k}. \quad (4-13)$$

4.3 ODVOZENÍ PRŮTOKU VZDUCHU VENTILEM

Hmotnostní průtok vzduchu zavzdušňovacím ventilem lze přirovnat k průtoku ideálního plynu přes konvergentní (zúžující se) dýzu, například jak je tomu na obr. 4-4. Stav plynu, před vstupem do dýzy, se považuje za konstantní, přibližně klidový (stagnační). Této představě odpovídá podmínka nulové rychlosti proudění ($w_0 = 0$). Při průtoku zúženým průřezem dýzy postupně narůstá rychlost proudění a měrný objem (dochází k adiabatické expanzi), naopak tlak klesá až na hodnotu p_2 . Předpokládá se, že plyn nekoná žádnou práci a nedochází k výměně tepla s okolím. Lze usuzovat, že změna potencionální energie plynu v dýze je zanedbatelná [31]. Podle prvního zákona termomechaniky pro stacionární děje v otevřené termodynamické soustavě lze tento děj popsat diferenciální energetickou rovnicí

$$0 = di + d \frac{w^2}{2}, \quad (4-14)$$

kde i je entalpie a w rychlost plynu. Po integraci z bodu 0 do 2 a vyjádření rychlost plynu za dýzou w_2 přejde energetická rovnice do následující podoby

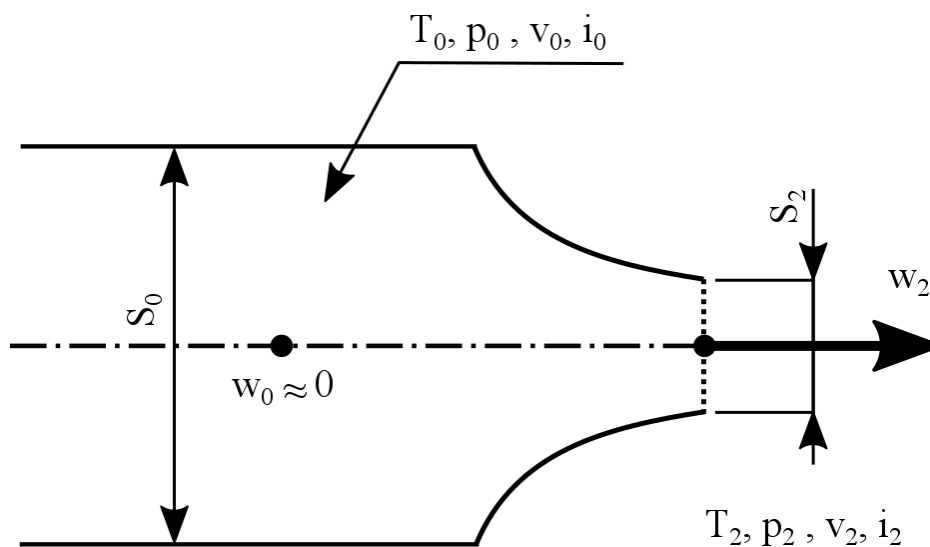
$$w_2 = \sqrt{2 \cdot (i_0 - i_2)}. \quad (4-15)$$

Entalpie ideálního plynu i_0 a i_2 se nahradí vztahem pro přívod tepla za konstantního tlaku

$$i_0 - i_2 = c_p \cdot (T_0 - T_2) = c_p \cdot T_0 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_0}\right). \quad (4-16)$$

Pro adiabatickou expanzi platí, že poměr teplot je mocninou funkcí poměrů tlaků

$$\frac{T_2}{T_0} = \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (4-17)$$



Obr. 4-4 Průtok plynu dýzou

Měrnou tepelnou kapacitu c_p lze dle Meyerova vztahu zapsat

$$c_p = r + c_v = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r. \quad (4-18)$$

Po dosazení (4-16), (4-17) a (4-18) do (4-15) vznikne Saint-Venantova-Wantzelova rovnice, popisující výtokovou rychlost plynu z konvergentní dýzy

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}. \quad (4-19)$$

Hmotnostní průtok je roven podle rovnice kontinuity součinu průtočného průřezu, výtokové rychlosti a hustoty plynu

$$\dot{m} = S \cdot w_2 \cdot \rho_2 = S \cdot w_2 \cdot \frac{1}{v_2} = S \cdot w_2 \cdot \frac{1}{v_0} \cdot \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = S \cdot w_2 \cdot \frac{p_0}{r \cdot T_0} \cdot \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (4-20)$$

Po dosažení rychlosti w_2 do (4-20) je vhodné definovat proměnou výtokového součinitele

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}. \quad (4-21)$$

Potom hmotnostní průtok plynu dýzou je dán vztahem

$$\dot{m} = S \cdot \psi \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{r \cdot T_0}}. \quad (4-22)$$

Výtokový součinitel ψ je funkcí tlakového poměru $\beta = p_2 / p_0$ a poměrů tepelných kapacit $\kappa = c_p / c_v$. Nulovou hodnotu má pro tlakový poměr $\beta = 0$ a $\beta = 1$, maxima nabývá při kritickém poměru tlaku, který lze určit z lokálního extrému funkce ψ derivací

$$\frac{d\psi}{d\left(\frac{p_2}{p_0}\right)} = 0. \quad (4-23)$$

Po zderivování a úpravě je kritický poměr tlaků roven

$$\left(\frac{p_2}{p_0}\right)_{krit} = \beta_k = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (4-24)$$

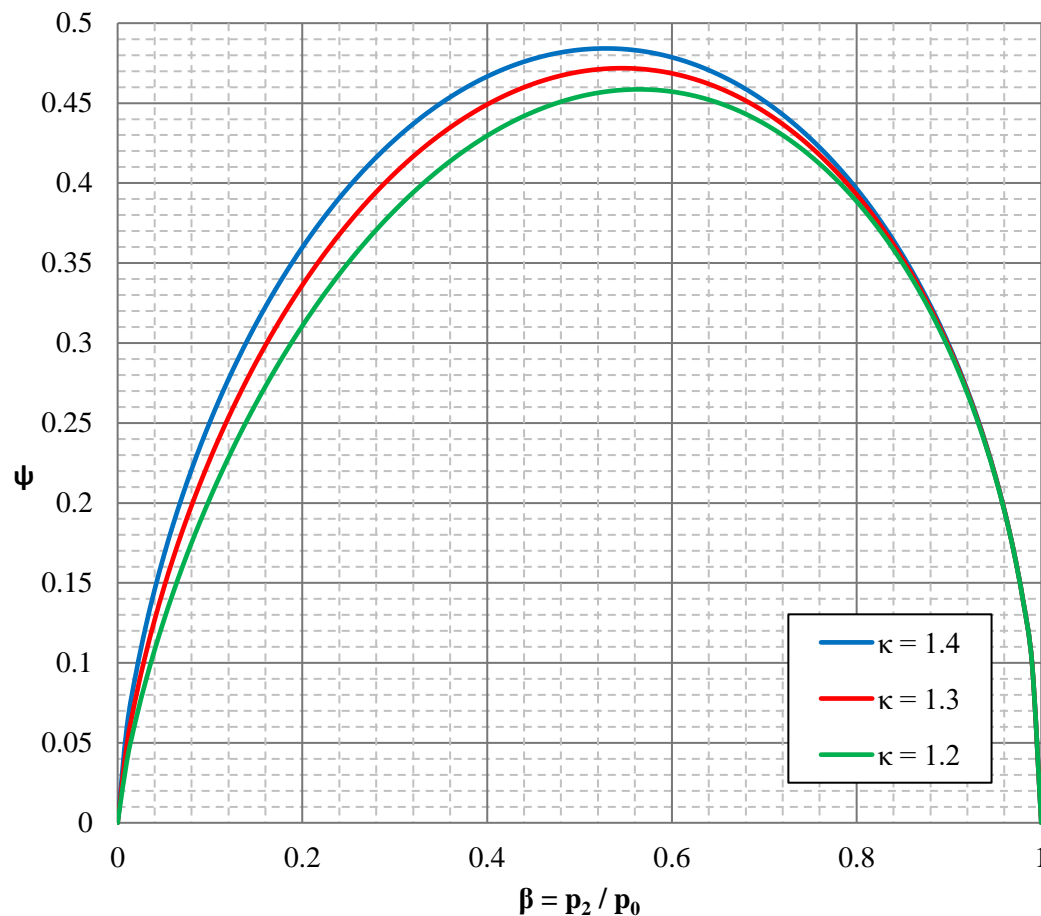
Při dosažení kritického tlakového poměru do rovnice (4-21) je možné dopočítat maximální hodnotu výtokového součinitele

$$\psi_{max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{(\kappa + 1)}}. \quad (4-25)$$

Tab. 4-1 Hodnoty maxim výtokového součinitele

κ	1,2	1,3	1,4
ψ_{max}	0,459	0,473	0,484
$(p_2/p_0)_{krit}$	0,5644	0,5457	0,5283

Graf 4-1 znázorňuje průběh výtokového součinitele ψ v závislosti na poměru tlaku β pro ně-



Graf 4-1 Průběh výtokového součinitele ψ

které hodnoty κ . Pro vzduch ($\kappa = 1,4$) je $\beta_k = 0,5283$ a $\psi_{max} = 0,484$. Při těchto podmínkách proudí vzduch z dýzy kritickou rychlostí, která je zároveň i místní rychlostí zvuku. Vztah pro kritickou výtokovou rychlost plynu vznikne dosazením (4-24) do (4-19)

$$w_k = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot r \cdot T_0} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot p_0 \cdot v_0} \quad (4-26)$$

Množství ideálního plynu vytékajícího dýzou beze ztrát za kritického poměru tlaku je dáno

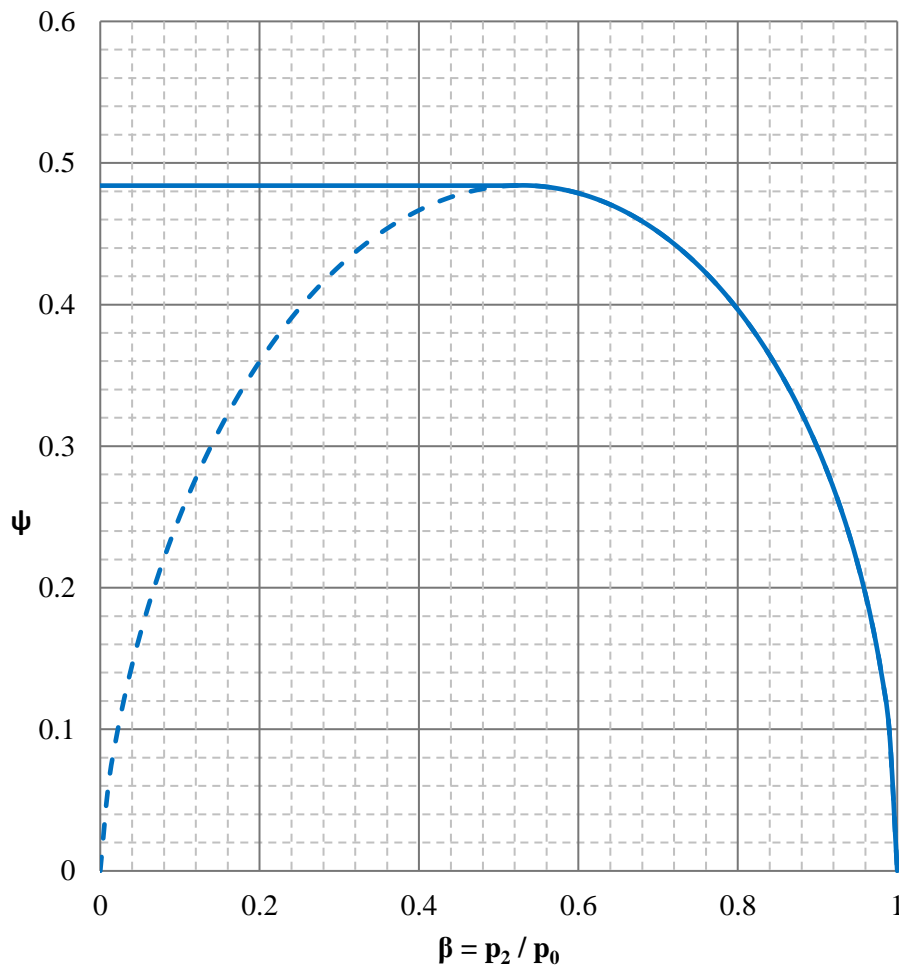
$$\dot{m}_k = S \cdot w_k \cdot \rho_k, \quad (4-27)$$

kde ρ_k je hustota plynu při kritické teplotě a kritickém tlaku, odvozená z rovnice izoentropické expanzi

$$\rho_k = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{v_0} \cdot \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = \frac{p_0}{r \cdot T_0} \cdot \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (4-28)$$

Po dosazení kritické hustoty (4-28) do (4-27) a kritického tlakového poměru (4-24) získá hmotností průtok tvar

$$\dot{m}_k = S \cdot p_0 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot \frac{2}{r \cdot T_0}} \quad (4-29)$$



Graf 4-2 Průběh výtokového součinitele ψ při zahlcené dýze

Při proudění plynu dýzou musí platit rovnice kontinuity, tudíž musí být po celé délce dýzy hmotnostní průtok stejný. Stavové veličiny popisující plyn před dýzou v_0 a p_0 se s časem nemění. Z toho vyplývá, že hmotnostní tok je konstantní, je-li konstantní hodnota součinu výtokového součinitele ψ a průřezu S . V konvergentní dýze se zmenšuje průtočný průřez a zároveň klesá tlakový poměr β . Klesne-li tlakový poměr na kritickou hodnotu β_k , dosáhne výtokový součinitel své maximální hodnoty, jak to ukazují graf 4-2.

V nejužším místě se docílí kritické rychlosti, dýzou bude protékat maximální množství plynu. Dalším snižováním tlakového poměru β by klesala hodnota výtokového součinitele (čárkovaná čára) následovaná s nelogickým poklesem průtoku. Tím by došlo k porušení rovnice kontinuity (konstantnímu součinu $S \cdot \psi$), což ve skutečnosti nemůže nastat.

Je-li vnější tlak prostřední nižší, než je kritický tlak v dýze, pak hodnota tlaku na výstupu p_2 zůstává konstantní a je rovna hodnotě kritického tlaku. Výtokový součinitel zůstane taky konstantní a s ním i rychlost w_2 a hmotnostní průtok. Tlak vytékajícího plynu se vyrovná na tlak okolní v místě mimo výstupní průřez trysky. Tento jev se označuje jako průtok zahlučenou dýzou. Podrobnější analýza proudění ideálního plynu dýzou je popsána zde [31].

Při reálném proudění plynu dochází ke zmenšení výtokového průřezu S na průřez S' vlivem deformace proudnic. Tuto ztrátu je potřeba zahrnout ve vztazích pro hmotnostní průtok pomocí součinitele kontrakce

$$\varepsilon = \frac{S'}{S}. \quad (4-30)$$

Jeho hodnota se pohybuje v rozmezích od 0 po 1. Podle [32] součinitel kontrakce o velikosti 0,8 odpovídá válcovému otvoru, 0,7 nepravidelnému otvoru.

Skutečné proudění vzduchu zavzdušňovacím ventilem je možné potom popsat dvojicí rovnic. První z nich platí v podzvukové (podkritické) oblasti, to je tehdy, když je tlakový poměr β menší než 1, ale větší než β_k .

$$\dot{m} = \varepsilon \cdot S \cdot \psi \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{r \cdot T_0}} = \varepsilon \cdot S \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{r \cdot T_0 (\kappa - 1)}} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]. \quad (4-31)$$

Rovnice pro kritické proudění platí při tlakovém poměru $\beta \leq \beta_k$

$$\dot{m}_k = \varepsilon \cdot S \cdot p_0 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot \frac{2}{r \cdot T_0}}. \quad (4-32)$$

Indexy 0 jsou označeny veličiny charakterizující stav vzduchu vnějšího okolí v blízkosti ventilu, tlak p_2 je tlak vzduchu ve vzduchové kapse uvnitř potrubí. Pokud ventil umožňuje kromě zavzdušňování potrubí i jeho odvzdušňování, je potřeba přidat ještě další dvě rovnice popisující opačný směr proudění. Tyto rovnice mají stejný tvar jako (4-31) a (4-32), Liší se pouze v tom, že hmotnostní průtok je záporný (opačný směr proudění), veličiny označené indexem 0 platí pro stav vzduchu v potrubí a tlak p_2 je atmosférický tlak u ventilu. Proměnné ε a S mohou nabývat různých hodnot při zavzdušňování než při odvzdušňování a nemusí to být konstanty.

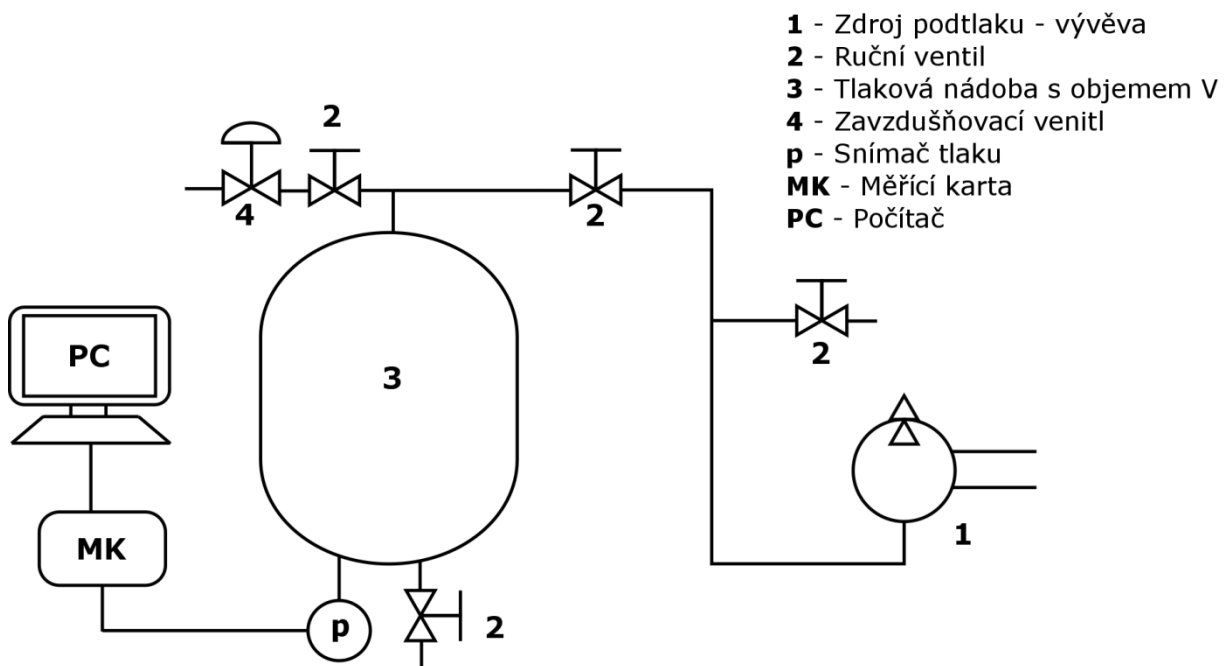
5 EXPERIMENT

V rámci ověření funkčnosti modelu byla provedena dvě různá experimentální měření. Úkolem prvního měření bylo určit průtočnou plochu S' zavzdušňovacím ventilem, který je zachycen na obr. P-11, v závislosti na tlakovém poměru. Numerický model zavzdušňovacího ventilu byl odvozen ze vztahů pro proudění plynu dýzou, u které se předpokládá, že průtočná plocha je po dobu celého děje neměnná. U zavzdušňovacího ventilu tomu tak není. Zde dochází ke změnám velikosti štěrbinu podle toho, jak se ventil otevírá a zavírá vlivem různého tlakového poměru uvnitř a vně potrubí. Tuto závislost bylo nutné experimentálně určit a následně ji implementovat do numerického modelu.

Druhé měření bylo zaměřeno na posouzení chování zavzdušňovacího ventilu při vodním rázu, aby mohly být porovnány s výsledky z numerického modelu. Experiment probíhal obdobně jako v diplomové práci M. Panka [25] nebo R. Schulce [33] na již existujícím měřicím okruhu vodního rázu.

5.1 POPIS ZKUŠEBNÍ TRATĚ PRO MĚŘENÍ PRŮTOČNÉ PLOCHY VENTILU

Měřicí trať se skládala z ocelové nádrže odolné vůči zborcení při podtlaku o vnitřním objemu $V = 187 \text{ dm}^3$. Před samotným měřením byla provedena zkouška těsnosti a určení objemu nádrže hmotnostní metodou. Nádrž se naplnila vodou, z hmotnosti kapaliny se dopočítal vnitřní objem. V horní části nádoby byl připojen v horizontální poloze zavzdušňovací ventil. Mezi



Obr. 5-1 Schéma měřicí tratě pro určení průtočné plochy ventilu

ním a nádrží byl umístěn ruční uzávěr. Tlak v nádrži se snižoval pomocí odsávání vzduchu vývěvou. Ve dně nádoby byl instalovaný tlakový snímač. Výstupní signál ze snímače byl přenášen na měřicí kartu, která byla připojena k počítači, na kterém se zaznamenával snímaný tlak. Podrobnější popis měřicí tratě je na obr. 5-1 a na přiložených fotkách v příloze.

5.2 MĚŘÍCÍ TECHNIKA

Snímač tlaku p :

snímač tlaku DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 160 kPa (A), přesnost $\pm 0,35$ % z rozsahu, proudový výstup 4–20 mA, v.č. 1633892

Měřicí karta MK:

NI USB-6216, výrobce NATIONAL INSTRUMENT, 16-portů, 16-bit proudový převodník, 400 kS/s

PC:

PC Intel Core 2 Duo typ LENOVO ThinkPad

Pro filtrování vyšších frekvencí byl použit přesný odpor 480 Ω a kondenzátor. Počítač byl vybaven programem LabView 2015. Vzorkovací frekvence byla 250 Hz.

5.3 POSTUP MĚŘENÍ

Připravenou vývěvou se v nádrži snížil tlak pod hodnotu 30 kPa absolutního tlaku. Po vypnutí vývěvy se nechal tlak v nádobě ustálit. Poté se mohlo přejít k samotnému měření. Digitálním teploměrem byla změřena teplota okolního vzduchu, poté se otevřel uzávěr mezi zavzdušňovacím ventilem a nádobou. Došlo k nasávání vzduchu do nádoby a k postupnému nárůstu tlaku v nádobě. Tato časová závislost se zaznamenávala v počítači. Po cca 5 minutách se ventil uzavřel a naměřená data se uložila. Takto se měření opakovalo, dokud nebyl ventil proměřen do 93 % tlakového poměru.

Zavzdušňovací ventil byl vybaven šroubem s drážkou, který měl omezovat průtok vzduchu do ventilu. Ventil lze použít i bez tohoto šroubu, proto se toto měření opakovalo v konfiguraci ventilu bez šroubu. Měření probíhalo obdobně jako v předchozím případě, pouze měřicí doba byla kratší cca 1 až 2 minuty, průběh vyrovnávání tlaků byl rychlejší. Ventil bez šroubu se podařilo proměřit do 95 % tlakového poměru. Na konci měření byla změřena hodnota barometrického tlaku při otevřené nádobě.

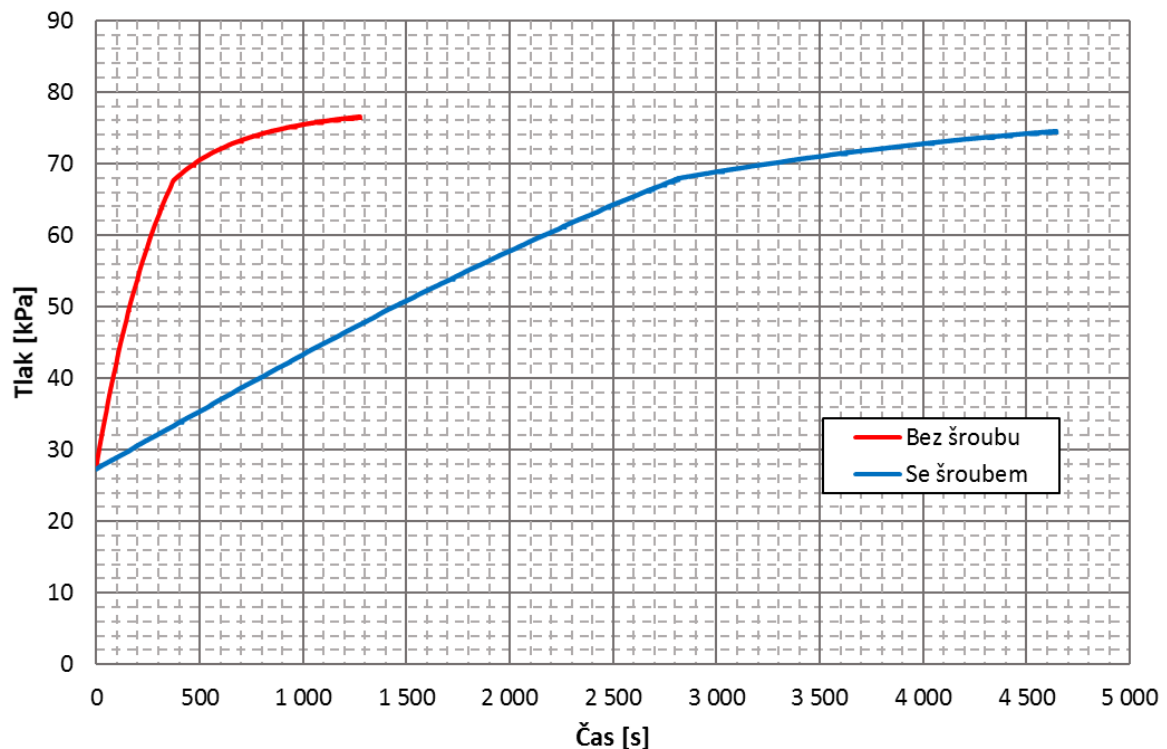
5.4 VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ PRŮTOČNÉ PLOCHY VENTILU

Výstupem experimentálního měření byl časový průběh tlaku v měřené nádobě pro zavzdušňovací ventil bez šroubu a se šroubem. Jak ukazuje graf 5-1, obě konfigurace zavzdušňovacího ventilu mají rostoucí charakter, bez šroubu je růst strmější ve srovnání se šroubem. V obou případech se na měřených křivkách vyskytuje viditelný zlom, který je spojen se změnou hodnoty derivace. Pro ventil se šroubem to bylo při tlaku $p = 67,9112$ kPa u ventilu bez šroubu to nastalo při srovnatelném tlaku $p = 67,6146$ kPa (rozdíl je menší než deklarovaná přesnost snímače). Po vydělení těchto tlaků barometrickým tlakem, vychází tlakové poměry $\beta = 0,8496$ se šroubem a $\beta = 0,8457$ bez šroubu. Tyto poměry jsou hodně vzdáleny od kritických poměrů ($\beta_k = 0,5283$), kde je hranice mezi podkritickým a kritickým prouděním.

Aby bylo možné určit průtočnou plochu ventilu, bylo nutné nejdřív naměřená data „vyhladit“, proložit jimi vhodnou křivku. Jako nejvhodnější se ukázali polynomické křivky třetího stupně (5-1) na první část tlakového průběhu a součet exponenciálních křivek (5-2) na druhou část průběhu.

$$p = z_1 \cdot t^3 + z_2 \cdot t^2 + z_3 \cdot t + z_4 \quad (5-1)$$

$$p = z_1 \cdot e^{z_2 \cdot t} + z_3 \cdot e^{z_4 \cdot t} \quad (5-2)$$



Graf 5-1 Časový průběh tlaku v nádobě při přisávání vzduchu

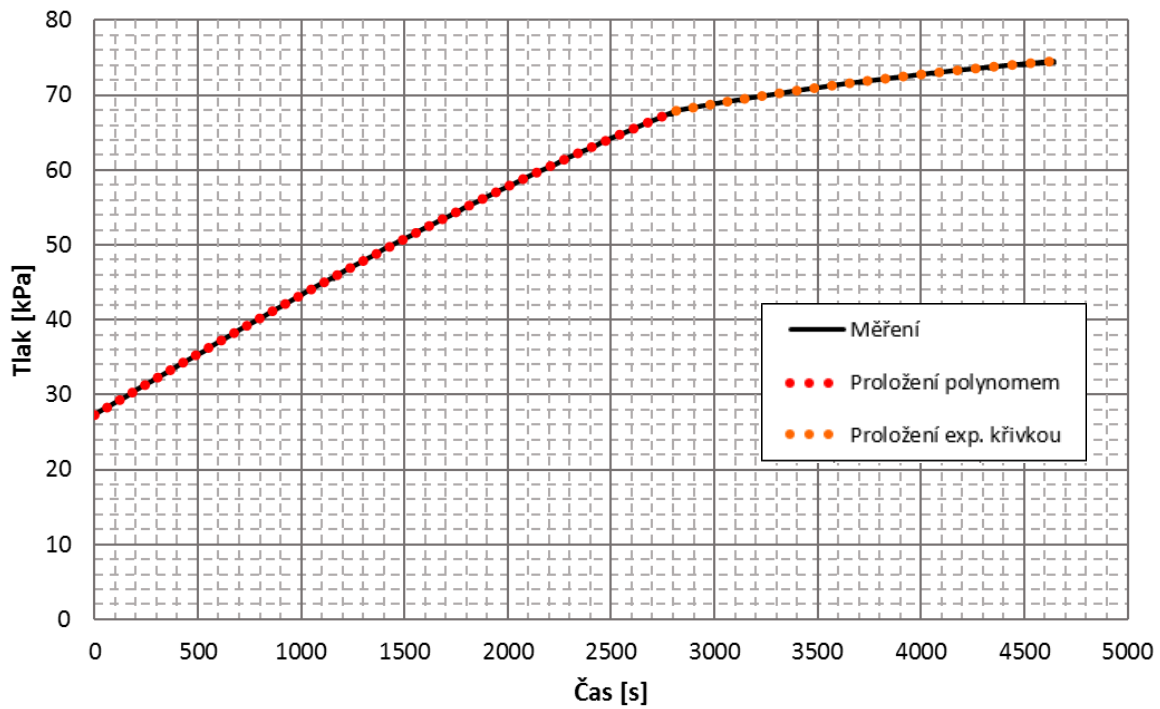
K určení koeficientů hledané funkce byla použita regresní analýza společně s metodou nejmenších čtverců. Výsledky zaznamenává graf 5-2, graf 5-3, v tab. 5-1 a tab. 5-2 jsou kromě číselných hodnot koeficientů uvedeny reziduální součty čtverců daných regresních funkcí.

Tab. 5-1 Koeficienty prokládajících křivek pro ventil se šroubem

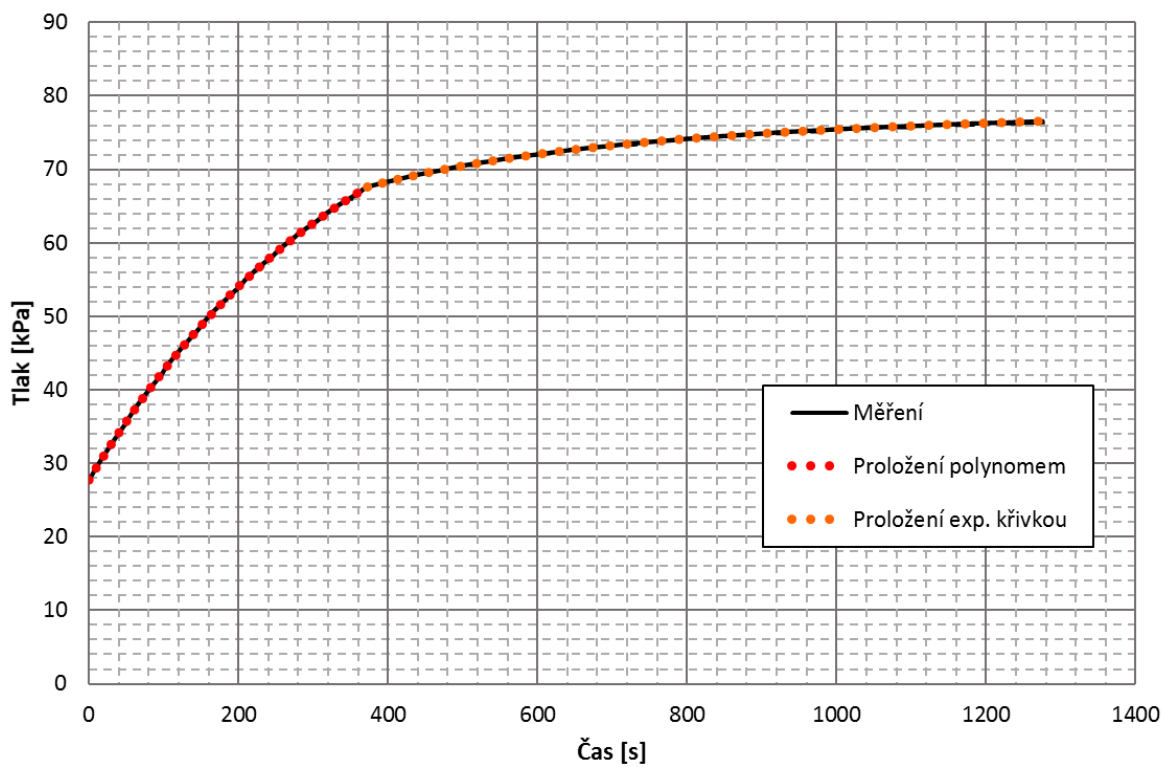
	z_1	z_2	z_3	z_4	ΣRES^2
Polynom	$-1,4168 \cdot 10^{-10}$	$-3,3699 \cdot 10^{-7}$	0,016517	27,2801	1 289,8058
Exp. křivka	89,49269	$-1,1930 \cdot 10^{-5}$	-45,5757	$-3,3314 \cdot 10^{-4}$	180,3520

Tab. 5-2 Koeficienty prokládajících křivek pro ventil bez šroubu

	z_1	z_2	z_3	z_4	ΣRES^2
Polynom	$-1,1546 \cdot 10^{-7}$	$-2,0798 \cdot 10^{-4}$	0,16848	27,74812	403,0318
Exp. křivka	74,2612	$-2,7499 \cdot 10^{-5}$	-26,101	$-3,3379 \cdot 10^{-3}$	97,9444



Graf 5-2 Srovnání měřených a proložených dat průběhu tlaku pro ventil se šroubem

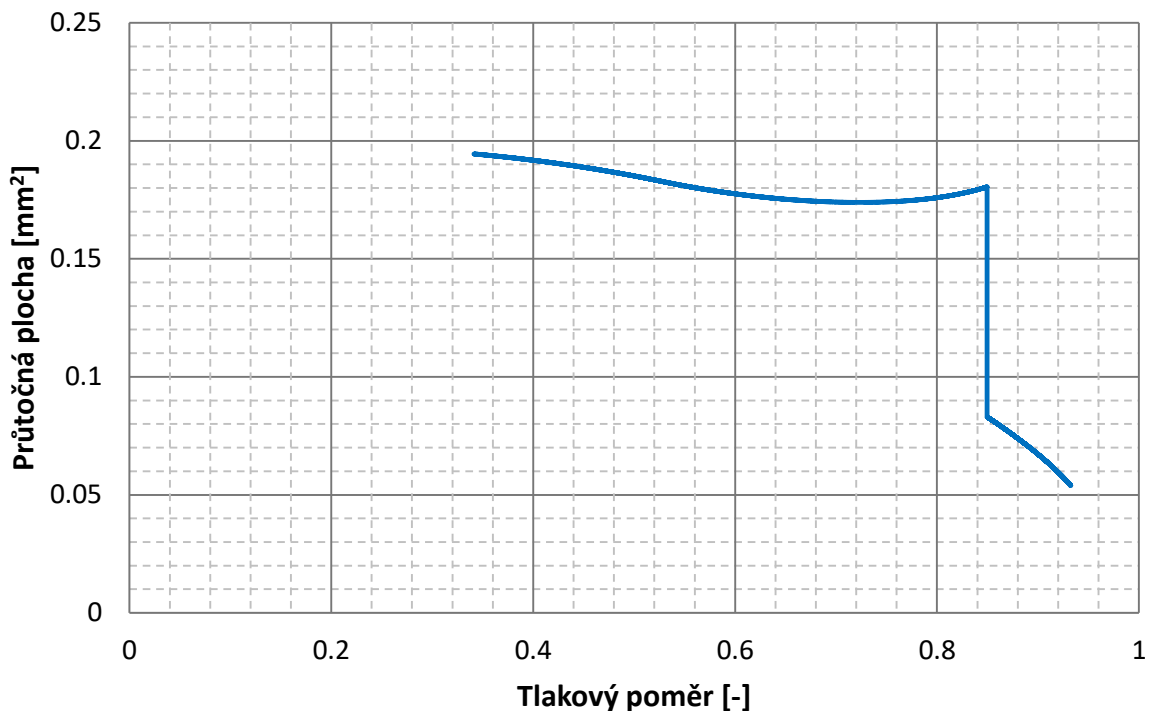


Graf 5-3 Srovnání měřených a proložených dat průběhu tlaku pro ventil bez šroubu

Samotný výpočet hledané plochy vycházel z teoretických vztahů pro průtok plynu dýzou (4-31) a (4-32), ve kterých se uvažoval jednotkový součinn $\varepsilon \cdot S = S' = 1$. Teoretický průtok byl podělen reálným průtokem, který byl vypočítán z hodnot tlaku z proležených křivek podle

$$\dot{m} = \frac{V}{r \cdot T} \cdot \frac{(p^{k+1} - p^k)}{\Delta t}, \quad (5-3)$$

kde V je objem nádoby, T je teplota přísávaného vzduchu a Δt je časový krok. Výsledkem je závislost průtočné plochy ventilu na tlakovém poměru β , kterou prezentuje graf 5-4 pro ventil se šroubem a graf 5-5 pro ventil bez šroubu. V obou případech se závislost skokově mění



Graf 5-4 Průběh průtočné plochy v závislosti na tlakovém poměru pro ventil se šroubem

v bodech, kdy se měnil tvar křivky závislosti tlaku na čase. Skoková změna průtočné plochy je nejspíše zapříčiněna změnou deformace pružné membrány zavzdušňovacího ventilu. S rostoucím tlakem v nádobě klesá rozdíl tlaku, kterým je ovládaný ventil. Při nižším tlakovém rozdílu se může membrána nepravidelně deformovat, proto je průběh posunut k nižším hodnotám.

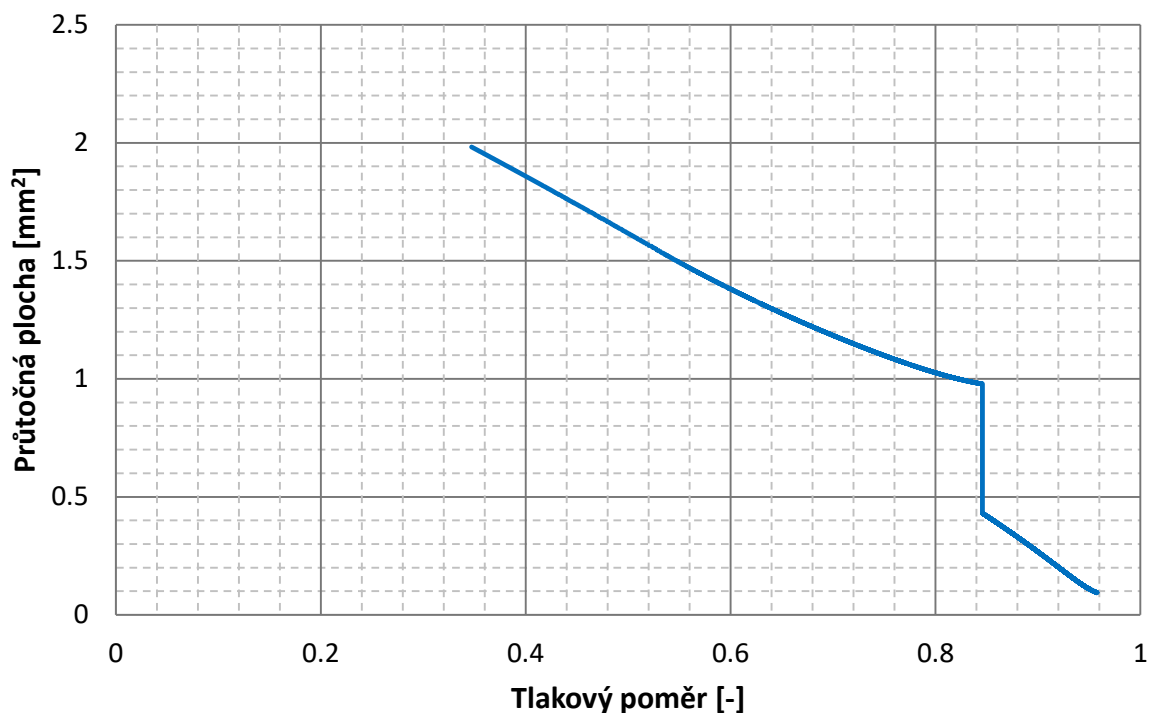
Číselně hodnoty průtočné plochy se pohybují v setinách až desetínách milimetrů čtverečních u ventilu se šroubem, bez šroubu jsou hodnoty desetkrát větší. Protože zlom nastává při srovnatelných tlakových poměrech, nemá šroub vliv na chod membrány, pouze snižuje průtočný průřez.

K tomu, aby bylo možné dále pracovat s dosaženými výsledky a implementovat je do numerického modelu zavzdušňovacího ventilu, bylo potřeba vypočítaná data funkčně popsat. Stejně jak tomu bylo u prokládání tlakové závislosti, byla použita regresní analýza s metodou nejmenších čtverců. Jako účelová funkce byly použity polynomické funkce třetího a druhého stupně ve tvaru

$$S' = z_1 \cdot \beta^3 + z_2 \cdot \beta^2 + z_3 \cdot \beta + z_4, \quad (5-4)$$

$$S' = z_2 \cdot \beta^2 + z_3 \cdot \beta + z_4. \quad (5-5)$$

Koeficienty s odpovídajícími reziduálními součty čtverců jsou uvedeny v tab. 5-3 a tab. 5-4. U ventilu se šroubem byly obě části proloženy polynomem třetího stupně. V případě ventilu



Graf 5-5 Průběh průtočné plochy v závislosti na tlakovém poměru pro ventil bez šroubu

bez šroubu byl použit polynom třetího stupně jen na první části do poměru $\beta = 0,8457$. Pro druhou část vycházel lépe polynom druhého stupně.

Tab. 5-3 Koeficienty prokládajících polynomů pro ventil se šroubem

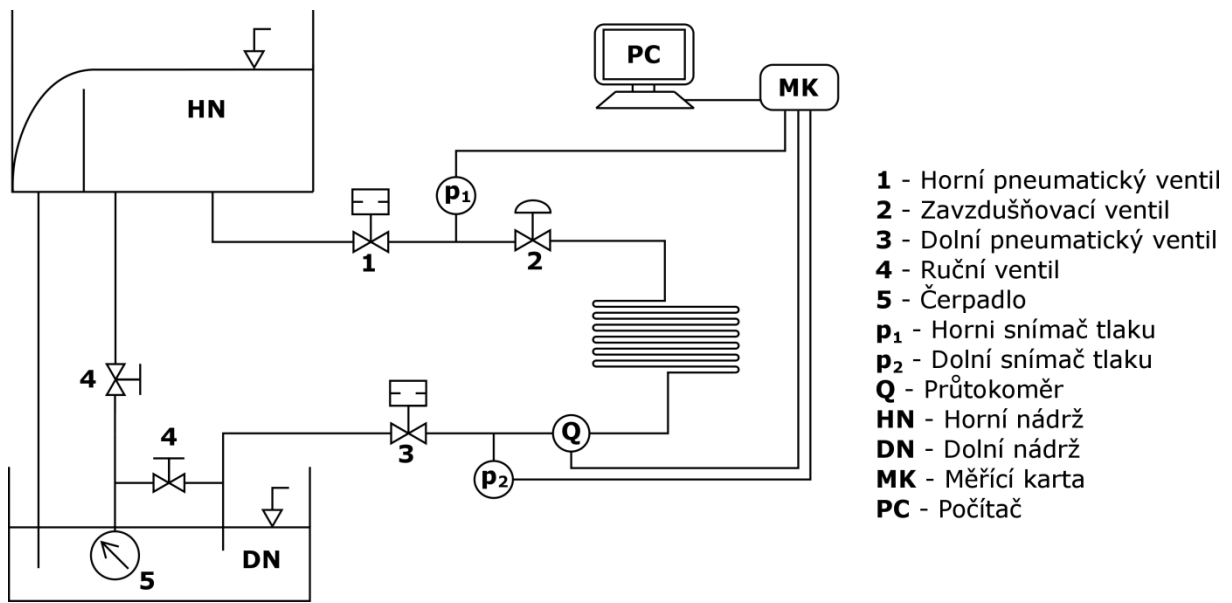
	z_1	z_2	z_3	z_4	ΣRES^2
1. část	$5,2382 \cdot 10^{-7}$	$-7,9056 \cdot 10^{-7}$	$3,2305 \cdot 10^{-7}$	$1,5557 \cdot 10^{-7}$	$2,4708 \cdot 10^{-14}$
2. část	$-9,5654 \cdot 10^{-6}$	$2,4531 \cdot 10^{-5}$	$-2,1267 \cdot 10^{-5}$	$6,3111 \cdot 10^{-6}$	$1,7567 \cdot 10^{-16}$

Tab. 5-4 Koeficienty prokládajících polynomů pro ventil bez šroubu

	z_1	z_2	z_3	z_4	ΣRES^2
1. část	$2,8414 \cdot 10^{-6}$	$-3,6345 \cdot 10^{-6}$	$-8,9867 \cdot 10^{-7}$	$2,6174 \cdot 10^{-6}$	$3,3236 \cdot 10^{-13}$
2. část	-	$7,5549 \cdot 10^{-7}$	$-4,4889 \cdot 10^{-6}$	$3,6929 \cdot 10^{-6}$	$1,5836 \cdot 10^{-12}$

5.5 POPIS ZKUŠEBNÍ TRATĚ PRO MĚŘENÍ VODNÍHO RÁZU

Vodní ráz byl měřen na testovacím okruhu vodního rázu v hydraulické laboratoři. Jedná se o jednoduchý uzavřený hydraulický okruh skládající se z horní a dolní nádrže, které jsou vzájemně propojeny polyetylenovým potrubím o vnitřním průměru $d = 29$ mm a délce $L = 58,26$ m. Na horním i dolním konci jsou umístěny pneumatické ventily pro vybuzení vodního rázu. V potrubí jsou usazeny dva tlakové snímače, p_1 měří tlak za horním ventilem



Obr. 5-2 Schéma měřící tratě vodního rázu

a před dolním ventilem měří tlak snímač p_2 . K měření průtoku byl použit indukční průtokoměr situovaný před snímačem p_2 . Horní nádrž je opatřena přepadem do dolní nádrže, který má za úkol udržovat v horní nádrži konstantní výšku hladiny. Voda ze spodní nádrže se vrací zpět nahoru pomocí ponorného čerpadla. Zavzdušňovací ventil se nachází v horní části za tlakovým snímačem p_1 .

5.6 MĚŘÍCÍ TECHNIKA

Snímač tlaku p_1 :

snímač tlaku D2411, výrobce JSP, s.r.o. Jičín, měřicí rozsah 1 MPa (A), přesnost $\pm 0,5$ % z rozsahu, proudový výstup 4–20 mA, v.č. 1594573

Snímač tlaku p_2 :

snímač tlaku D2411, výrobce JSP, s.r.o. Jičín, měřicí rozsah 1 MPa (A), přesnost $\pm 0,5$ % z rozsahu, proudový výstup 4–20 mA, v.č. 1594579

Průtokoměr Q:

indukční průtokoměr typ MQI 99-CN: DN32/PN 16, ELA Brno, měřicí rozsah 0-10 m³/h, přesnost $\pm 0,3$ % z 10 % až 100 % Q_{max} , proudový výstup 4–20 mA, v.č. 11876

PC:

TravelMate 4501WLMi, Intel Pentium M 715 processor, výrobce Acer

Počítač byl vybaven programem LabView 2015. Vzorkovací frekvence byla 1 000 Hz, délka záznamu byla nastavena na 20 s.

5.7 POSTUP MĚŘENÍ

Účinkem gravitačního působení proudila voda z horní nádrže do dolní. Čerpadlo jí dopravovalo zpět do horní nádrže. Obě nádrže byly otevřené, tudíž měly volnou hladinu. Trať byla před samotným měřením odvodušněna. Měření nejdříve probíhalo při uzavřeném zavzdušňovacím ventilu. Po dosažení ustáleného průtoku byl pneumaticky uzavřen horní ventil a v potrubí vznikl negativní vodní ráz. Uzavření ventilu trvalo 0,04 s. Obdobně byl změřen i pozitivní vodní ráz při uzavření dolního ventilu. Pro ověření jednoznačnosti byla měření několikrát zopakována.

Poté měření probíhala s povoleným zavzdušňovacím ventilem a se zavzdušňovacím ventilem bez šroubu, aby se docílilo co největšího přísání vzduchu. Po každém měření bylo potřeba odvodušnit trať, aby nedocházelo ke zkreslování výsledků měření.

5.8 VYHODNOCENÍ EXPERIMENTU A MATEMATICKÉHO MODELU

Numerický model byl sestaven tak, aby korespondoval s experimentem, zahrnoval všechny prvky na měřené části okruhu (horní a dolní nádrž, horní a dolní uzávěr a zavzdušňovací ventil). Potrubí v simulaci na rozdíl od skutečnosti bylo uvažováno jako vodorovné. Výpočet probíhal ve 21 stejně vzdálených bodech, ve kterých se dopočítávaly hodnoty tlaku a průtoku. Na začátku potrubí byla použita tlaková okrajová podmínka s konstantní hodnotou tlaku, která představovala tlakový výstup z horní nádrže. Na konci potrubí byla rovněž tlaková okrajová podmínka. Vliv výškového rozdílu hladin na měřícím okruhu byl do modelu zahrnut pomocí přepočtu tlaku na konci potrubí z Bernoulliho rovnice a tlakového spádu tak, aby odpovídal proudění kapaliny v ustáleném stavu.

Horní a dolní pneumatický uzávěr jsou hydraulické prvky, které při zavírání zvyšují odpor proti pohybu kapaliny, než dojde k jejich uzavření, kdy se odpor blíží limitně k nekonečnu. Z tohoto důvodu se v modelu využívá průtokový součinitel ventilu K_v . Ten má opačný průběh, při plném otevření nabývá své maximální hodnoty s postupným uzavíráním klesá až na nulu. Časová změna průtokového součinitele byla uvažována jako lineární. Vztahy popisující chování ventilu jsou odvozeny např. [27] nebo [33]. Vliv útlumu potrubí v modelu zahrnut nebyl, pouze vliv obsahu vzduchu a vliv materiálu potrubí na rychlosti zvuku.

Důležitým voleným parametrem numerického modelu je časový krok Δt . Volba časového kroku není libovolná, závisí na ní stabilita výpočetního modelu. Snižováním hodnoty časového kroku se zvyšuje stabilita i přesnost, ale zároveň se prodlužuje čas výpočtu. Nutná podmínka stability metody Lax-Wendroff [25] je

$$\Delta t \leq \left| \frac{\Delta x}{a} \right|. \quad (5-6)$$

Rychlost zvuku a se získá z rovnic (1-1), (1-2) a (1-3). Při neuvažování objemu plynu v kapalině musí mít časový krok hodnotu $\Delta t \leq 0,0086$ s. Plyn v kapalině rychlost zvuku snižuje

je, tudíž časový krok může být o něco větší. Pro výpočet byla zvolena hodnota $\Delta t = 0,005$ s, čímž byla podmínka stability splněna.

K tomu, aby bylo možné kvalitativně porovnat naměřené hodnoty z experimentu s vypočítanými hodnotami ze simulace, bylo potřeba do numerického modelu dosadit příslušné materiálové a geometrické konstanty a vhodné okrajové podmínky. Podrobný seznam použitých konstant a jejich hodnot je v tab. 4-1. Některé hodnoty byly změřeny, jiné dopočítány a několik jich bylo převzato z diplomové práce Schulce [33].

Tab.5-5 Model potrubí

Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
L	Délka potrubí	58,26	m
d	Vnitřní průměr potrubí	29	mm
s	Tloušťka stěny potrubí	5	mm
ρ	Hustota vody	999,1	kg/m ³
λ	Koeficient tření	0,03	-
E	Modul pružnosti potrubí	0,70	GPa
K	Modul pružnosti vody	2,33	GPa
N	Počet uzlových bodů	21	-
Δx	Vzdálenost mezi uzlovými body	2,913	m
Δt	Časový krok	0,005	s
p_h	Tlak na začátku potrubí	101,985	kPa
p_d	Tlak na konci potrubí	89,615	kPa
p_{bar}	Atmosférický tlak	95,815	kPa
t_{vzd}	Teplota vzduchu	18,2	°C
t_{kap}	Teplota vody	16,8	°C
h	Spád	1,723	m
τ	Doba zavírání ventilu	0,04	s

Hustota i modul objemové stlačitelnosti vody jsou funkcí teploty, proto byly dopočítány pro změřenou teplotu. Výškový spád byl určen z rozdílů tlaku snímačů při zavřeném spodním ventilu. Koeficient tření byl získán z tlakových ztrát v Bernulliho rovnici při ustáleném proudění. Hmotnostní poměr vzduchu se během měření měnil a nebylo ho možné považovat za konstantu, musel se během výpočtu odhadnout při ladění modelu, pro každou simulaci je příslušná hodnota uvedena v tab. 5-6.

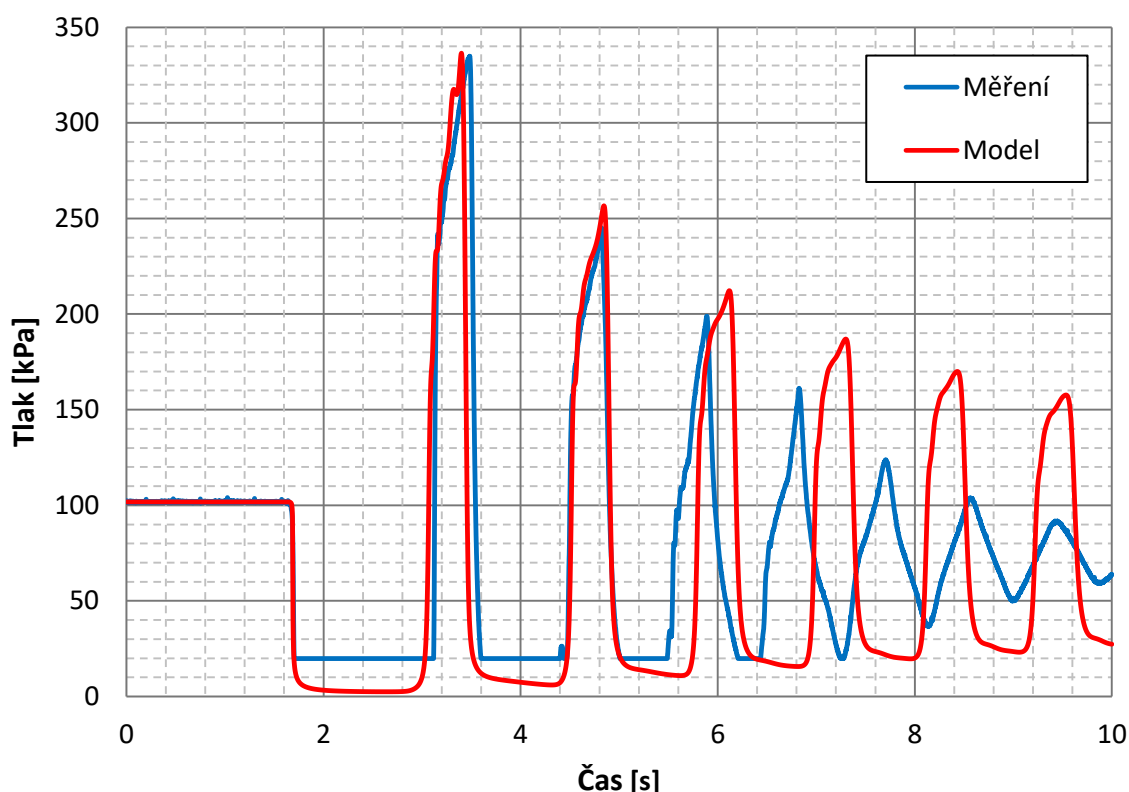
Simulovány byly tři stavy, vodní ráz bez zavzdušňovacího ventilu, to se provedlo tak, že za průtočnou plochu zavzdušňovacího ventilu S' se dosadila nula. Druhá varianta byla se zavzdušňovacím ventilem se šroubem a poslední varianta byla bez šroubu. Ve variantách se zavzdušňovacím ventilem byla hodnota S' definována příslušným polynomem určeným z předchozího experimentu.

Měření bez zavzdušňovacího ventilu, sloužilo ke správnému naladění modelu a zvolení potřebných konstant. Byly změřeny i nasimulovány situace při zavírání horního i spodního ventilu. Jak ukazuje příložený graf 5-6 a graf 5-7, na obou jsou porovnávány tlaky mezi měřením a simulací. Při vodním rázu vyvolaným horním ventilem se výsledky simulace a měření sho-

dují přibližně po první dvě periody. Nesrovnalosti při nízkých tlacích, způsobuje softwarové oříznutí dat. S postupujícím časem se rozdíly obou průběhů zvyšují vlivem zanedbání deformace potrubí v modelu, tlakové pulzace se tolik netlumí, jako je tomu ve skutečnosti.

Tab. 5-6 Hmotnostní poměry vzduchu pro jednotlivé simulace

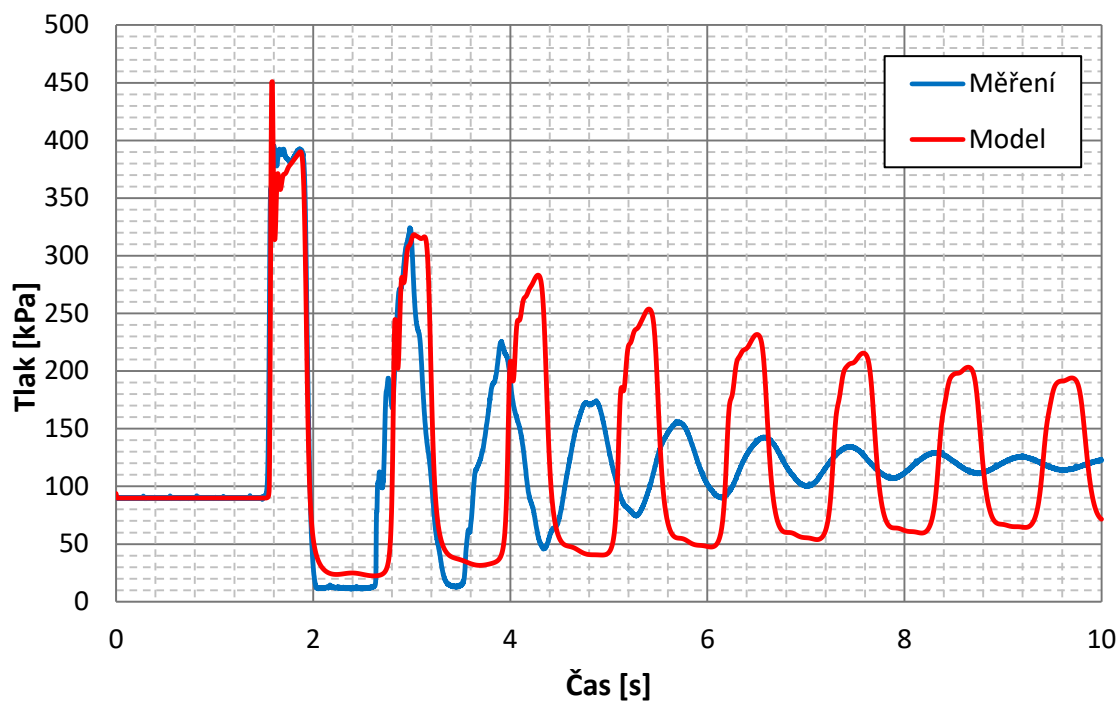
	Horní ventil bez zavzdušňování	Dolní ventil bez zavzdušňování	Zavzdušňování se šroubem	Zavzdušňování bez šroubu
M_p [-]	$1,2324 \cdot 10^{-6}$	$4,2961 \cdot 10^{-6}$	$9,0984 \cdot 10^{-7}$	$1,7228 \cdot 10^{-6}$



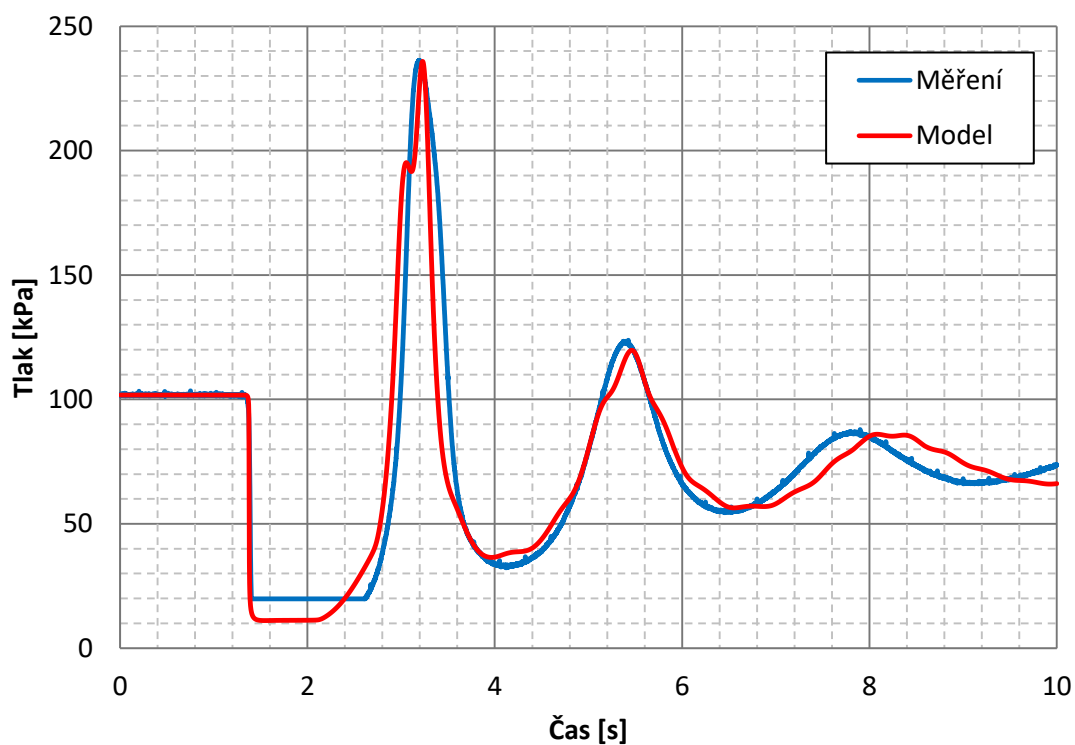
Graf 5-6 Srovnání měření a simulace při uzavření horního ventilu bez zavzdušňování

Měření se zavzdušňovacím ventilem ukázalo, že na vodní ráz vyvolaný dolním uzávěrem nemá zavzdušňovací ventil vliv a je jedno, jestli je se šroubem, nebo bez něj. Proto jsou zde porovnávány výsledky jenom se zavíráním horního uzávěru. Měření prokázalo, je-li zavzdušňovací ventil umístěn ve vhodné poloze (v blízkosti zdroje rázu) má v obou konfiguracích příznivý vliv na vodní ráz.

Zavzdušňovací ventil se šroubem snížil maximální tlakový nárůst v potrubí přibližně o 30 %, v oblasti vakua se tlaková minima zvedla. Při zavzdušňování bez šroubu dokonce tlak nepřekročil hodnotu ustáleného proudění. Tlaky v oblasti vakua se výrazně navýšily. Vodní ráz se rychle ztlumil, ale za cenu, že zavzdušňovací ventil se nezavřel a nasával do potrubí vzduch. Srovnání experimentu s modelem pro ventil se šroubem dopadlo obdobně jako při porovnávání vodního rázu bez zavzdušňování. Lišila se zde hlavně perioda oscilací tlaku, která byla v modelu delší v pozdějších dobách, ale tlakové amplitudy byly srovnatelné. To je dáno tím, že vliv přisávaného vzduchu na vodní ráz je větší, než vliv deformace potrubí.



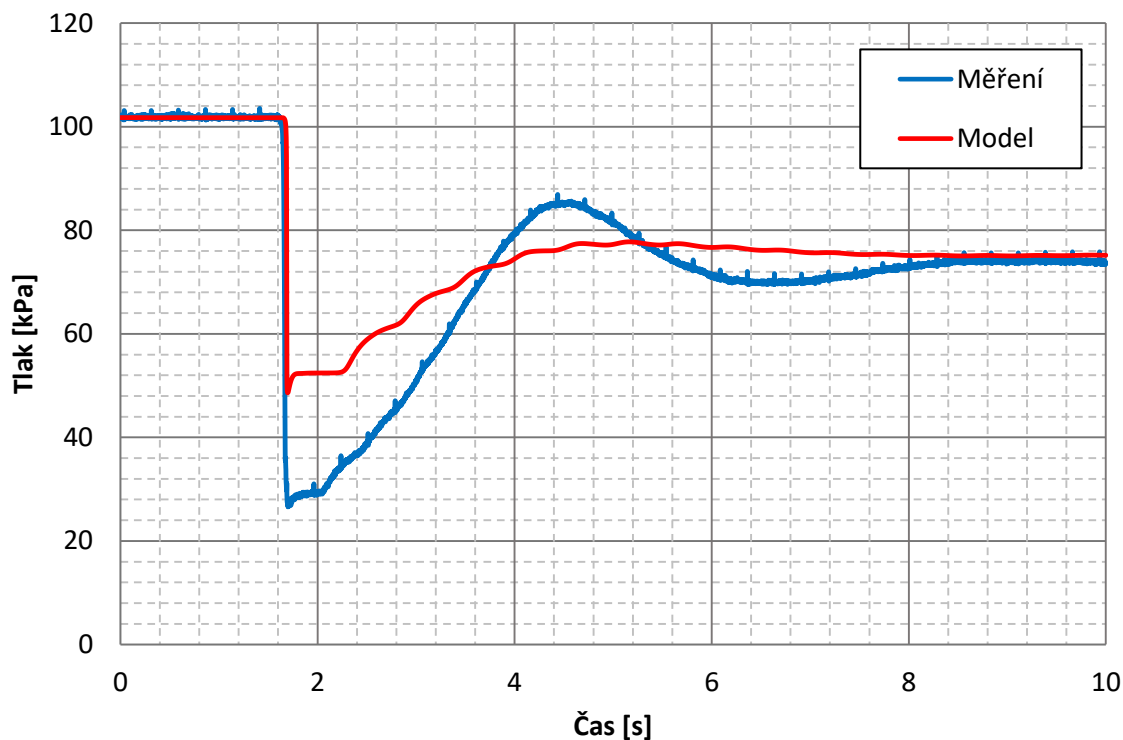
Graf 5-7 Srovnání měření a simulace při uzavírání spodního ventilu bez zavzdušňování



Graf 5-8 Srovnání měření a simulace při zavzdušňování se šroubem

V případě zavzdušňování bez šroubu simulace tak úspěšná nebyla. Nepřiblížila se k srovnatelným hodnotám tlaku v první fázi vodního rázu. V modelu se výchyly tlaku tlumily výrazněji, než tomu bylo ve skutečnosti. Simulovaný ventil pravděpodobně přísával větší množství vzduchu, než reálný.

Proto byla provedena ještě jedna simulace s upraveným průtočným průřezem zavzdušňovací-



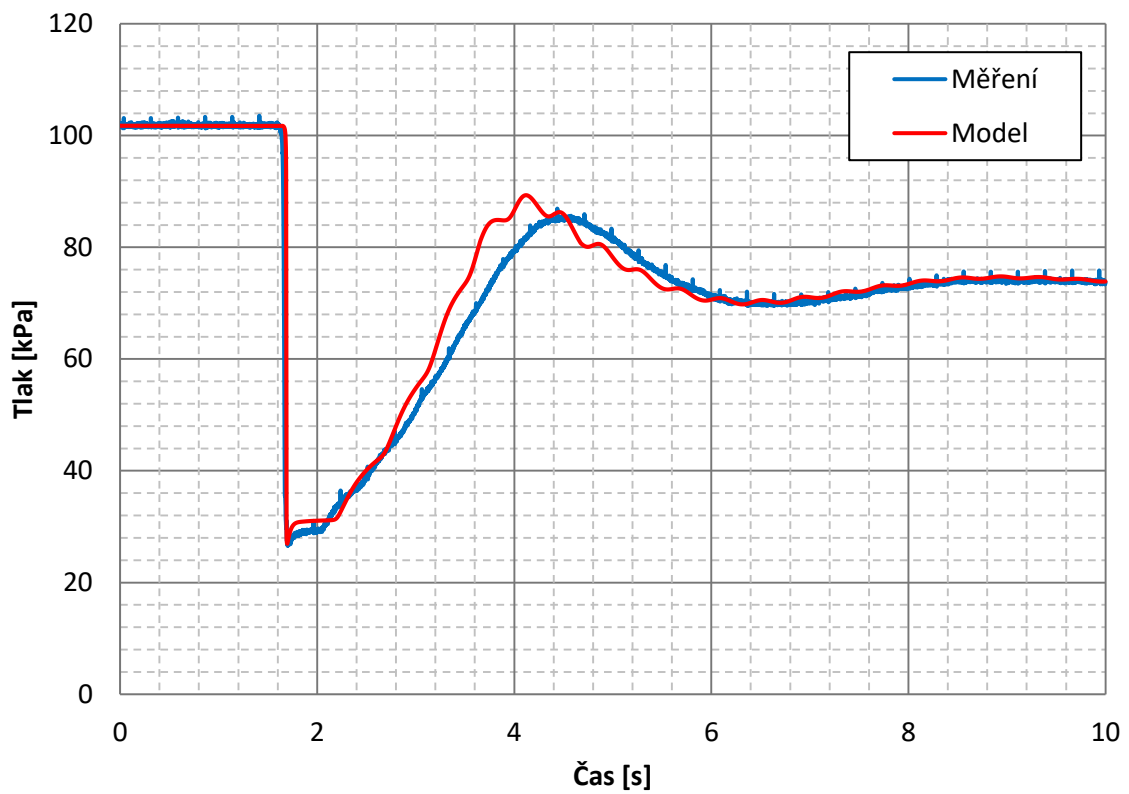
Graf 5-9 Srovnání měření a simulace při zavzdušňování bez šroubu

ho ventilu. Průběh průtočné plochy byl, zachován, pouze byly sníženy jeho hodnoty o 60 % oproti změřené charakteristice ventilu bez šroubu. Koeficienty definující průběh průtočné plochy jsou uvedeny v tab. 5-7. Po této úpravě se tvar tlakové křivky ze simulace přiblížil naměřeným hodnotám. Srovnání ukazuje graf 5-10. Předpokládaný hmotnostní poměr plynu obsažené ve vodě byl $M_p = 5,9988 \cdot 10^{-7}$.

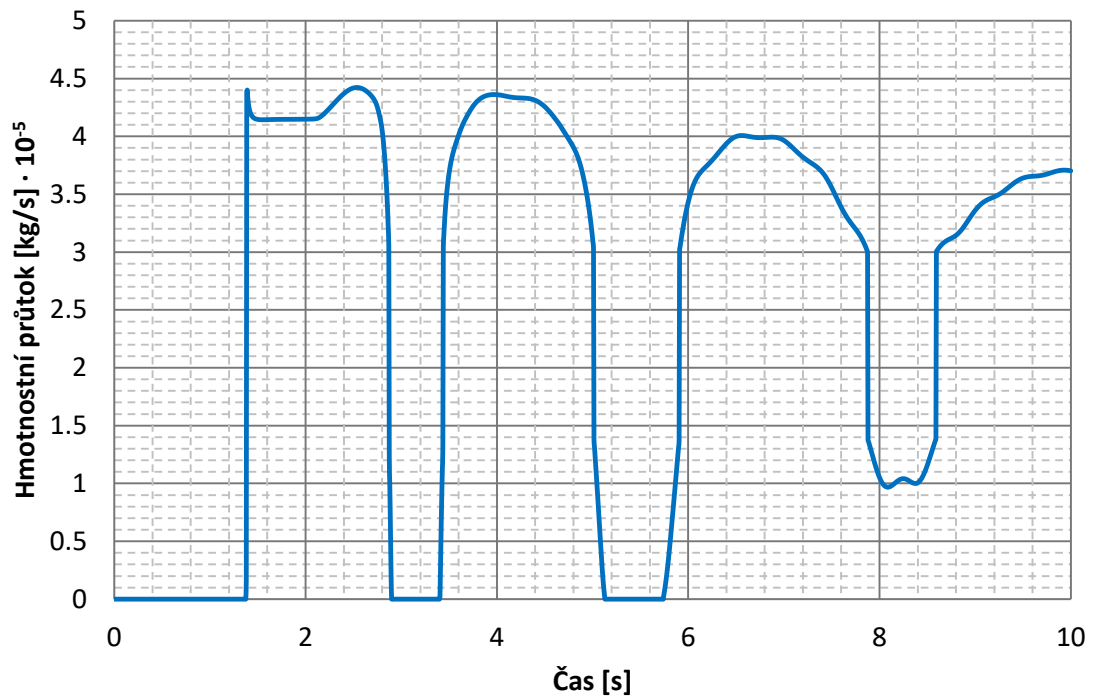
Tab. 5-7 Koeficienty prokládajících polynomů pro upravenou průtočnou plochu ventilu bez šroubu

	z_1	z_2	z_3	z_4	ΣRES^2
1. část	$1,1355 \cdot 10^{-6}$	$-1,4525 \cdot 10^{-6}$	$-3,5914 \cdot 10^{-7}$	$1,0460 \cdot 10^{-6}$	$5,3081 \cdot 10^{-14}$
2. část	-	$3,0192 \cdot 10^{-7}$	$-1,7939 \cdot 10^{-6}$	$1,4758 \cdot 10^{-6}$	$2,5291 \cdot 10^{-13}$

Graf 5-11 ukazuje hmotnostní průtok vzduchu zavzdušňovacím ventilem se šroubem. Při porovnání časové závislosti tlaku u graf 5-8 je vidět, že v místech, kde jsou minimální hodnoty tlaku, dosahuje ventil maximální hodnoty přísávaného vzduchu, kromě prvního otevření ventilu. Zde se průtok ustálil na hodnotě $4,15 \cdot 10^{-5}$ kg/s a teprve po druhé sekundě začal stoupat a dosáhl maxima $4,4 \cdot 10^{-5}$ kg/s, ale to už tlak narůstal. Tato nepřesnost je nejspíše způsobena špatně nadefinovaným průběhem průtočné plochy ventilu v oblasti nízkých tlaků, kde nebyla změřena. V časech, kdy je tlak větší, než atmosférický, se žádný vzduch nepřisává.



Graf 5-10 Srovnání měření a simulace při zavzdušňování bez šroubu s upravenou průtočnou plochou



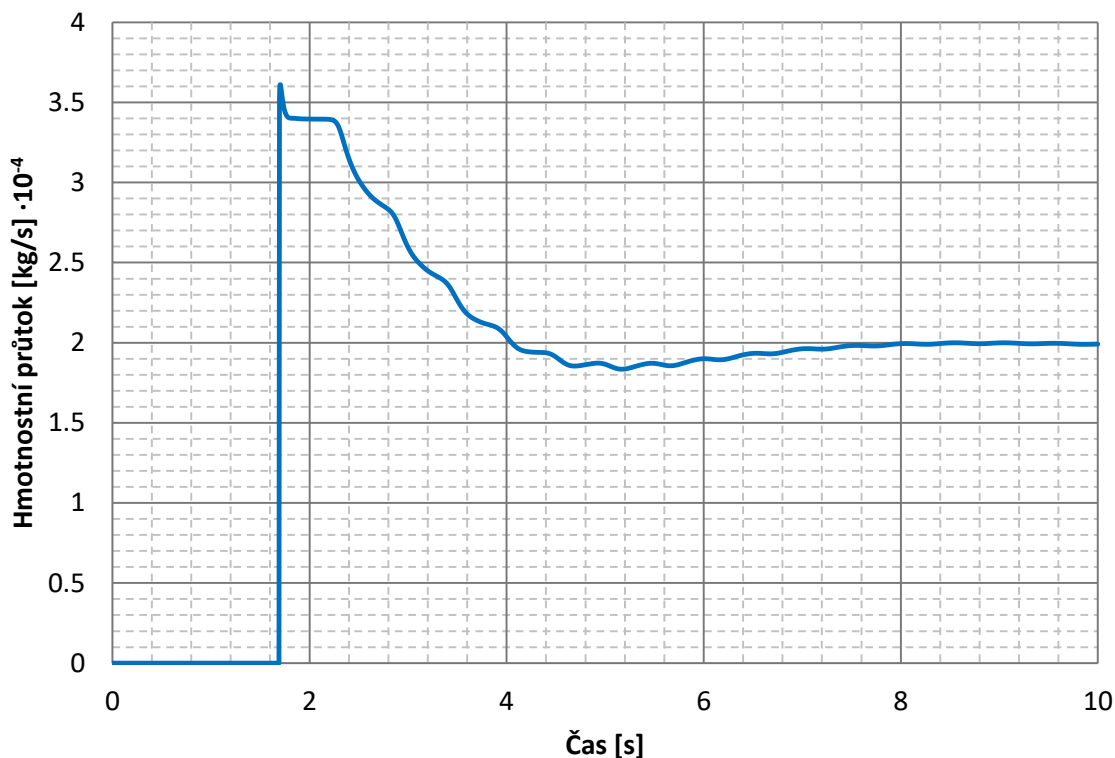
Graf 5-11 Hmotnostní průtok vzduchu ventilem se šroubem

U zavzdušňovacího ventilu bez šroubu s neupraveným průtočným průřezem je porovnání hmotnostního průtoku graf 5-12 s časovým průběhem tlaku ze simulace graf 5-9 jednoznačnější. Průběh tlaku má pouze jedno minimum v okamžiku uzavření horního ventilu. Poté se postupně tlak navyšuje ale nepřesáhne hodnotu barometrického tlaku, tlaková špička překračující hodnotu tlaku v ustáleném stavu zde není. Průběh přísávaného vzduchu je zrcadlově převrácený.

Tlakový průběh u simulace s upraveným průtočným průřezem ventilu graf 5-10 měl oproti neupravené verzi nižší hodnotu minimálního tlaku a v čase čtvrté sekundy měl lokální maximum blízké atmosférickému tlaku, po kterém následovalo snížení tlaku s konečným ustálením tlaku. Hmotnostní průtok vzduchu graf 5-15 má opět převrácený tvar průběhu tlaku.

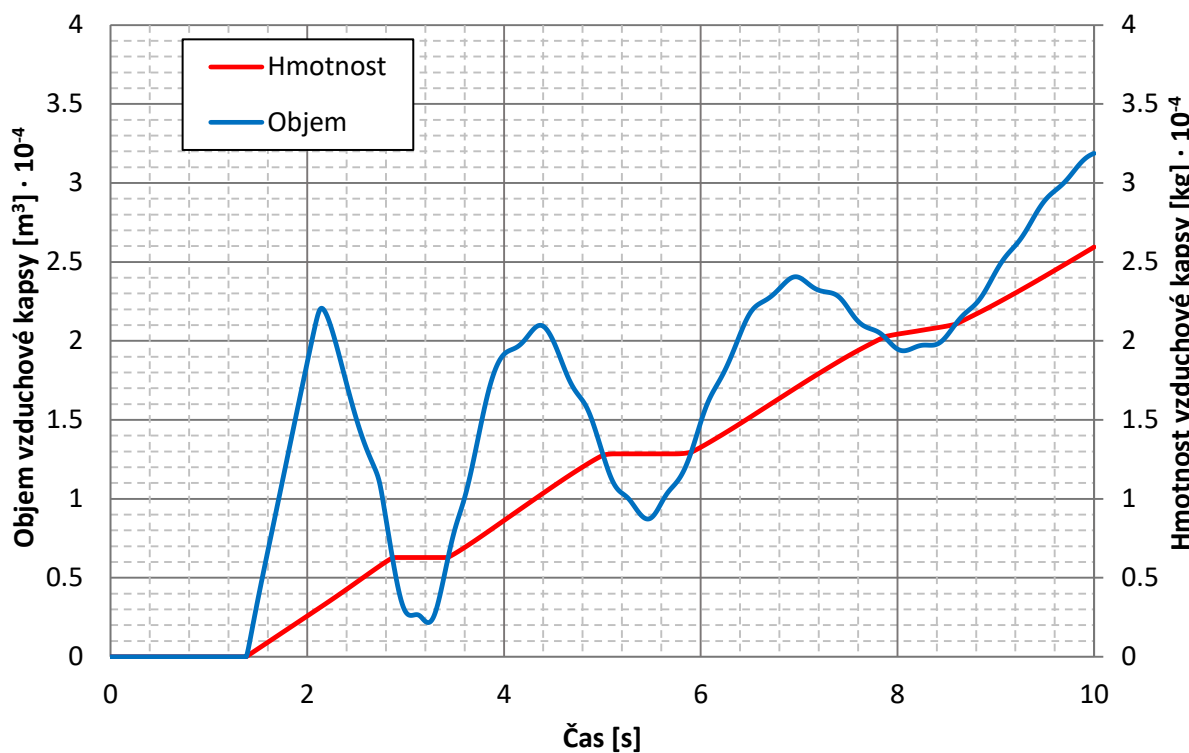
Pro úplnost jsou zde uvedeny i závislosti hmotnosti a objemu vzduchové kapsy v potrubí u zavzdušňovacího ventilu. U ventilu se šroubem graf 5-12 se objem vzduchové kapsy hodně mění vlivem tlakových pulzací. Pro hmotnostní charakteristiku vzduchové kapsy je typické střídání vodorovných a rostoucích křivek, podle toho, je-li ventil otevřený, nebo zavřený.

Při zavzdušňování s ventilem bez šroubu s neupravenou průtočnou charakteristikou nedochází k výrazným změnám tlaků, které nepřekročí hodnotu barometrického tlaku, proto je objemová a hmotnostní závislost vzduchové kapsy vykreslena jako dvě rostoucí křivky graf 5-14. U ventilu s upravenou průtočnou charakteristikou došlo kolem čtvrté sekundy k snížení hmotnostního průtoku vzduchu, proto hmotnost vzduchové kapsy se v této době mění jenom nepa-

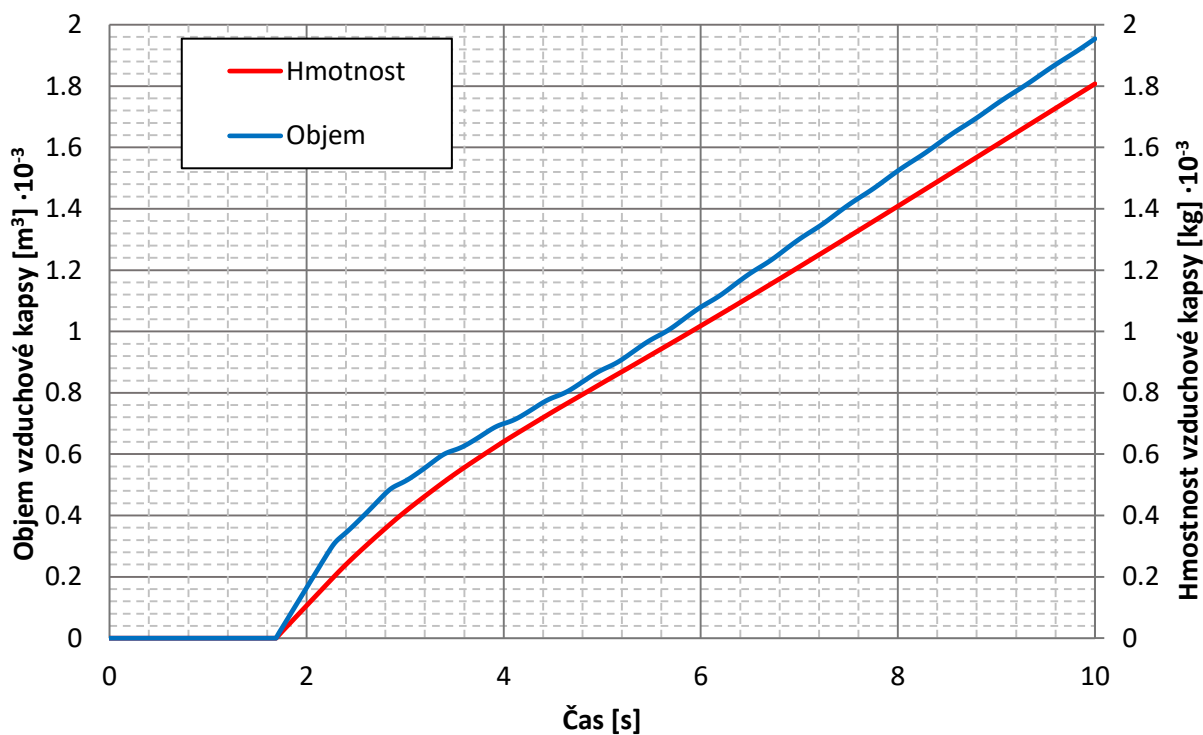


Graf 5-12 Hmotnostní průtok vzduchu ventilem bez šroubu

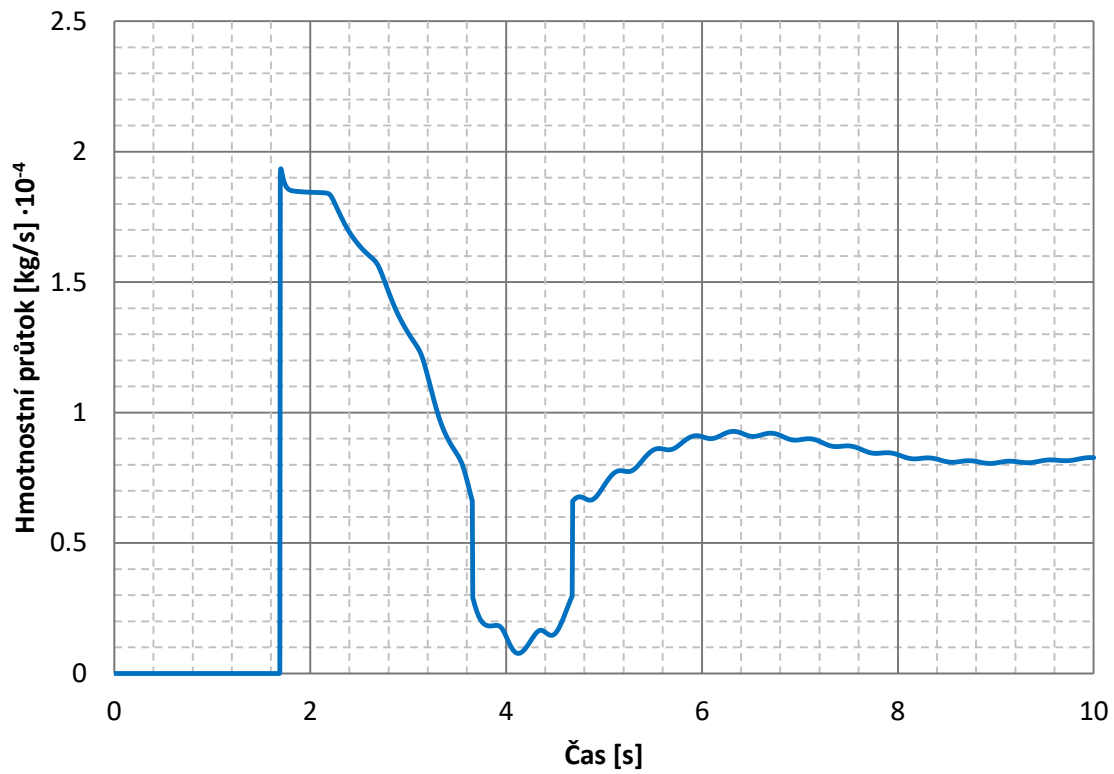
trně. Objem kapsy se zde snížil vlivem nárůstu tlaku. Následně je charakter průběhu těchto veličin obdobný jako v předchozí simulaci s tím, že hodnoty jsou o 60 % nižší, což koresponduje s 60% omezením průtočného průřezu ventilu.



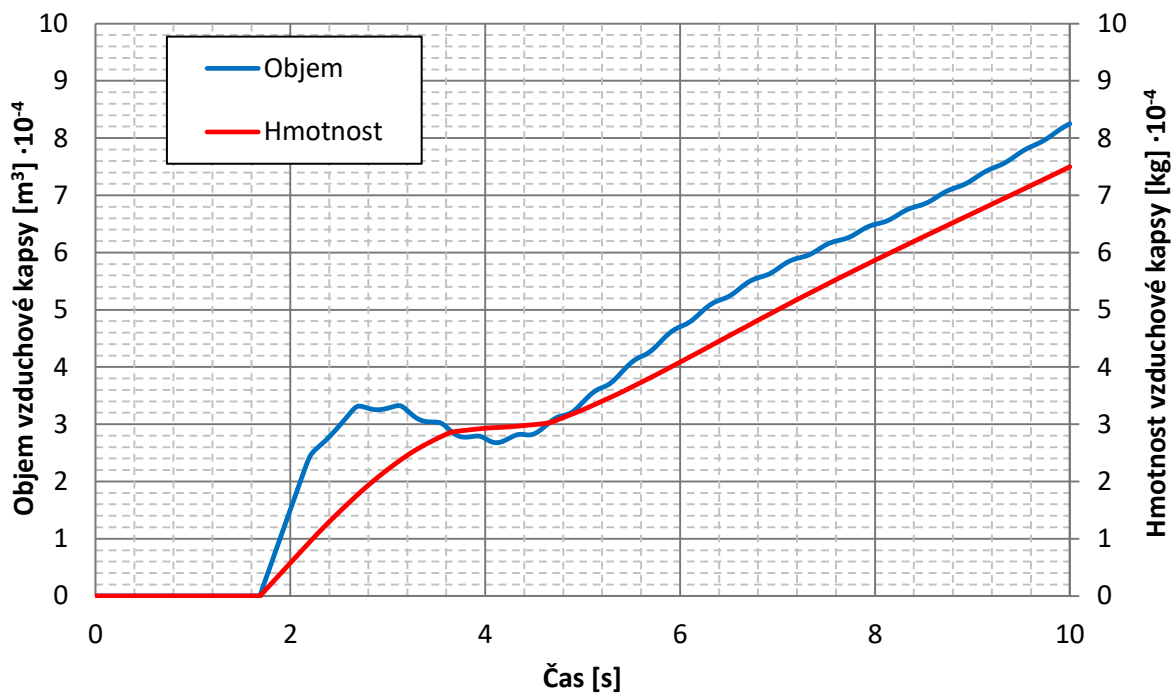
Graf 5-13 Hmotnostní a objemový průběh vzduchové kapsy ventilu se šroubem



Graf 5-14 Hmotnostní a objemový průběh vzduchové kapsy ventilu bez šroubu



Graf 5-15 Hmotnostní průtok vzduchu ventilem bez šroubu upravený



Graf 5-16 Hmotnostní a objemový průběh vzduchové kapsy ventilu bez šroubu upravený

ZÁVĚR

Vodní ráz je nedílnou součástí provozu potrubních systémů. Je nutné navrhnout potrubní systém tak, aby odolával jeho účinkům nebo zajistit provoz tohoto systému tak, aby tlakové projevy byly zmírněny. K ochranným prvkům snižující vlivy hydraulického rázu lze zařadit i zavzdušňovací ventil. Při jeho použití je ale nutné pamatovat na to, že způsobuje zavzdušňování systému, které má negativní dopady na další provoz tohoto systému. Nahromaděný vzduch je potřeba z potrubí odstranit, nejlépe automaticky během provozu. K tomu jsou určeny odvzdušňovací ventily nebo kombinované. Aby zavzdušňovací ventil tlumil tlakové pulzace s největší účinností, je nutné, ho umístit co možná nejbližší zdroji tlakových pulzací a také vhodná dimenzace průtočného otvoru.

V této práci je navržen matematický model zavzdušňovacího ventilu, jako ochranného prvku proti vodnímu rázu. Model vychází z termodynamických rovnic popisující proudění plynu dýzou, ze stavové rovnice ideálního plynu a z rovnice kontinuity. Kombinací těchto vztahů byla odvozena okrajová podmínka pro zavzdušňovací ventil. Tato podmínka byla zahrnuta do výpočtu vodního rázu. Pro řešení vodního rázu byla použita numerická metoda Lax-Wendroff s uvažováním proměnlivé rychlosti zvuku v závislosti na tlaku a s jejím snížením vlivem stěny potrubí. Tlumení tlakových pulzací způsobené deformací stěn potrubí uvažováno nebylo. Působení nerozpuštěného vzduchu na rychlost zvuku bylo zahrnuto s předpokladem adiabatického chování vzduchu při konstantním hmotnostním zlomku, neuvažuje se jeho kolísání při změně tlaku.

Otevírání zavzdušňovacího ventilu je řízeno tlakem v potrubí. Aby model popisoval co nejpřesněji chování reálného ventilu, byla experimentálně určena průtočná plocha ventilu v závislosti na poměru tlaku vně a uvnitř potrubí. Tato závislost byla pomocí polynomických vztahů implementována do okrajové podmínky zavzdušňovacího ventilu. Při zadání nulové průtočné plochy lze simulovat vodní ráz bez zavzdušňovacího ventilu. Na základě uvedených numerických odvození byly sestaveny v prostředí MS Excel a Matlab výpočetní programy pro řešení vodního rázu v systému se zavzdušňovacím ventilem a bez něj.

Experimentální měření mělo za úkol ověřit schopnost zavzdušňovacího ventilu snižovat účinky vodního rázu a také potvrdit platnost numerického modelu. Aby bylo možné porovnat účinky zavzdušňovacího ventilu a určit proměnné pro simulaci, bylo nutné provést měření bez zavzdušňovacího ventilu a následně na něj naladit model. Správné určení vstupních proměnných modelu vede ke korektním výsledkům. Bohužel ne všechny parametry bylo možné odměřit a bylo nutné je odhadnout, jako například hmotnostní poměr plynu v kapalině, modul pružnosti potrubí. Množství vzduchu ve vodě má vysoký vliv na rychlost šíření zvuku, a tedy i na samotný průběh vodního rázu.

Experiment i následná simulace potvrdili snížení negativních vlivů na vodní ráz při vhodném umístění, v blízkosti ventilu. Při uzavírání ventilu na opačném konci potrubí nedošlo k ovlivnění tlakových pulzací. Značný dopad na průběh vodního rázu měla velikost průtočného průřezu ventilu. Průběh tlaku při použití zavzdušňovacího ventilu se šroubem, který výrazně snižoval průtočnou plochu ventilem, byl jiný než průběh s ventilem bez něj.

Při simulování vodního rázu bez zavzdušňování dokázal model predikovat s dostatečnou přesností první dvě tlakové amplitudy pro uzavírání horního ventilu. Nesoulad následujících tlakových kmitů je způsoben zanedbáním tlumení ve stěnách pružného potrubí. U dolního

ventilu byla tlaková špička těsně po uzavření ventilu o něco větší, než odpovídalo měření, model byl primárně laděn na uzavírání horního ventilu.

Simulace se zavzdušňovacím ventilem dopadla rozporupně. Modelovaná konfigurace při snížené průtočné plochy šroubem skoro kopírovala prvních sekund tlakový průběh naměřený při experimentu. Vliv útlumu v potrubí se projevil později, primárně se vodní ráz tlumil přísáváním vzduchu. Naproti tomu u simulace v konfiguraci ventilu bez šroubu byl nesoulad s experimentem značný. Model ventilu výrazněji tlumil tlakové pulzace, než tomu bylo ve skutečnosti. Důvodem bylo nejspíše vysoké množství nasávaného vzduchu, proto byla snížena průtočná plocha ventilem. Jako nejvhodnější se ukázalo zmenšení hodnot průřezu o 60 % oproti naměřeným hodnotám. Tim se docílilo přibližně stejných tlakových pulzací.

Příčinou nesrovnalosti průtočné plochy ventilu může být několik. Jednou z nich může být výrobní nepřesnost, jelikož pro měření vodního rázu nebyl použit stejný ventil, který byl použit pro zjištění průtočné plochy. Nižší teplota mohla snížit pružnost gumového těsnění ventilu, sice rozdíl teplot nebyl vysoký, asi 5 °C, ale mohl se projevit. Při simulaci vodního rázu se zanedbává setrvačnost ventilu, tedy jeho zpoždění při otvírání. V modelu se ventil otevírá, jakmile v potrubí poklesne tlak pod atmosféricky. Ve skutečnosti se ventil otevírá s určitým zpožděním. To v modelu ošetřeno není, proto může simulovaný ventil nasát větší množství vzduchu, než je tomu ve skutečnosti. To je nejspíš hlavní příčina nadměrného přísávání vzduchu. V konfiguraci se šroubem k tomu dochází taky, ale zde jsou průtoky vzduchu o řád menší, proto zde vliv setrvačnosti ventilu nehraje vysokou roli. Pro ověření těchto předpokladů, by bylo potřeba změřit skutečné množství přísávaného vzduchu a porovnat ho s modelem.

I přes tyto nedostatky se dá říct, že numerický model věrohodně popisuje chování zavzdušňovacího ventilu a odpovídá realitě. Srovnání experimentu se simulací potvrdilo vztahy definující podmínku zavzdušňovacího ventilu. Pokud by se podařilo přesněji určit průběh průtočné plochy ventilem zahrnující i jeho setrvačnost, měl by model podávat dostatečně přesné výsledky. To může být námět budoucího výzkumu v této oblasti.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. Učební texty vysokých škol. ISBN 9788021435780.
- [2] VARCHOLA, Michal, Branislav KNÍŽAT a Peter TÓTH. *Hydraulické riešenie potrubných systémov*. Bratislava: Viena, 2004, 265 s. Edícia vedeckej a odbornej literatúry. ISBN 8080731268.
- [3] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002, 125 s. ISBN 8024800381.
- [4] DEBRECZENI, Ondřej. *Potrubní technika*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005.
- [5] HIMR, D., V. HABÁN a F. POCHYLÝ. Sound Speed in the Mixture Water-Air. *Engin. Mechanics*. 2009, **255**, 339-401.
- [6] HAINDL, Karel. *Hydraulický ráz ve vodovodních a průmyslových potrubích*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963, 137 s. Řada stavební literatury.
- [7] ZÁRUBA, Josef. *Water Hammer in Pipe-line Systems*. 1. vyd. Praha: Academia, 1993, 364 s. ISBN 8020003630.
- [8] BŘEZINA, Michal. *Funkce vyrovnávací komory*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015, 40 s.
- [9] ŠÍBLOVÁ, Kamila. *Teorie hydraulického rázu*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2011, 44 s.
- [10] HAINDL, Karel. Použití větrníku jako ochrany vodovodních řadů. *Vodní hospodářství*. Praha-Podbaba: Výzkumný ústav vodohospodářský, 1961, (5), 6.
- [11] ZÁRUBA, Josef. *Hydraulický ráz v soustavách potrubí*. Praha: Academia, 1984, 116 s.
- [12] WU, Yuebin, Ying XU a Cunteng WANG. Research on Air Valve of Water Supply Pipelines. *Procedia Engineering* [online]. Elsevier Ltd, 2015, **119**, 884-891 [cit. 2017-03-08]. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.08.959. ISSN 18777058. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S1877705815026296>
- [13] SOBOTKA, Jaromír. Vzduch v potrubí - aplikace vzdušníků. *Hawle INFO* [online]. Jesenice u Prahy: AK Service, 2009, , 4-5 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: http://www.hawle.cz/files/pdf/buletin/info_31.pdf
- [14] *Apco Air Valve Guide* [online]. Minnesota: DeZURIK, 2011, 12 s. [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <http://www.dezurik.com/files/3313/5731/8371/apco-air-valve-guide->

610.pdf

- [15] BHATIA, A. Selection and Sizing of Air Release Valves. In: *CEDengineering* [online]. b.r. [cit. 2017-03-25]. Dostupné z: <https://www.cedengineering.com/userfiles/Selection%20and%20Sizing%20of%20Air%20Release%20Valves.pdf>
- [16] BALLUN, John. *Air-release, air/vacuum, and combination air valves*. Second edition. 2016. AWWA manual, M51. ISBN 9781625761767.
- [17] *Air Valves* [online]. Elmhurst: VAL-MATIC VALVE AND MANUFACTURING, 2008, 28 s. [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: http://www.valmatic.com/brochures/Air_1500.pdf
- [18] Air and air valves in piping - part 1. *Dorot* [online]. b.r. [cit. 2017-03-25]. Dostupné z: <http://www.dorot.com/files/d4b4846948cbba80f3d04b255fac8596.pdf>
- [19] *Theory, application, and Sizing of Air Valves* [online]. Elmhurst: VAL-MATIC VALVE AND MANUFACTURING, 2015 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: http://www.valmatic.com/pdfs/AV-03TheoryAppSizingAVs_4-7-15.pdf
- [20] *Zavzdušňovací a odvzdušňovací ventily* [online]. Jesenice u Prahy: Hawle, b.r., 24 s. [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <http://www.hawle.cz/files/pdf/vzdusaky.pdf>
- [21] *Working with air valves* [online]. Italy: CSA, 2015, 27 s. [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <http://www.bermad.com.au/wp-content/uploads/2013/09/Engineering-data-on-valve-selection-sizing-and-location-CSA-Air-Valves.pdf>
- [22] Air and air valves in piping - part 2. *Dorot* [online]. b.r. [cit. 2017-03-25]. Dostupné z: <http://www.dorot.com/files/ba81338d6f4886c0b80dcd435ed5cc05.pdf>
- [23] HIMR, Daniel. Numerical Model of Air Valve For Computation of One-dimensional Flow. *Transactions of the VŠB - Technical University of Ostrava, Mechanical Series* [online]. 2014, **60**(1), 29-38 [cit. 2017-05-14]. DOI: 10.22223/tr.2014-1/1975. ISSN 12100471. Dostupné z: <http://transactions.fs.vsb.cz/2014-1/1975.pdf>
- [24] D HIMR, . Simulation of low pressure water hammer. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* [online]. 2010, **12**(1), 012087 [cit. 2017-05-15]. DOI: 10.1088/1755-1315/12/1/012087. ISSN 17551307. Dostupné z: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/12/1/012087/pdf>
- [25] PANKO, Martin. *Tlumení tlakových pulsací v pružných potrubích*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2008, 62 s.
- [26] KOYŠ, Ján. *Modelování tlakových pulsací v pružných potrubích*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2007, 55 s.

- [27] HIMR, Daniel. *Řešení nelineárních hydraulických sítí*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2011, 53 s.
- [28] JIN JIANG, , XIANGPING CHEN, SHENGWEN DONG, LINA NIE a GUANQIAO HUANG. Protection with air-inlet-and-outlet valve from column separation in pumping system. In: *Materials for Renewable Energy & Environment (ICMREE), 2011 International Conference on* [online]. IEEE Publishing, 1105, **1**, s. 845-849 [cit. 2017-05-14]. DOI: 10.1109/ICMREE.2011.5930937. ISBN 9781612847498.
- [29] LEE, T. a L. LEOW. Numerical study on the effects of air valve characteristics on pressure surges during pump trip in pumping systems with air entrainment. *International Journal for Numerical Methods in Fluids* [online]. Chichester, UK: John Wiley, 1999, **29**(6), 645-655 [cit. 2017-05-14]. DOI: 10.1002/(SICI)1097-0363(19990330)29:6645::AID-FLD8043.0.CO;2-Q. ISSN 02712091.
- [30] MANLIN ZHU, , XIAOHONG ZHANG, YANHE ZHANG a TAO WANG. Study on Water Hammer Prevention in Pumping Water Supply Systems by Multi-valves. In: *Hybrid Information Technology, 2006. ICHIT '06. International Conference on* [online]. IEEE, 2006, **1**, s. 342-346 [cit. 2017-05-14]. DOI: 10.1109/ICHIT.2006.253510. ISBN 0769526748.
- [31] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 9788021443006.
- [32] NEVRLÝ, Josef. *Modelování pneumatických systémů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 183 s. ISBN 8072043005.
- [33] SCHULTZ, Richard. *Vodní ráz v oblasti nízkých tlaků*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2012, 51 s.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Ustálené proudění při otevřeném ventilu	16
Obr. 1-2 Průběh první fáze vodního rázu.....	17
Obr. 1-3 Průběh druhé fáze vodního rázu	18
Obr. 1-4 Průběh třetí fáze vodního rázu.....	18
Obr. 1-5 Průběh čtvrté fáze vodního rázu	19
Obr. 2-1 Vyrovnávací komora s proměnlivým průřezem	26
Obr. 2-2 Diferenciální vyrovnávací komora	27
Obr. 2-3 Větrník.....	28
Obr. 2-4 Výtok přepadem	29
Obr. 2-5 Vzdušník.....	30
Obr. 3-1 Odvzdušňovací ventil	33
Obr. 3-2 Zavzdušňovací ventil.....	33
Obr. 3-3 Jedno-tělesový kombinovaný ventil	34
Obr. 3-4 Dvou-tělesový kombinovaný ventil	35
Obr. 3-5 Umístění ventilů v potrubní síti podle doporučení AWWA [16].....	36
Obr. 4-1 Časová a prostorová diskretizace	38
Obr. 4-2 Numerické schéma	39
Obr. 4-3 Schéma zavzdušňovacího ventilu.....	40
Obr. 4-4 Průtok plynu dýzou.....	42
Obr. 5-1 Schéma měřicí tratě pro určení průtočné plochy ventilu.....	47
Obr. 5-2 Schéma měřicí tratě vodního rázu	53

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1-1 Rychlost zvuku v závislosti na tlaku podle [5]	20
Graf 1-2 Závislost rychlosti zvuku na objemovém množství vzduchu podle [5].....	22
Graf 1-3 Průběh rychlosti zvuku ve směsi vody a pevné látky při nezanedbání viskózních sil podle [7].....	24
Graf 1-4 Průběh rychlosti zvuku ve směsi vody a pevné látky při zanedbání viskózních sil podle [7].....	25
Graf 4-1 Průběh výtokového součinitele ψ	44
Graf 4-2 Průběh výtokového součinitele ψ při zahlcené dýze	45
Graf 5-1 Časový průběh tlaku v nádobě při přisávání vzduchu	49
Graf 5-2 Srovnání měřených a proložených dat průběhu tlaku pro ventil se šroubem	50
Graf 5-3 Srovnání měřených a proložených dat průběhu tlaku pro ventil bez šroubu.....	50
Graf 5-4 Průběh průtočné plochy v závislosti na tlakovém poměru pro ventil se šroubem.....	51
Graf 5-5 Průběh průtočné plochy v závislosti na tlakovém poměru pro ventil bez šroubu	52
Graf 5-6 Srovnání měření a simulace při uzavření horního ventilu bez zavzdušňování	56
Graf 5-7 Srovnání měření a simulace při uzavírání spodního ventilu bez zavzdušňování	57
Graf 5-8 Srovnání měření a simulace při zavzdušňování se šroubem.....	57
Graf 5-9 Srovnání měření a simulace při zavzdušňování bez šroubu	58
Graf 5-10 Srovnání měření a simulace při zavzdušňování bez šroubu s upravenou průtočnou plochou	59
Graf 5-11 Hmotnostní průtok vzduchu ventilem se šroubem.....	59
Graf 5-12 Hmotnostní průtok vzduchu ventilem bez šroubu	60
Graf 5-13 Hmotnostní a objemový průběh vzduchové kapsy ventilu se šroubem.....	61
Graf 5-14 Hmotnostní a objemový průběh vzduchové kapsy ventilu bez šroubu.....	61
Graf 5-15 Hmotnostní průtok vzduchu ventilem bez šroubu upravený	62
Graf 5-16 Hmotnostní a objemový průběh vzduchové kapsy ventilu bez šroubu upravený.....	62

SEZNAM TABULEK

Tab. 4-1 Hodnoty maxim výtokového součinitele.....	43
Tab. 5-1 Koeficienty prokládajících křivek pro ventil se šroubem.....	49
Tab. 5-2 Koeficienty prokládajících křivek pro ventil bez šroubu	49
Tab. 5-3 Koeficienty prokládajících polynomů pro ventil se šroubem.....	52
Tab. 5-4 Koeficienty prokládajících polynomů pro ventil bez šroubu	52
Tab. 5-5 Model potrubí	55
Tab. 5-6 Hmotnostní poměry vzduchu pro jednotlivé simulace.....	56
Tab. 5-7 Koeficienty prokládajících polynomů pro upravenou průtočnou plochu ventilu bez šroubu.....	58

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	skutečná rychlost zvuku v potrubí
a_p	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost zvuku v plynném prostředí
a_{th}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	teoretická rychlost zvuku
c_i	$[\text{g}\cdot\text{l}^{-1}]$	koncentrace plynu rozpuštěného ve vodě
c_p	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	měrná teplená kapacita při konstantním tlaku
c_v	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	měrná teplená kapacita při konstantním objemu
c_{vk}	[-]	objemová koncentrace kapaliny
c_{vs}	[-]	objemová koncentrace pevných částic
d	[m]	vnitřní průměr potrubí
D	[m]	vnější průměr potrubí
E	[Pa]	modul objemové pružnosti potrubí v tahu
e	[-]	Eulerovo číslo
g	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	gravitační zrychlení
H	$[\text{g}\cdot\text{l}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}]$	Henryho konstanta
h	[m]	spád
h_l	[m]	výška přelivu v diferenciální komoře nad statickou hladinou
h_s	[m]	statická výška kapaliny ve vyrovnávací komoře
i_0	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	entalpie v místě 0
i_2	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	entalpie v místě 2
K	[Pa]	modul objemové pružnosti kapaliny
k	[-]	součinitel pružnosti potrubí
K_{kp}	[Pa]	modul objemové pružnosti směsi kapaliny s plynem
K_{ks}	[Pa]	modul objemové pružnosti směsi kapaliny s pevnou látkou
K_p	[Pa]	modul objemové pružnosti plynu ve směsi kapaliny s plynem

K_v	[m ³ /hod]	průtokový součinitel ventilu
L	[m]	délka potrubí
m	[kg]	hmotnost
m_k	[kg]	hmotnost kapaliny ve směsi kapaliny s plynem
m_p	[kg]	hmotnost plynu ve směsi kapaliny s plynem
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok
\dot{m}_k	[kg·s ⁻¹]	kritický hmotnostní průtok
M_p	[-]	hmotnostní zlomek plynu ve směsi kapaliny s plynem
N	[-]	počet uzlových bodů
O_k	[-]	objemový zlomek kapaliny ve směsi kapaliny s plynem
O_p	[-]	objemový zlomek plynu ve směsi kapaliny s plynem
p	[Pa]	tlak
p_0	[Pa]	tlak v místě 0
p_1	[Pa]	tlak v místě 1
p_2	[Pa]	tlak v místě 2
p_{bar}	[Pa]	atmosférický tlak
p_d	[Pa]	tlak na konci potrubí před vstupem do dolní nádrže
p_h	[Pa]	tlak na začátku potrubí při výstupu z horní nádrže
p_i	[Pa]	parciální tlak i-té složky plynu nad kapalinou
p_k	[Pa]	kritický tlak
p^k	[Pa]	tlak za zavzdušňovacím ventilem, v časovém kroku k
p^{k+1}	[Pa]	tlak za zavzdušňovacím ventilem, v časovém kroku k+1
p_A^{k+1}	[Pa]	tlak v místě A, v časovém kroku k+1
p_B^{k+1}	[Pa]	tlak v místě B, v časovém kroku k+1
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok

Q_{max}	[m ³ ·h ⁻¹]	maximální průtok průtokoměrem
Q_A^{k+1}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok kapaliny v místě A, v časovém kroku k+1
Q_{A-1}^{k+1}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok kapaliny v místě A-1, v časovém kroku k+1
Q_B^{k+1}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok kapaliny v místě B, v časovém kroku k+1
Q_{B+1}^{k+1}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok kapaliny v místě B+1, v časovém kroku k+1
r	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	plynová konstanta
s	[m]	tloušťka stěny potrubí
S	[m ²]	průtočný průřez
S'	[m ²]	zmenšený průřez vlivem ztrát
S_s	[m ²]	průtočný průřez vyplněný usazenými částicemi
t	[s]	čas
T	[K]	teplota
T_0	[K]	teplota v místě 0
T_2	[K]	teplota v místě 2
t_{kap}	[°C]	teplota kapaliny
T_r	[s]	doba běhu rázové vlny
t_{vzd}	[°C]	teplota vzduchu
V	[m ³]	objem
v_0	[m ³ ·kg ⁻¹]	měrný objem v místě 0
v_2	[m ³ ·kg ⁻¹]	měrný objem v místě 2
V_k	[m ³]	objem kapaliny ve směsi kapaliny s plynem
V^k	[m ³]	objem vzduchové kapsy v potrubí v časovém kroku k
V_p	[m ³]	objem plynu ve směsi kapaliny s plynem
w_2	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění v místě 2
w_k	[m·s ⁻¹]	kritická rychlost proudění

x	[m]	prostorová souřadnice
Z	$[\text{m}^4 \cdot \text{s} \cdot \text{kg}^{-1}]$	substituční proměnná
z_1	[-]	konstanta 1
z_2	[-]	konstanta 2
z_3	[-]	konstanta 3
z_4	[-]	konstanta 4
α	[°]	úhel sklonu potrubí
β	[-]	tlakový poměr
β_k	[-]	kritický tlakový poměr
δ	$[\text{Pa}^{-1}]$	součinitel objemové stlačitelnosti
Δp	[Pa]	změna tlaku
Δt	[s]	časový krok
Δv	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	změna rychlosti kapaliny
ΔV	$[\text{m}^3]$	změna objemu
Δx	[m]	prostorový krok
ε	[-]	součinitel kontrakce
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	[-]	součinitel tření
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota, resp. měrná hmotnost kapaliny
ρ_2	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota plynu v místě 2
ρ_k	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota plynu při kritickém prouděním
ρ_{kp}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota směsi kapaliny s plynem
ρ_{ks}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota směsi kapaliny s pevnými látkami
ρ_s	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota pevných látek

τ	[-]	doba uzavírání ventilu
ψ	[-]	výtokový součinitel
ψ_{max}	[-]	maximální hodnota výtokového součinitele
<i>AWWA</i>		American Water Works Association
<i>DN</i>		dolní nádrž
<i>HN</i>		horní nádrž
<i>MK</i>		měřicí karta
<i>p</i>		snímač tlaku
<i>p₁</i>		horní snímač tlaku
<i>p₂</i>		dolní snímač tlaku
<i>PC</i>		počítač
<i>Q</i>		průtokoměr
ΣRES^2		reziduální součet čtverců

SEZNAM PŘÍLOH

FOTODOKUMENTACE EXPERIMENTU

Obr. P-1 Tlaková nádoba se zavzdušňovacím ventilem	I
Obr. P-2 Připojení zavzdušňovacího ventilu.....	II
Obr. P-3 Detail zavzdušňovacího ventilu se šroubem	II
Obr. P-4 Horní nádrž s polyethylenovým potrubím	III
Obr. P-5 Měřicí trať vodního rázu	III
Obr. P-6 Průtokoměr	III
Obr. P-7 Dolní pneumatický uzávěr s tlakovým snímačem.....	IV
Obr. P-8 Horní pneumatický uzávěr s tlakovým snímačem a zavzdušňovacím ventilem	IV
Obr. P-9 Přisávání vzduchu zavzdušňovacím ventilem bez šroubu	V
Obr. P-10 Přisávání vzduchu zavzdušňovacím ventilem se šroubem.....	V
Obr. P-11 Zkoumaný zavzdušňovací ventil.....	VI

OBSAH CD

- Data z měření průtočné plochy zavzdušňovacího ventilu ve formátu lvm.
- Data z měření vodního rázu se zavzdušňovacím ventilem a bez něj ve formátu lvm.
- Vyhodnocení měření průtočné plochy zavzdušňovacího ventilu v sešitu MS Excel
- Vyhodnocení měření vodního rázu v sešitu MS Excel
- Fotky z obou měření
- Numerické modely jednotlivých simulací v sešitu MS Excel
- Zdrojové kódy numerický modelů jednotlivých simulací v programu Matlab
- Text diplomové práce ve formátu pdf.

FOTODOKUMENTACE EXPERIMENTU



Obr. P-1 Tlaková nádoba se zavzdušňovacím ventilem



Obr. P-2 Připojení zavzdušňovacího ventilu



Obr. P-3 Detail zavzdušňovacího ventilu se šroubem



Obr. P-4 Horní nádrž s polyethylenovým potrubím



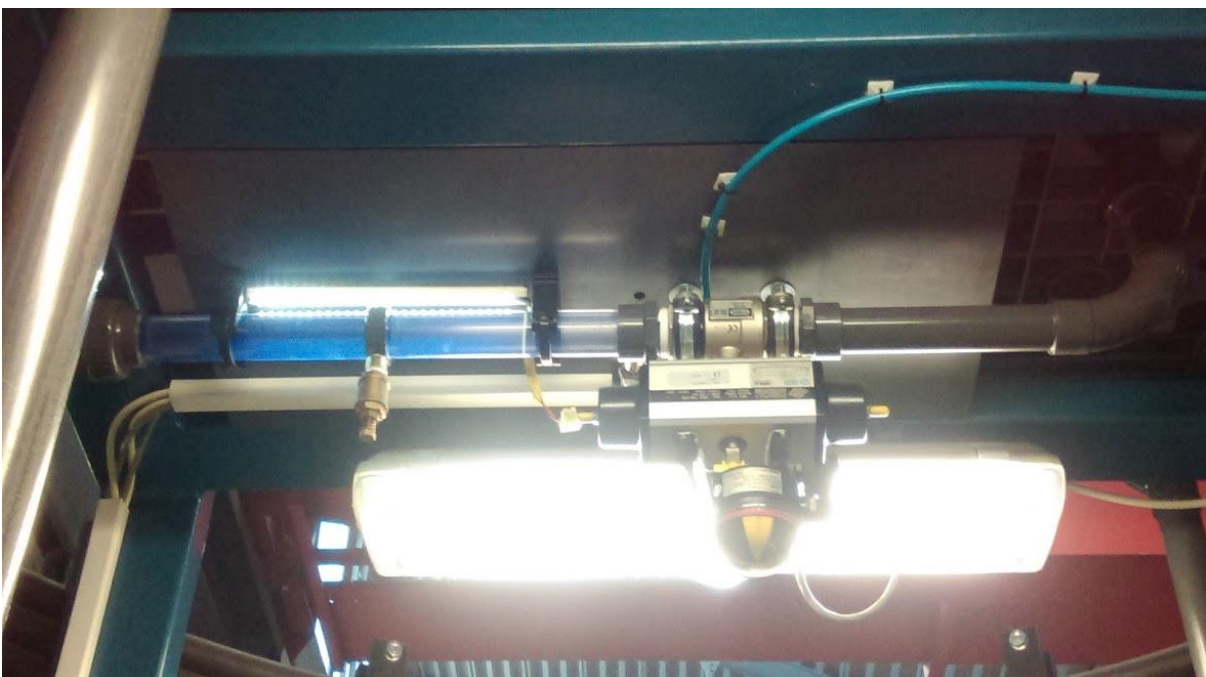
Obr. P-5 Měřicí trať vodního rázu



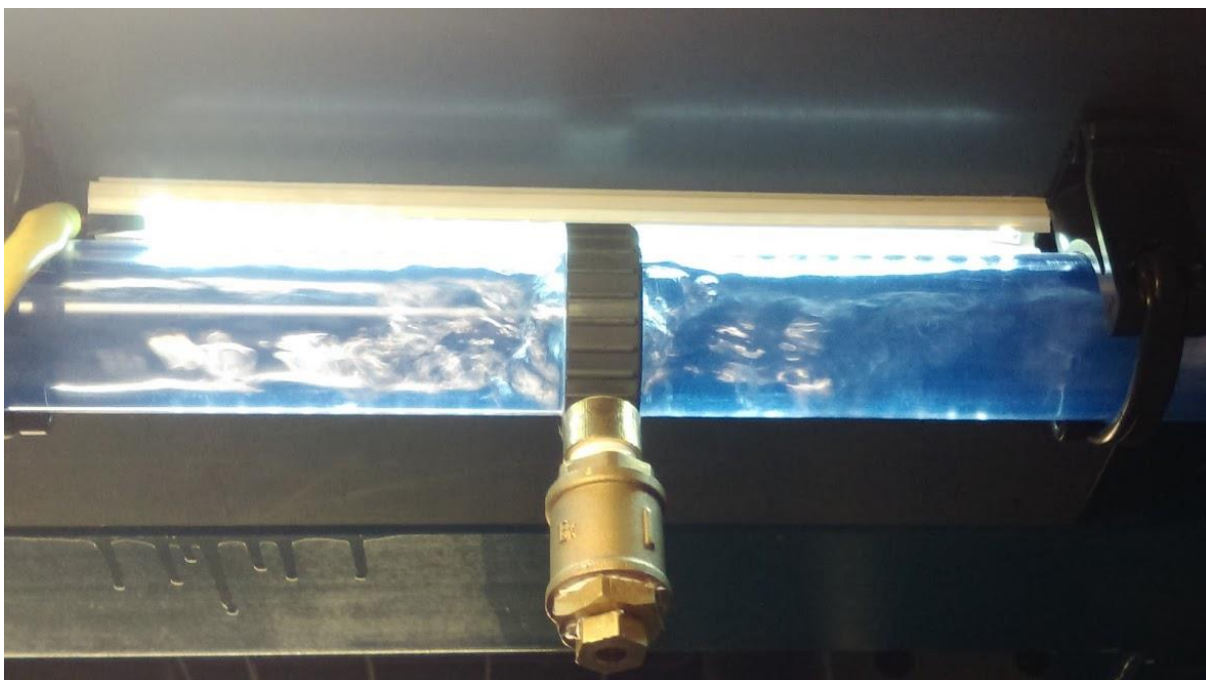
Obr. P-6 Průtokoměr



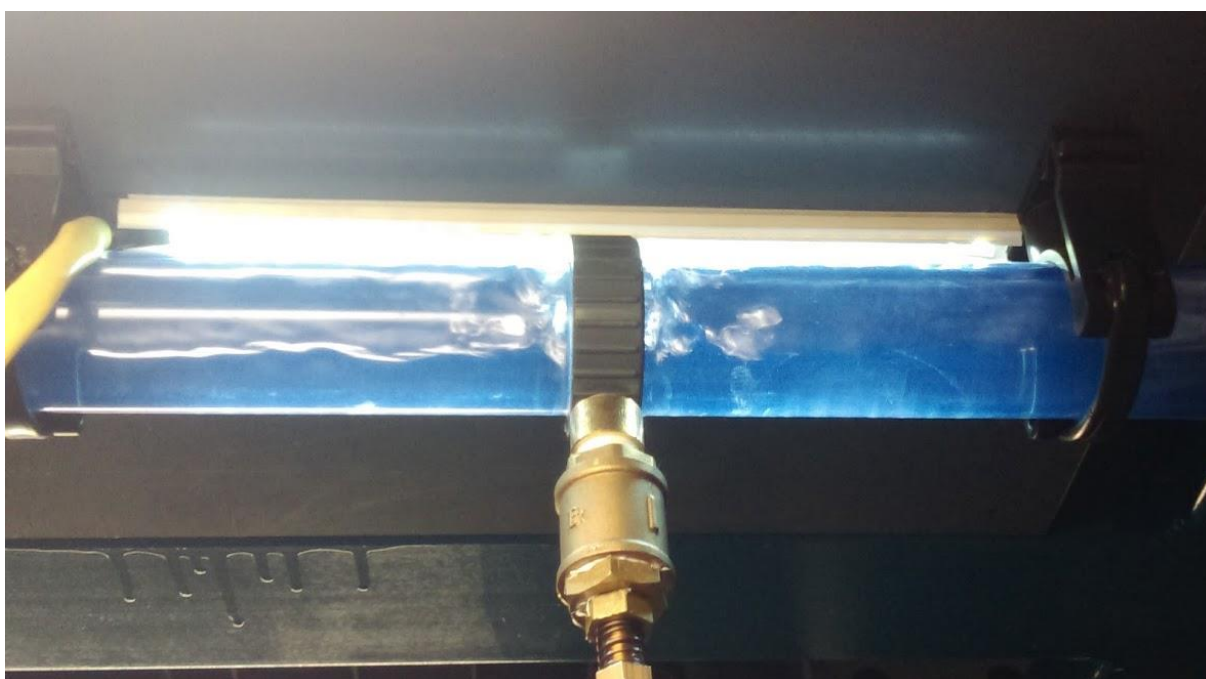
Obr. P-7 Dolní pneumatický uzávěr s tlakovým snímačem



Obr. P-8 Horní pneumatický uzávěr s tlakovým snímačem a zavzdušňovacím ventilem



Obr. P-9 Přísávání vzduchu zavzdušňovacím ventilem bez šroubu



Obr. P-10 Přísávání vzduchu zavzdušňovacím ventilem se šroubem



Obr. P-11 Zkoumaný zavzdušňovací ventil