



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

HAVÁRIE ZPŮSOBENÉ VODNÍM RÁZEM

BREAKDOWNS CAUSED BY WATERHAMMER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JIŘÍ KUŘÁTKO

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Bc. DANIEL HIMR, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Jiří Kuřátko
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojírenství
Vedoucí práce:	Ing. Bc. Daniel Himr, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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 bakalářské práce:

Havárie způsobené vodním rázem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provoz potrubních systémů je nevyhnutelně spojený s tlakovými pulzacemi. Pulzace jsou přítomny při ustáleném provozu, např. generované čerpadlem nebo turbínou, ale vznikají i během přechodových dějů, kdy systém přechází z jednoho ustáleného režimu do jiného, např. změna průtoku, rozběh či zastavení.

Právě při přechodových dějích dochází k dočasné změně tlaku (vodnímu rázu), která může vést až k destrukci potrubního systému. Z tohoto důvodu je třeba v návrhové fázi nepodcenit vhodnou protirázovou ochranou.

Cíle bakalářské práce:

- Vysvětlit principy vzniku vodního rázu,
- uvést možné protirázové ochrany,
- provést rešerši havárií spojených s vodním rázem a provést analýzu, proč k nim došlo a jak jim bylo možné předejít.

Seznam doporučené literatury:

White, F. M.: Fluid mechanics. McGraw Hill, New York, 7. vydání, 2011. ISBN 978-0-07-352934-9.

Sharp, B. B., Sharp D. B.: Water hammer, practical solutions. Butterworth-Heinemann, 1995, ISBN 978-0-340-64597-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Cílem bakalářské práce je vysvětlení principu vzniku vodního rázu, uvedení často používaných ochran proti vodnímu rázu a řešení nehod spojených s tímto jevem. Práce se zabývá teoretickým úvodem do problematiky, popisem zákonů zachování pro kapaliny, popisem vodního rázu, nejčastějších příčin jeho vzniku a veličin souvisejících s tímto jevem. Dále jsou uvedeny často používané protirázové ochrany z hlediska přetlaku i podtlaku. Závěrem jsou uvedeny nehody způsobené vodním rázem, některé s neobvyklými příčinami, se kterými je ale třeba při návrhu pracovat.

Abstract

The goal of this bachelors thesis is to explain how water hammer occurs, listing often used protective devices that help mitigate this event and research of accidents caused by water hammer. The thesis deals with theoretical introduction into the topic, describing preservation laws for fluids, most common causes of water hammer and characteristics connected to this phenomenon. Then it mentions often used protective devices for both overpressure and negative pressure. Finally there are accidents caused by water hammer, some with unusual causes, which however still need to be taken into consideration when designing a pipeline.

Klíčová slova

Vodní ráz, zákony zachování, potrubí, ventil, nehody

Keywords

Water hammer, conservation laws, pipeline, valve, accident

Citace

KUŘÁTKO, Jiří. *Havárie způsobené vodním rázem*. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Bc. Daniel Himr, Ph.D.

Havárie způsobené vodním rázem

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem toto pojednání vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Bc. Daniela Himra, Ph. D. Uvedl jsem všechny literární prameny, publikace a další zdroje, ze kterých jsem čerpal.

.....
Jiří Kuřátko
24. května 2023

Poděkování

Děkuji Ing. Bc. Danielu Himrovi, Ph.D. za trpělivost a všechny poskytnuté rady při zpracování tohoto pojednání.

Obsah

1	Úvod	2
2	Zákony zachování	3
2.1	Zákon zachování hmoty	5
2.2	Zákon zachování hybnosti	6
2.3	Zákon zachování mechanické energie	8
3	Vodní ráz	11
3.1	Stlačitelnost kapalin	12
3.2	Rychlost zvuku v kapalině	12
3.3	Šíření rázové vlny	15
3.4	Totální a částečný vodní ráz	16
4	Ochrany před vodním rázem	18
4.1	Vyrovnávací nádrž	18
4.2	Vzdušník	19
4.3	Zavzdušňovací a odvzdušňovací ventily	20
4.4	Pojistný ventil	22
5	Nehody způsobené vodním rázem	24
5.1	Nehoda v dolech v jižní Africe	24
5.2	Přeprava hořlavých tekutin	25
5.3	Odsolovací zařízení	26
5.4	Výbuch potrubí Olympic	27
5.5	Vodní ráz v rafinerii oxidu hlinitého	29
6	Závěr	33
	Literatura	34

Kapitola 1

Úvod

Cílem této bakalářské práce je vysvětlení principu vodního rázu, rešerše používaných protirázových ochran a rešerše havárií spojených s vodním rázem.

Vodní ráz (anglicky water hammer, hydraulic transient) nastane z několika příčin, např. narazí-li pohybující se tekutina v potrubí (nebo v jiném uzavřeném prostoru) na překážku - náhle uzavřený ventil. V tom místě nastane prudký nárůst tlaku, protože proudící tekutina je náhle zastavena a její kinetická energie se přemění na deformační. Vytvoří se tedy přetlaková rázová vlna, protože je ale tekutina stlačitelná, od překážky se 'odrazí' a vytvoří se i podtlaková rázová vlna. Proto je potřeba na potrubí instalovat různé ochranné prvky, pro zajištění bezpečného provozu jak z hlediska přetlaku, tak i podtlaku kvůli zhroucení potrubí. Pokud potrubní systém není navržen dostatečně bezpečně, nemusí nutně ihned dojít k nehodě, jsou-li tlakové špičky blízko bezpečným hodnotám potrubí. Může ale dojít k opakovanému namáhání součástí vedoucímu k únavovému lomu, nebo nehodě způsobené součástí s výrobní vadou, která nebyla odhalena a součást oslabila.

Začátek této práce se zabývá teoretickým úvodem do problematiky - zákony zachování popisujícími chování kapalin a jejich odvozením spolu s předpoklady, za kterých rovnice platí.

V kapitole 3 je popsán princip a nejčastější příčiny vzniku vodního rázu, spolu s důležitými veličinami, které s problematikou úzce souvisí. Zejména rychlost zvuku v kapalině, která se mění v závislosti na obsahu vzduchu v kapalině, teplotě a dalších faktorech, a stlačitelnost kapalin. Také je zde uvedeno šíření rázové vlny v případě vodního rázu, což vysvětluje, proč nedochází jen k přetlaku, ale i podtlaku a s tím spojeným nebezpečím zhroucení potrubí. V následující kapitole 4 jsou uvedeny často používané ochranné prvky proti vodnímu rázu. Ty jsou popsány z hlediska jejich použití, jedná-li se o ochranu proti přetlaku, podtlaku, nebo obojím spolu s jejich nevýhodami.

Závěrem práce jsou uvedené některé nehody způsobené vodním rázem spolu s vysvětlením jejich příčin. Motivací pro tuto část bylo vybrat nehody s ne úplně všedními příčinami, které nemusí být na první pohled zřejmé. Při návrhu potrubního systému je ale potřeba s nimi počítat.

Kapitola 2

Zákony zachování

Voda proudící v potrubí má svou hmotnost a rychlost - hybnost. Pokud se tento průtok rychle zastaví (uzávěrem, nehodou), kvůli malé stlačitelnosti kapalin se tato změna projeví velmi rychlým nárůstem tlaku v místě, kde ke změně došlo. Tato změna hybnosti vytvoří přetlak, který (pokud sám o sobě nezpůsobí poškození prvků v potrubí) se šíří zpět jako rázová vlna. Ta se šíří potrubím jako periodicky se opakující přetlaková a podtlaková vlna, což může být další příčinou škod a to nejen kvůli samotným přetlakům a podtlakům, ale i kvůli periodické povaze tohoto děje, což může být příčinou únavového poškození.

Např. v potrubí o průměru 1m a délce 10km je přibližně 8 000 tun pohybující se vody. Pokud je tato masa rychle zastavena ventilem, může dojít k vážnému poškození potrubí a dalších prvků.

Kapaliny se řídí několika základními zákony. Ty popisují jejich chování a díky pochopení těchto zákonitostí je možné do určité míry (a za určitých předpokladů zjednodušujících výpočet) předvídat chování kapalin a tím i předcházet možným škodám.

Zákony mechaniky se vztahují k systému, který je definován jako určité množství hmoty. Vše mimo tento systém je označováno jako okolí a to je od systému odděleno hranicí. Tyto zákony říkají, co se stane, jestliže dojde k interakci systému s okolím. V této kapitole jsem čerpal ze zdrojů [14], [15], [28], [31] a [17].

Rovnice v mechanice pevných látek sledují tyto systémy. V mechanice tekutin je ale sledována oblast, kontrolní objem (KO), kterým systémy látek proudí. Rovnice je tedy nutné převést na tvar, ve kterém se vztahují ke KO. Jednou z metod, jak lze rovnice převést je pomocí Reynoldsova transportního teorému.

Reynoldsovův transportní teorém

Uvádí do souvislosti časovou derivaci vlastnosti systému s rychlostí změny této vlastnosti v dané oblasti.

Pro libovolnou vlastnost tekutiny B (hmotnost, hybnost) a pro $\beta = dB/dm$ (množství B na jednotku hmoty tekutiny - intenzivní vlastnost), je celkové množství B v KO

$$B = \int_V \beta dm = \int_V \beta \rho dV \quad \beta = \frac{dB}{dm} \quad (2.1)$$

kde V je libovolně zvolený objem o stálé pozici a tvaru a ρ je hustota kapaliny. Protože při nestacionárním proudění je hustota kapaliny proměnná, je součástí integrálu [31]. V nepohyblivém KO dochází ke změně B :

- uvnitř KO časovou změnou B a tím i změnou její intenzivní veličiny β : $\int_V \frac{\partial}{\partial t}(\beta\rho) dV$, přičemž pro deformovatelný KO musí objemový integrál umožnit deformaci v čase - časová derivace v tom případě musí být před integrálem,
- přítokem a odtokem β z KO: $\int_S \beta \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS$, kde $(\vec{v} \cdot \vec{n}) = v_n$ platí pro odtok a $(\vec{v} \cdot \vec{n}) = -v_n$ pro přítok, S je uzavřený povrch zvoleného objemu V a v_n je normálovou složkou \vec{v} k ploše dS .

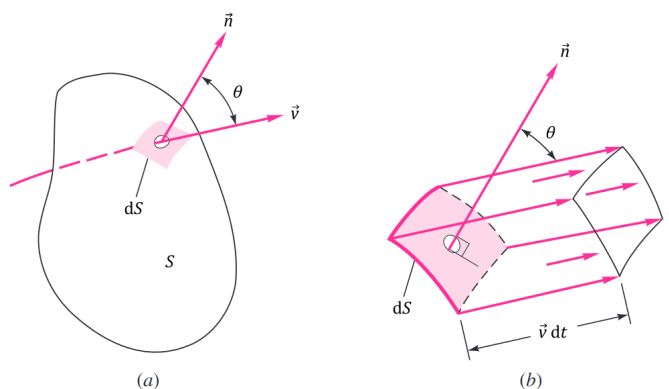
Reynoldsovův transportní teorém je pak ve tvaru

$$\frac{d}{dt} B = \int_V \frac{\partial}{\partial t}(\beta\rho) dV + \int_S \beta \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \quad (2.2)$$

Objemový a hmotnostní tok

Obecnou veličinou popisující proudění kapalin, která se v dalších kapitolách často objevuje, je objemový a hmotnostní průtok.

Oblastí o ploše S v obrázku 2.1a projde kapalina rychlostí \vec{v} , která s normálou \vec{n} k ploše S svírá úhel θ , přičemž normála směřuje ven z plochy.



Obrázek 2.1: Objemový průtok skrz libovolný povrch [31]

Elementární objem kapaliny dV , který projde elementární plochou dS za přírůstek času dt rychlostí \vec{v} je objem znázorněný v obrázku 2.1b.

$$dV = (\vec{v} \cdot \vec{n}) dt dS = |\vec{v}| dt dS \cos \theta \quad (2.3)$$

Integrál z dV/dt je pak celkový objemový průtok Q skrz plochu S za jednotku času (rov. 2.4). Součin $\vec{v} \cdot \vec{n}$ je možné nahradit v_n . Objemový průtok vynásobený hustotou je označován jako hmotnostní průtok Q_m (rov. 2.5) [31].

$$Q = \int_S (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = \int_S v_n dS \quad (2.4)$$

$$Q_m = \int_S \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = \int_S \rho v_n dS \quad (2.5)$$

2.1 Zákon zachování hmoty

První ze zákonů zachování popisujících chování tekutin vede na rovnici kontinua pro zvolený kontrolní objem.

Systém je definován jako fixní množství hmoty, označeno m . To znamená, že hmota systému je zachována a za čas t se nezmění. Podobná zákonitost platí i pro proudění kapalin - v daném kontrolním objemu dV , kterým proudí kapalina, musí být hmotnost konstantní a její změna nulová [28]:

$$m = konst \quad (2.6)$$

nebo

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (2.7)$$

Tyto rovnice jsou ale ideální pro práci v mechanice pevných látek. Použitím 2.2 a dosazením $B = m$ a $\beta = dm/dm = 1$ vznikne zákon zachování hmoty pro nestacionární proudění v integrálním tvaru (rov. 2.8). Úpravou této rovnice za předpokladu určitých integrálů a pro 1D vstupy a výstupy pak vznikne vztah 2.9 [31]:

$$\frac{dm}{dt} = \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_S \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = 0 \quad (2.8)$$

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \sum_i (\rho_i v_{n_i} S_i)_{out} - \sum_i (\rho_i v_{n_i} S_i)_{in} = 0 \quad (2.9)$$

kde index *in* značí přítok, *out* odtok a znaménka plynou z definice normály \vec{n} jako vektoru směřujícího ven z plochy S . Odtok jde souhlasně s normálou, je tedy kladný, přítok záporný.

Další úpravou pro stacionární 1D proudění kde je změna hustoty v čase nulová $\partial \rho / \partial t = 0$, se rovnice dále zjednoduší na tvar rov. 2.10 s ekvivalentním zápisem pomocí hmotnostních toků, jenž lépe znázorňuje význam rovnice (vztah 2.11) [31].

$$\sum_i (\rho_i v_{n_i} S_i)_{in} = \sum_i (\rho_i v_{n_i} S_i)_{out} \quad (2.10)$$

$$\sum_i (Q_{m_i})_{in} = \sum_i (Q_{m_i})_{out} \quad (2.11)$$

Uvažujeme-li elementárně malý objem, objemový integrál ve vztahu 2.8 lze přepsat v diferenciální formě ve tvaru 2.12.

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (2.12)$$

Podobně lze přepsat i hmotnostní toky vstupující a vystupující z elementárního objemu. Vstoupí-li ve směru x do elementárního objemu hmotnostní tok ve tvaru ρv_x , kde v_x je rychlost ve směru x , vystoupí s přírůstkem ve tvaru $\rho v_x + [\partial(\rho v_x)]/\partial x dx$. Analogicky lze vyjádřit i změnu hmotnostních toků ve směru y a z (tab. 2.1), kde v_y je rychlost ve směru y a v_z je rychlost ve směru z . Dosazením těchto vztahů do rov. 2.8 dostaneme rov. 2.13 a úpravou na jednodušší tvar získáme parciální diferenciální rovnici hustoty a rychlosti kapaliny (rov. 2.14) popisující zachování hmoty v elementárním objemu [31].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz + \frac{\partial}{\partial x} (\rho v_x) dx dy dz + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v_y) dx dy dz + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) dx dy dz = 0 \quad (2.13)$$

směr	vstupující hmotnostní tok	vystupující hmotnostní tok
x	$\rho v_x \, dy \, dz$	$[\rho v_x + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) \, dx] \, dy \, dz$
y	$\rho v_y \, dx \, dz$	$[\rho v_y + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y) \, dy] \, dx \, dz$
z	$\rho v_z \, dx \, dy$	$[\rho v_z + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z) \, dz] \, dx \, dy$

Tabulka 2.1: Hmotnostní toky vstupující a vystupující z elementárního objemu

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z) = 0 \quad (2.14)$$

Tento vztah lze dále upravit na jednodušší tvar (rov. 2.15) pomocí divergence - přírůstku veličiny v každém směru, v tomto případě $\rho \vec{v}$ - na diferenciální tvar rovnice kontinuity popisující změnu hustoty v čase a prostoru [31].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.15)$$

2.2 Zákon zachování hybnosti

Druhým základním vztahem pro popis chování látek je zákon zachování hybnosti. V mechanice tekutin je to Eulerova rovnice hydrodynamiky. Ta je vyjádřením silové rovnováhy proudící ideální (neviskózní) kapaliny.

Hybnost kapaliny je definována jako vektorová veličina \vec{p} , která je rovna součinu hmotnosti uvažované kapaliny m a její rychlosti \vec{v} :

$$\vec{p} = m \vec{v} \quad (2.16)$$

Zákon zachování hybnosti lze odvodit několika způsoby z 2. Newtonova zákona 2.17. Ten říká, že působí-li okolí na systém silou \vec{F} , hmota v systému m se začne pohybovat se zrychlením \vec{a} .

$$\vec{F} = m \vec{a} = m \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d}{dt}(m \vec{v}) \quad (2.17)$$

Jeden způsob je pomocí Reynoldsova transportního teorému. Dosazením hybnosti vyjádřené pomocí součinu $m \vec{v}$ do rov. 2.2, kde $\vec{B} = m \vec{v}$ a $\vec{\beta} = d\vec{B}/dm = \vec{v}$ pak vznikne momentová rovnice pro nedeformovatelný KO 2.18. Ta říká, že rychlost změny hybnosti kapaliny se rovná součtu všech sil působících na kapalinu a platí za předpokladu, že rychlost kapaliny \vec{v} je vztažena k inerciálnímu souřadnému systému [31].

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt}(m \vec{v}) = \int_V \frac{\partial}{\partial t}(\vec{v} \rho) \, dV + \int_S \vec{v} \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) \, dS \quad (2.18)$$

kde $\sum \vec{F}$ je vektorový součet všech sil: povrchových \vec{F}_{pov} a objemových \vec{F}_m působících na KO. Objemové síly nepotřebují kontakt pro přenos, jedná se tedy např. o sílu gravitační a elektromagnetickou. Povrchové síly jsou tlaková, od povrchového napětí a viskózní.

První integrál zde představuje časovou změnu hybnosti a tím i změnu její intenzivní veličiny \vec{v} v KO. Druhý integrál představuje změnu hybnostního toku skrze kontrolní povrch

[15]. Při zjednodušení pro 1D vstupy a výstupy do KO analogicky jako v rov. 2.9 vznikne vztah 2.19:

$$\sum \vec{F} = \sum (\vec{F}_{pov} + \vec{F}_m) = \int_V \frac{\partial}{\partial t} (\vec{v}\rho) dV + \sum_i (Q_{m_i} v_i)_{out} - \sum_i (Q_{m_i} v_i)_{in} \quad (2.19)$$

Další, častější možnost odvození zákona zachování hybnosti za předpokladu neviskózní kapaliny vede na Eulerovu rovnici hydrodynamiky.

Pro elementární objem kapaliny o objemu dV a hmotnosti dm pohybujícím se v prostoru (odvození pro pohyb ve směru x , analogicky pak pro y a z) platí, že v místě x působí na objem dV tlak p . V tomto místě působí síla F_x na (levou) stranu elementárního objemu dS_{yz} (rov. 2.20). Protože tlak není při proudění konstantní, na objem o délce dx působí v místě $x + dx$ síla na (pravou) stranu dS_{yz} podle rov. 2.21 [17].

$$F_x = p dS_{yz} \quad (2.20)$$

$$dF_{x+dx} = (p + dp_x) dS_{yz} \quad (2.21)$$

Pro tlakový gradient $\partial p / \partial x$ je změna tlaku dp_x v závislosti na vzdálenosti x ve tvaru:

$$dp_x = \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (2.22)$$

Síly F_x a F_{x+dx} působí z opačných stran, takže celková tlaková síla ve směru x F_{px} za použití vztahů 2.20, 2.21 a 2.22 je:

$$F_{px} = F_x - F_{x+dx} = p dS_{yz} - (p + \frac{\partial p}{\partial x} dx) dS_{yz} = -\frac{\partial p}{\partial x} dV \quad (2.23)$$

kde $dV = dx dS_{yz}$. Záporné znaménko znamená, že s kladným tlakovým gradientem ve směru x působí tlaková síla v opačném směru, protože se tlak podél elementárního objemu zvětšuje [17]. Analogicky pro směry y a z :

$$F_{py} = -\frac{\partial p}{\partial y} dV \quad (2.24)$$

$$F_{pz} = -\frac{\partial p}{\partial z} dV \quad (2.25)$$

Výrazy F_{px} , F_{py} a F_{pz} lze také napsat ekvivalentně pomocí tlakového gradientu vyjadřujícího změnu tlaku v prostoru:

$$\vec{F}_p = -\text{grad } p dV \quad (2.26)$$

Znaménko mínus zde znamená, že tlaková síla působí na elementární objem proti směru tlakového gradientu, začne se tedy pohybovat ve směru snižujícího se tlaku, pokud nepůsobí žádné další síly [17].

Kvůli předpokladu neviskózní kapaliny a pro zjednodušení při uvažování působení jen gravitační síly, jsou všechny síly působící na elementární objem tlaková a gravitační (rov. 2.27). Dosazením takto vyjádřených sil a rov. 2.26 do druhého Newtonova zákona 2.28 a vyjádřením zrychlení vznikne rov. 2.29 [17].

$$\vec{F} = \vec{F}_g + \vec{F}_p \quad (2.27)$$

$$\vec{F} = \vec{a} dm \quad (2.28)$$

$$\vec{a} = \frac{\vec{F}_g + \vec{F}_p}{dm} = \frac{\vec{F}_g - \text{grad } p dV}{dm} \quad (2.29)$$

kde $dm = \rho dV$, $\vec{F}_g = \vec{g} dm$ a \vec{g} je vektor gravitačního zrychlení. Rovnici lze dále upravit dosazením těchto vztahů podle rov. 2.30.

$$\vec{a} = \frac{\vec{g} dm}{dm} - \frac{\text{grad } p dV}{\rho dV} = \vec{g} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p \quad (2.30)$$

Celkové zrychlení \vec{a} se skládá ze dvou složek. První je změna zrychlení v čase, např. jako důsledek nestacionárního proudění, kde se mění rychlost průtoku v čase - lokální zrychlení a_{lok} . Druhou složkou je změna zrychlení v prostoru - konvektivní zrychlení a_{kon} . Příkladem může být stacionární proudění potrubím, ve kterém se v jednom místě zmenší průřez. Rychlost průtoku je pak větší v zúženém místě i přesto, že celkový průtok je konstantní. Zrychlení se tedy mění v závislosti na pozici i beze změny celkového průtoku [17].

Změna rychlosti částice kapaliny dv po proudnici (myšlená čára, ke které je v každém bodě vektor rychlosti tečnou) v 1D, která je součtem časové změny rychlosti $\partial v / \partial t$ za čas dt a prostorové změny rychlosti $\partial v / \partial s$ na úseku ds , je:

$$dv = \frac{\partial v}{\partial t} dt + \frac{\partial v}{\partial s} ds \quad (2.31)$$

Zrychlení a je změna rychlosti za čas dv/dt :

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} \frac{dt}{dt} + \frac{\partial v}{\partial s} \frac{ds}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial s} v \quad (2.32)$$

kde $\partial v / \partial t$ je lokální zrychlení a_{lok} a $(\partial v / \partial s) v$ je konvektivní zrychlení a_{kon} .

Pro proudění v prostoru je zrychlení ve tvaru rov. 2.33, kde změnu rychlosti v prostoru $\partial \vec{v} / \partial s$ je možné vyjádřit pomocí rychlostního gradientu $\text{grad } \vec{v}$ [17].

$$\vec{a} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial s} \vec{v} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \text{grad } \vec{v} \quad (2.33)$$

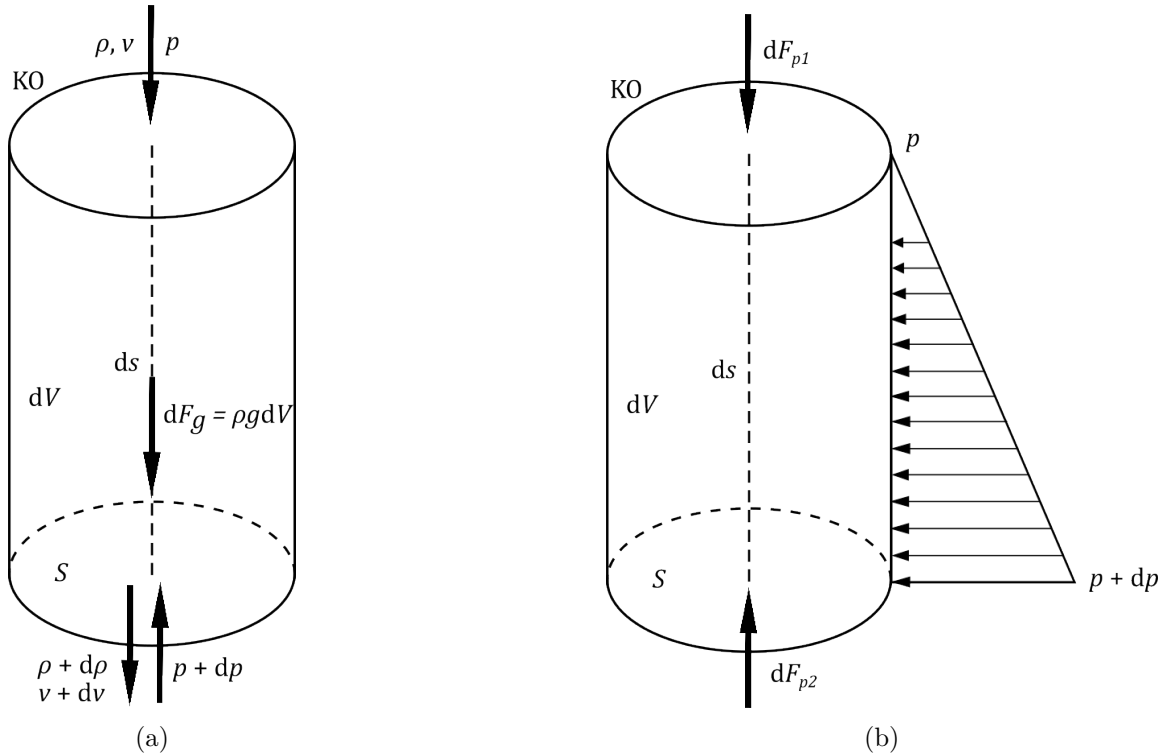
Použitím rovnic 2.33 a 2.30 vznikne za předpokladu neviskózní kapaliny a za působení jen gravitační síly rov. 2.34, Eulerova rovnice hydrodynamiky [17].

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \text{grad } \vec{v} = \vec{g} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p \quad (2.34)$$

2.3 Zákon zachování mechanické energie

Jeden z možných způsobů odvození vychází ze zákona zachování hybnosti. V obrázku 2.2a je znázorněn elementární KO ve tvaru válce s podstavou S a výškou ds . Hustota ρ a rychlost kapaliny v jsou po ds proměnné s elementárními přírůstky $d\rho$ a dv . Tlak p se mění s výškou až na hodnotu $p+dp$, za předpokladu, že v dané výšce je po průřezu tlak konstantní. Dalším předpokladem je neviskózní kapalina. Na kapalinu v KO působí elementární tíhová síla $dF_g = \rho g dV$. Kvůli elementárně malému objemu je znázornění platné i pro tok po proudnici [31].

Rovnice 2.19 zákona zachování hybnosti ve směru toku je zde ve tvaru:



Obrázek 2.2: Veličiny a jejich změny v elementárním KO neviskózní kapaliny, překresleno z [31]

$$\sum dF = \frac{d}{dt}(\rho v dV) + (Q_m v)_{out} - (Q_m v)_{in} = \frac{\partial}{\partial t}(\rho v) S ds + d(Q_m v) \quad (2.35)$$

Kvůli předpokladu neviskózní kapaliny jsou síly působící na kapalinu gravitační a tlaková.

Gravitační síla působící v záporném směru osy z je:

$$dF_g = -\rho g S dz \quad (2.36)$$

kde g je konstanta gravitačního zrychlení [31].

Pro výpočet tlakových sil je pro zjednodušení uvažován výpočet tlaků nad hodnotou tlaku p , protože integrál konstanty přes uzavřenou plochu je nulový. Tlakové síly působící na KO jsou znázorněny v obr. 2.2b, kde na horní podstavu působí tlaková síla $dF_{p1} = 0$. Ve výšce spodní podstavy působí tlak dp , tlaková síla je tedy $dF_{p2} = \int_S dp \vec{n} dS$. Za předpokladu konstantního tlaku působícího v určité výšce a kvůli symetrii je tlaková síla působící na plášť nulová. Výsledná tlaková síla působící na KO je:

$$dF_p = dF_{p1} + dF_{p2} = \int_S dp \vec{n} dS = -S dp \quad (2.37)$$

Protože tlak působí proti směru normály, je síla záporná. Rov. 2.8 zákona zachování hmoty a za použití vztahu 2.5 je v diferenciálním tvaru pro tento KO:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \rho v_n dS = 0 = \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + dQ_m \quad (2.38)$$

kde $dV = S ds$. Dosazením vztahů 2.36 a 2.37 do rov. 2.35 vznikne

$$\sum dF = -\rho g S dz - S dp = \frac{\partial}{\partial t}(\rho v) S ds + d(Q_m v) = \frac{\partial \rho}{\partial t} v S ds + \frac{\partial v}{\partial t} \rho S ds + Q_m dv + v dQ_m \quad (2.39)$$

Součet výrazů $v dQ_m$ a $(\partial \rho / \partial t) v S ds$ je vzhledem k rov. 2.38 nulový. Součin $Q_m dv$ lze nahradit $\rho S v dv$:

$$-\rho g S dz - S dp = \frac{\partial v}{\partial t} \rho S ds + \rho S v dv \quad (2.40)$$

Po vydělení rovnice ρS a úpravě pořadí výrazů vznikne rov. 2.41 - Bernoulliho rovnice pro nestacionární a neviskózní proudění po proudnici [31].

$$\frac{\partial v}{\partial t} ds + \frac{dp}{\rho} + v dv + g dz = 0 \quad (2.41)$$

Integrací mezi 2 libovolnými body ležícími na stejné proudnici vznikne:

$$\int_1^2 \frac{\partial v}{\partial t} ds + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1) = 0 \quad (2.42)$$

Zjednodušením pro stacionární proudění, kde $\partial v / \partial t = 0$ a nestlačitelnou kapalinu $\rho = \text{konst}$ vznikne rov. 2.43, nebo ve více známém tvaru rov. 2.44 - Bernoulliho rovnice pro stacionární proudění neviskózní a nestlačitelné kapaliny po stejné proudnici.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1) = 0 \quad (2.43)$$

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 = \text{konst} \quad (2.44)$$

Kapitola 3

Vodní ráz

Vodní ráz je nestacionární proudění stlačitelné kapaliny v pružném potrubí. Je to následek změny rychlosti kapaliny v systému, vyvolané rychlou změnou průtoku, většinou uzávěrem. Podle toho, jak rychle ke změně průtoku došlo, je rozlišován totální a částečný vodní ráz, blíže popsán v kap. 3.4. Pohybující se kapalina je v tomto místě zastavena, kapalina před tímto místem se ale stále pohybuje. Pohybující se kapalina tu před sebou tedy tlačí a dojde ke vzrůstu tlaku. Tato tlaková špička se šíří zpět potrubím jako přetlaková rázová vlna. Krátce po ní ale následuje i podtlaková rázová vlna, protože stlačený vodní sloupec se 'odpruží' a začne téct zpět. Před místem, kde došlo ke změně průtoku tedy začne vznikat podtlak. Šíření tlakové (rázové) vlny je popsáno v kap. 3.3. V této kapitole jsem čerpal ze zdrojů [23], [28], [27] a [20].

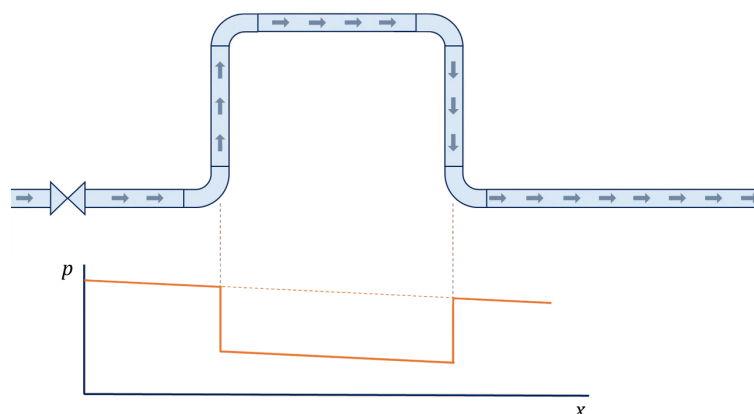
Mezi časté příčiny vzniku vodního rázu patří:

- Prudký start čerpadla může způsobit sražení čerpané a stojící vody v potrubí, což má za následek vysoký tlak v místě střetu.
- Otevírání a zavírání ventilu v potrubí, blíže popsáno v kap. 3.4.
- Pokles tlaku pod úroveň sytých par v místech, kde potrubí musí jít přes vyvýšení (obr. 3.1). To způsobí oddělení vodního sloupce, jenž v moment opětovného sražení způsobí tlakovou špičku.
- Náhlá změna průtoku způsobená výpadkem proudu čerpadla.

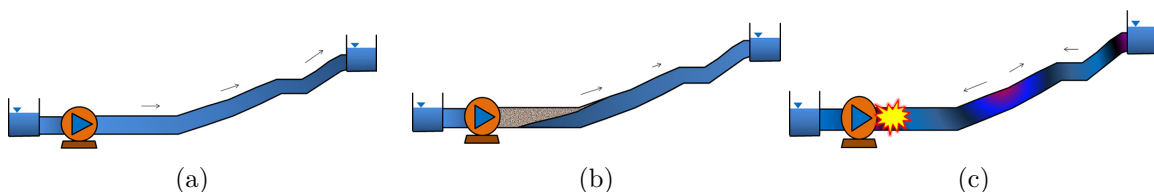
V obr. 3.2a je znázorněno schéma potrubí s pracujícím čerpadlem. V obr. 3.2b došlo k výpadku proudu, čerpadlo se zastavilo a vodu již nečerpá, ale voda za čerpadlem se stále setrvačností pohybuje dále, za čerpadlem tedy dojde k podtlaku, jenž může dosáhnout až hodnoty tlaku sytých par. Dojde tedy k vytvoření dutiny, kde při opětovném sražení vodního sloupce (obr. 3.2c) dojde k vodnímu rázu. Protože je ale voda blíže k dutině přitahována zpět k čerpadlu, zatímco voda dále v potrubí stále pokračuje setrvačností dále, vytvoří se další místo s podtlakem.

- Použitý typ uzávěru - některé typy změny průtok až ke konci uzavírání potrubí, doba uzavření T_s (blíže popsána v kap. 3.4) je tedy kratší, než se na první pohled zdá [20].

Důležité veličiny pro popis tohoto jevu jsou stlačitelnost kapaliny umožňující přenos tlakového signálu a s tím související rychlost zvuku v kapalině.



Obrázek 3.1: Znázornění průběhu tlaku v potrubí v místě s vyvýšením, snižující se trend tlaku znázorňuje ztráty v potrubí [12]



Obrázek 3.2: Vodní ráz způsobený výpadkem proudu čerpadla [13]

3.1 Stlačitelnost kapalin

Stlačitelnost kapalin popisuje změnu objemu tekutiny v závislosti na změně tlaku při konstantní teplotě. Tato závislost je popsána součinitelem objemové stlačitelnosti δ podle vztahu 3.1. Zároveň s tím se podle zákona zachování hmoty mění i hustota podle rov. 3.2.

$$\delta = -\frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial p} = -\frac{1}{V_0} \frac{V_1 - V_0}{p_1 - p_0} \approx \frac{\Delta V}{V \Delta p} \quad (3.1)$$

$$\rho_1 = \frac{m}{V_1} = \frac{\rho_0 V_0}{V_0 [1 - \delta(p_1 - p_0)]} = \frac{\rho_0}{1 - \delta(p_1 - p_0)} \quad (3.2)$$

Převrácenou hodnotou δ je modul objemové pružnosti kapaliny $K = 1/\delta$ používaný ve výpočtu rychlosti zvuku v kapalině [28].

$$K = \frac{1}{\delta} = \frac{V \Delta p}{\Delta V} \quad (3.3)$$

V tab. 3.1 jsou uvedeny hodnoty K vybraných druhů kapalin.

3.2 Rychlost zvuku v kapalině

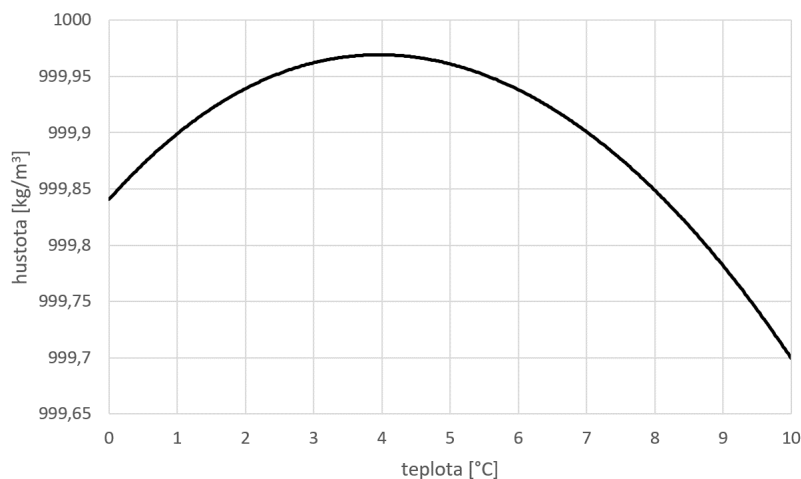
Rychlost zvuku v kapalině je rychlost šíření tlakové vlny v kapalině. Pro teoretickou rychlost zvuku v neomezeném prostředí jedné fáze a_t za konstantní entropie (při vratných dějích) platí výpočet podle vztahu:

kapalina	K
voda	2,1 GPa
mořská voda	2,3 GPa
benzín	1 - 1,5 GPa
petrolej	1,3 GPa
alkohol	1,1 GPa

Tabulka 3.1: Hodnoty modulu objemové pružnosti K pro vybrané kapaliny [9]

$$a_t = \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}} \quad (3.4)$$

kde vyšší hustota ρ snižuje rychlost zvuku, protože tlaková vlna se musí přenášet přes více částic, aby dosáhla určité vzdálenosti. Proto i změna hustoty kapaliny vyvolaná změnou teploty má vliv na rychlost zvuku. Z tohoto hlediska může být v některých případech důležitá anomálie vody, která má nejvyšší hustotu při 4°C (obr. 3.3).



Obrázek 3.3: Anomálie vody - změna hustoty vody při nízkých teplotách při 100 kPa [16]

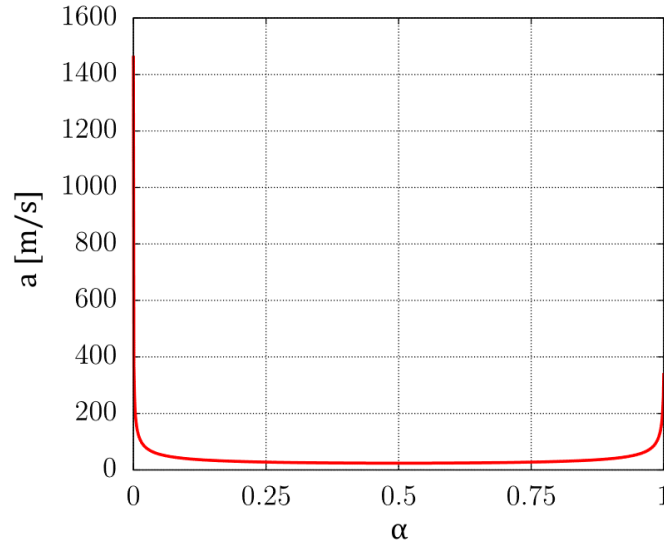
Vyšší modul objemové pružnosti K znamená, že je potřeba více tlaku na stlačení materiálu. Protože rychlost zvuku je rychlost šíření tlakové vlny, v materiálu s vyšším K je šíření tlakové vlny jednodušší a tedy rychlejší.

Skutečná rychlost zvuku v kapalině a je vždy menší než teoretická $a = ka_t$, kde $k < 1$ a závisí na mnoha faktorech, mezi ty hlavní patří:

- jedná-li se o kapalinu jedné fáze, nebo směs např. kapaliny a vzduchu

Ve vodě se běžně nachází malé procento vzduchu, což má velký vliv na rychlost zvuku (obr. 3.4, kde α je objemový zlomek vzduchu ve vodě). Při změně z 0 % na 1 % objemového zlomku vzduchu ve vodě se sníží rychlost zvuku z přibližně 1500 m/s na 200 m/s.

Směs může vzniknout i při kavitaci způsobené poklesem tlaku pod úroveň tlaku sytých par pro danou teplotu kapaliny, nebo v parovodu, kde dojde k poklesu tlaku a zkondenzuje voda.



Obrázek 3.4: Rychlost zvuku ve směsi vody a vzduchu [22]

- způsob ohraničení prostředí s kapalinou - proudění v potrubí, nebo v neomezeném prostředí
- průměr, tloušťka stěny, materiál a způsob uložení potrubí

Pro tenkostěnné potrubí (kde poměr $D/b > 10$) volně položené na terénu je k podle vztahu 3.5 a pro tlustostěnné potrubí podle vztahu 3.6.

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{KD}{Eb}}} \quad (3.5)$$

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2K(D^2+d^2)}{E(D^2-d^2)}}} \quad (3.6)$$

kde D je vnější průměr, d vnitřní průměr, E je modul pružnosti materiálu potrubí a b je tloušťka stěny [28]. Pro zahrnutí vlivu uložení (zde jen pro tenkostěnné potrubí) se používá konstanta ψ podle vztahu:

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{KD\psi}{Eb}}} \quad (3.7)$$

Některé hodnoty ψ jsou uvedené v tab. 3.2, kde μ je Poissonovo číslo, jež je vlastností materiálu potrubí.

způsob ukotvení	ψ
bez ukotvení	1
s ukotveným horním koncem	$1 - 0,5\mu$
ukotveno po celé délce	$1 - \mu^2$

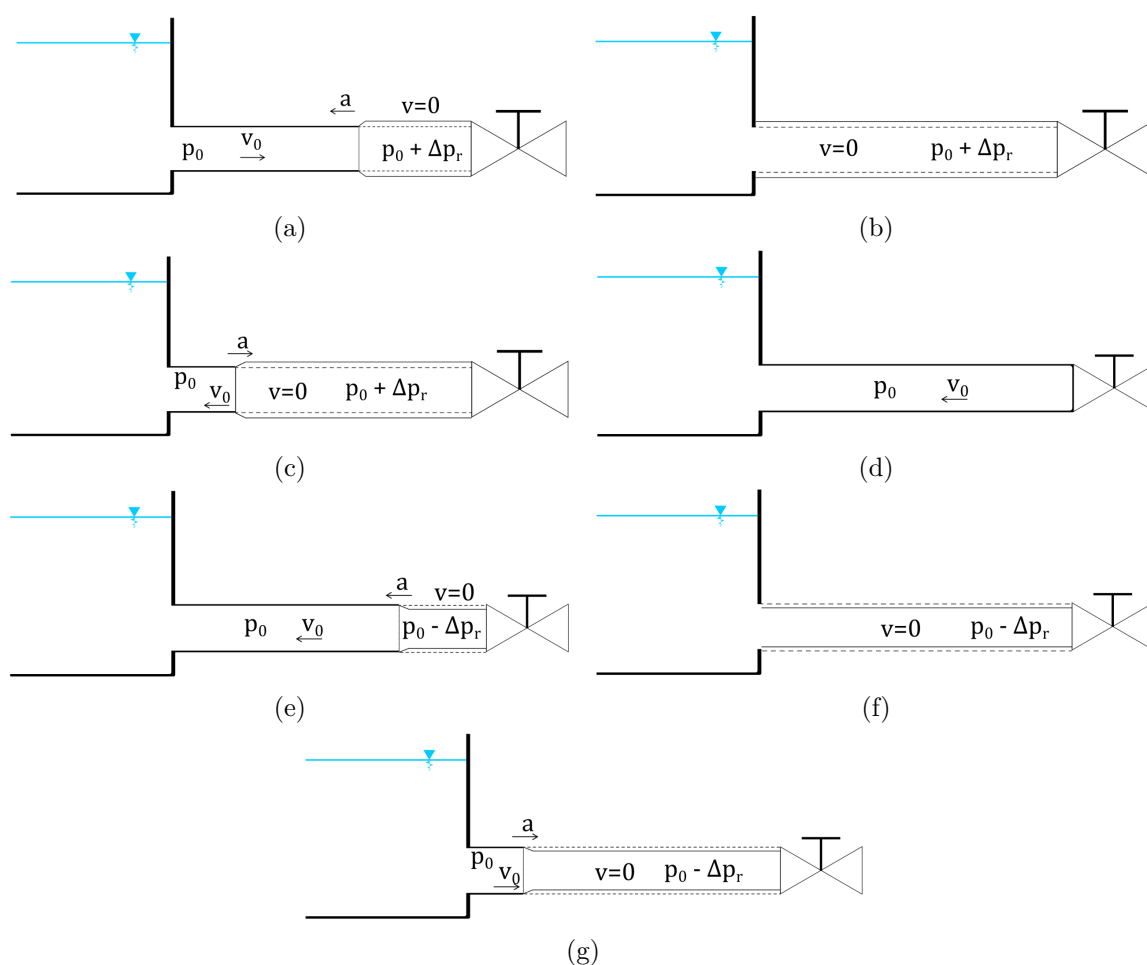
Tabulka 3.2: Hodnoty ψ pro různé způsoby ukotvení tenkostěnného potrubí [24]

3.3 Šíření rázové vlny

Z definice rychlosti zvuku platí, že jakýkoliv tlakový impuls se v kapalině šíří rychlostí zvuku, tedy i přetlaková a podtlaková vlna.

Při změně průtoku kapaliny potrubím dojde k periodicky opakujícímu se ději (se snižující se intenzitou kvůli ztrátám) znázorněnému v obr. 3.5, kde p_0 , v_0 jsou výchozí tlak a rychlost proudící kapaliny, a je rychlost zvuku a Δp_r je změna tlaku způsobená náhlým uzavřením uzávěru [29].

Po uzavření potrubí narazí na uzávěr první částice vody. Ztratí svou hybnost v důsledku čehož naroste v tomto místě tlak o $+\Delta p_r$. Tato změna hybnosti probíhá od uzavěru zpět směrem k nádrži rychlostí zvuku. Místo této změny je označováno jako čelo rázové vlny. Kapalina ve zbytku potrubí se však stále setrvačností pohybuje rychlostí v_0 k uzavěru (obr. 3.5a).



Obrázek 3.5: Šíření rázových vln

V obr. 3.5b je voda v celé délce potrubí zastavena, čelo rázové vlny dospělo k nádrži a v důsledku ztráty hybnosti je v celém potrubí přetlak $p_0 + \Delta p_r$.

Kvůli přetlaku a stlačitelnosti vody je v potrubí více vody, než za normálních okolností. Jako stlačená pružina se tento sloupec vody odpruží a od konce potrubí začne voda proudit zpět do nádrže, čímž se v potrubí začne vyrovnávat tlak na původní hodnotu. Proudící voda

tedy získá rychlost $\partial\vec{v}/\partial t$ směrem k nádrži na úkor tlaku, jenž se vyrovná na původní hodnotu p_0 . Čelo rázové vlny se odrazí od nádrže a pohybuje se rychlostí zvuku zpět k uzávěru (obr. 3.5c).

V obr. 3.5d čelo rázově vlny dospělo zpět k uzávěru. V celém potrubí je výchozí tlak p_0 , ale voda se pohybuje směrem k nádrži [29]. V důsledku toho vznikne před uzávěrem podtlak $p_0 - \Delta p_r$, což způsobí ztrátu hybnosti. V části s podtlakem má tedy kapalina nulovou rychlost. Čelo podtlakové vlny se šíří potrubím k nádrži (obr. 3.5e).

V obr. 3.5f je v celém potrubí podtlak a voda se začíná pohybovat z nádrže zpět do potrubí. Podtlaková vlna se odrazí od nádrže a šíří se rychlostí zvuku zpět k uzávěru. V momentě, kdy tam dorazí, je v celém potrubí znovu výchozí tlak p_0 a voda v potrubí se pohybuje rychlostí v_0 směrem k uzávěru, což je stejná situace jako před uzavřením uzávěru.

Tento děj se periodicky opakuje se sníženou intenzitou kvůli ztrátám dokud se naakumulovaná energie nerozptýlí. Takto způsobené tlakové oscilace pak působí na elementy v potrubní síti. To může způsobit poškození jak z hlediska přetlaku - prasknutí potrubí kvůli nedostatečnému pevnostnímu návrhu, tak i kvůli podtlaku - zhroucení potrubí [29].

3.4 Totální a částečný vodní ráz

V závislosti na tom, jak rychle došlo k uzavření uzávěru v potrubním systému, je rozlišován totální a částečný vodní ráz. K totálnímu vodnímu rázu dojde v případě, kdy doba uzavření T_s (doba, za kterou dojde ke změně průtoku) je kratší nebo rovna době běhu rázové vlny T_r , což je doba, za kterou rázová vlna dorazí od uzávěru k nádrži a zpět. Protože tlakové rozruchy se v kapalině šíří rychlostí zvuku a , je tato doba $T_r = 2L/a$, kde L je délka potrubí. V tomto případě se veškerá kinetická energie kapaliny přemění na energii deformační a dojde k největšímu nárůstu tlaku.

K částečnému vodnímu rázu dojde, je-li $T_s > T_r$. Přeměna kinetické na deformační energii pak není tak náhlá a dojde k menšímu nárůstu tlaku. V této kapitole jsem čerpal ze zdrojů [27], [25] a [28].

Pro výpočet maximálního nárůstu tlaku při vodním rázu je používán Žukovského vztah, vycházející z přeměny kinetické energie na deformační.

Kinetická energie E_k proudící vody je:

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}\rho Vv^2 \quad (3.8)$$

Při totálním vodním rázu je celá kinetická energie přeměněna na deformační energii E_d stlačením vodního válce o délku Δx , kde sílu F lze vyjádřit pomocí nárůstu tlaku jako $F = S\Delta p$.

$$E_d = \frac{1}{2}F\Delta x = \frac{1}{2}S\Delta x\Delta p = \frac{1}{2}\Delta V\Delta p \quad (3.9)$$

Rovnice 3.8 a 3.9 jsou v rovnosti:

$$E_k = E_d \quad (3.10)$$

$$\frac{1}{2}\rho Vv^2 = \frac{1}{2}\Delta p\Delta V \quad (3.11)$$

Vyjádřením změny tlaku z této rovnice a nahrazením $V/\Delta V = K/\Delta p$ z rov. 3.3 vznikne rov. 3.12.

$$\Delta p = \frac{\rho v^2 V}{\Delta V} = \rho v^2 \frac{K}{\Delta p} \quad (3.12)$$

$$\Delta p = \sqrt{\rho v^2 K} \quad (3.13)$$

Dosazením vztahu pro výpočet teoretické rychlosti zvuku 3.4 lze vztah upravit na rov. 3.14 vyjadřující maximální teoretický nárůst tlaku při totálním vodním rázu.

$$\Delta p = \sqrt{\rho^2 v^2 \frac{K}{\rho}} = \rho v a_t \quad (3.14)$$

Pro zjištění skutečného nárůstu tlaku je třeba uvažovat skutečnou rychlost zvuku v médiu $a = ka_t$ [25], [28].

Kapitola 4

Ochrany před vodním rázem

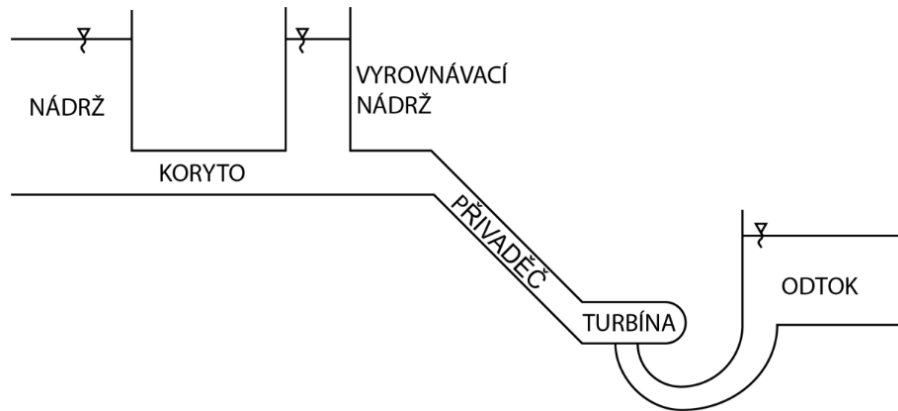
Existuje řada různých ochran před vodním rázem, jejichž správný výběr a použití umožní dostatečné zabezpečení potrubního systému za použití co nejnižších finančních prostředků. Ochrany se instalují co nejbližší zdroji vodního rázu, aby zachytily rázové vlny předtím, než poničí důležité součásti instalované na potrubní síti i samotné potrubí. Součástí toho je i vhodný návrh potrubí (volba materiálu, tloušťky stěn) a doby uzavírání ventilů T_s . V některých případech může být výhodnější vést potrubí tunelem skrz překážku, než jít okolo, či přes. Ekonomičnost návrhu pak závisí na vhodné kombinaci návrhu a použitých ochranných prvků [30].

Některé důležité faktory, které je nutné uvažovat při výběru vhodných ochranných prvků z hlediska vodního rázu jsou zmíněné v předchozí kapitole. Zejména tedy jaké médium je transportováno potrubím (jak z hlediska rychlosti zvuku v médiu, tak i kvůli možnému úniku, jedná-li se o nebezpečnou chemikálii, což zvýší nároky na bezpečnost systému), faktory ovlivňující rychlost zvuku v kapalině a typ použitého uzavěru (většina má nelineární závislost uzavření a průtoku). Při nevhodném použití je ale možné způsobit více škody než užítku. V této kapitole jsem čerpal ze zdrojů [27], [11], [21] a [10]. Kromě ochran zmíněných v této kapitole se používají např. i zpětné (zabraňující zpětnému toku) a zátkové ventily.

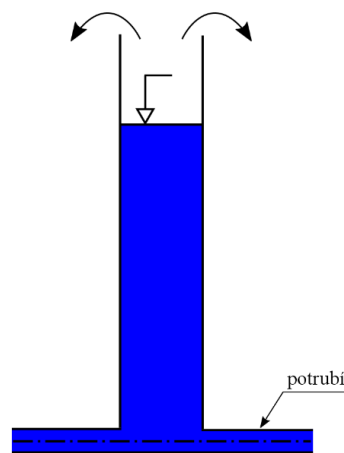
4.1 Vyrovnávací nádrž

Vyrovnávací nádrž je otevřená nádrž napojená na potrubní systém, jenž pohltí energii vodního rázu přeměnou na potenciální energii vodního sloupce. Rázová vlna tak nenechá na důležité prvky dále v potrubní síti. Je to (ve výchozím stavu) z části naplněná nádrž, proto je schopná vyrovnat přetlak i podtlak v potrubí. Používá se pro vyrovnání velkých změn tlaků např. u vodních elektráren. Nevýhodou je vysoká cena. Schéma je znázorněno v obr. 4.1.

V případě nedostatečného návrhu nádrží přeteče. Dojde tedy ke krátkým, intenzivním spádům vody schopným erodovat půdu a poškodit případné vybavení v blízkém okolí. V odlehklých oblastech může ale právě toto řešení být tím nejvýhodnějším (4.2). Výška této nádrže je navržena tak, aby dovolila nárůst tlaku v potrubí jen do určité hodnoty odpovídající výšce přepadu.



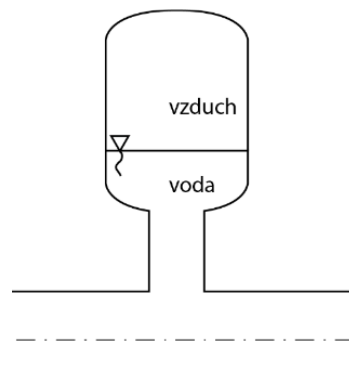
Obrázek 4.1: Schéma systému s vyrovnávací nádrží [27]



Obrázek 4.2: Výtok přepadem [21]

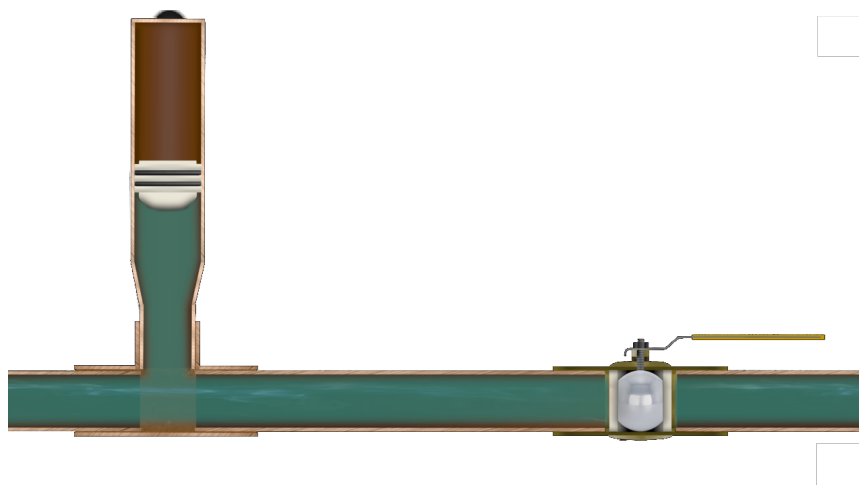
4.2 Vzdušník

Vzdušník, někdy známý jako větrník, je nádoba se stlačeným vzduchem (obr. 4.3). Vzduch v nádobě se v reakci na změnu tlaku v potrubním systému stlačuje a expanduje, čímž se absorbuje deformační energie způsobená vodním rázem.



Obrázek 4.3: Schéma vzdušníku [27]

Protože je možné zapojit několik vzdušníků paralelně, je vhodný i pro systémy, u kterých se očekává další růst - nové jsou přidány k již existujícím. Vzdušníky větších rozměrů je možné připojit v horizontální poloze. Nevýhodou je nutnost doplňování stlačeného vzduchu pro udržení funkčnosti. Pokud toto není dodrženo, celý vzdušník se vyplní stojatou vodou, protože vzduch ve vzdušníku se za vysokého tlaku postupně vstřebává do vody a přestane plnit funkci protirázové ochrany, což se také může stát rizikovým místem pro růst bakterií. Proto se nyní spíše používají tzv. tlumiče vodních rázů (obr. 4.4), které fungují na stejném principu, mají ale oddělený vzduchový polštář od vodního sloupce pomocí těsněného pístu.



Obrázek 4.4: Tlumič vodního rázu [18]

4.3 Zavzdušňovací a odvzdušňovací ventily

Tyto typy ventilů zajišťují výměnu plynů v potrubí. Bez nich se kvůli vzduchovým bublinám sníží kapacita potrubí o 5 % až 10 %. Ty se mohou nahromadit na povrchu potrubí jako pozůstatky z napouštění potrubí, kvůli prasklinám v potrubí nebo vadnému těsnění. Vzduch se z vody uvolní také vlivem změny teploty či tlaku. V potrubí dopravujícím odpadní vodu dochází k chemickým reakcím a rozkladu, což má za následek uvolnění plynů (metan) [4].

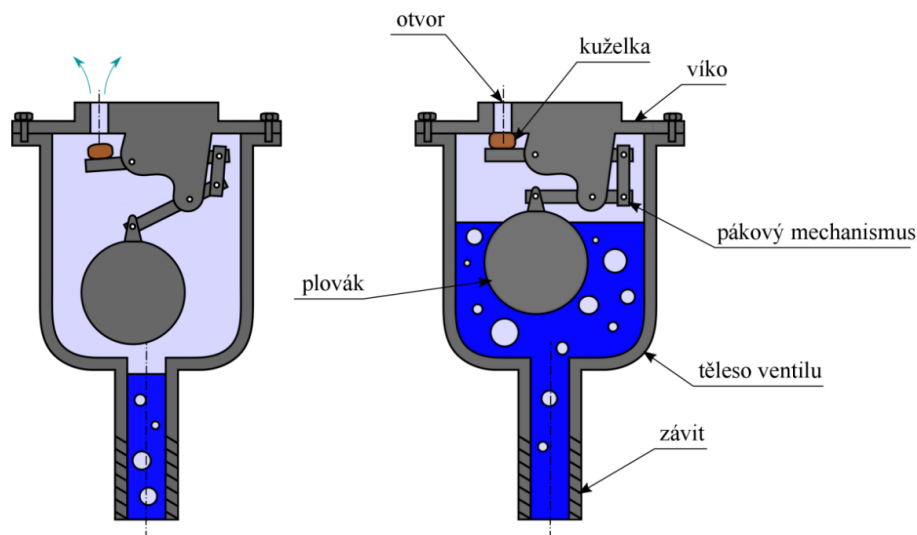
To způsobí větší namáhání turbíny kvůli větším ztrátám. Používají se i kombinované ventily. Inspiroval jsem se zdroji [5], [21], [32], [3] a [27].

Zavzdušňovací a odvzdušňovací ventily se dělí podle několika kritérií:

- světlosti potrubí, na které jsou připojeny
- objemu vzduchu, se kterým jsou schopné pracovat
- typu média dopravovaného v potrubí vyžadující specifické úpravy - pitná voda, znečištěná voda, toxické chemikálie, ropné produkty
- materiálu ventilu podle očekávané zátěže - běžně používané jsou litina a mosaz, méně namáhané ventily jsou z plastu, více namáhané z nerezové oceli
- typu mechanismu - plovákové, s pružinovým mechanismem, s pružnou membránou

Odvzdušňovací ventil

Používá se k odvodu přebytečného vzduchu z potrubí. Při nahromadění vzduchu v komoře ventilu poklesne hladina a s ní i plovák, který je pákovým mechanismem spojený s uzávěrem. Ten se otevře a umožní odpuštění přebytečného vzduchu (obr. 4.5).

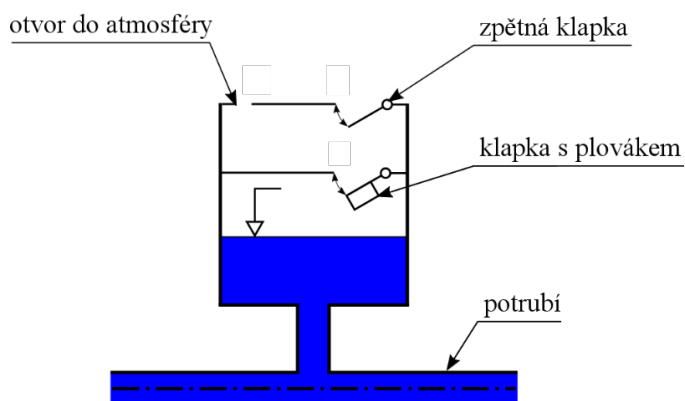


Obrázek 4.5: Schéma odvzdušňovacího ventilu [21]

Ventil také umožňuje odvzdušnění při napouštění potrubí. Nevýhodou je náchylnost pohyblivých částí k opotřebení a možnost zanesení ventilu v případě potrubí vedoucího médium s větší koncentrací nečistot, např. odpadní vody [21], [3].

Zavzdušňovací ventil

Nebezpečím vzniklým kvůli podtlaku v potrubí zabraňuje zavzdušňovací ventil. Schéma je znázorněno v obr. 4.6.



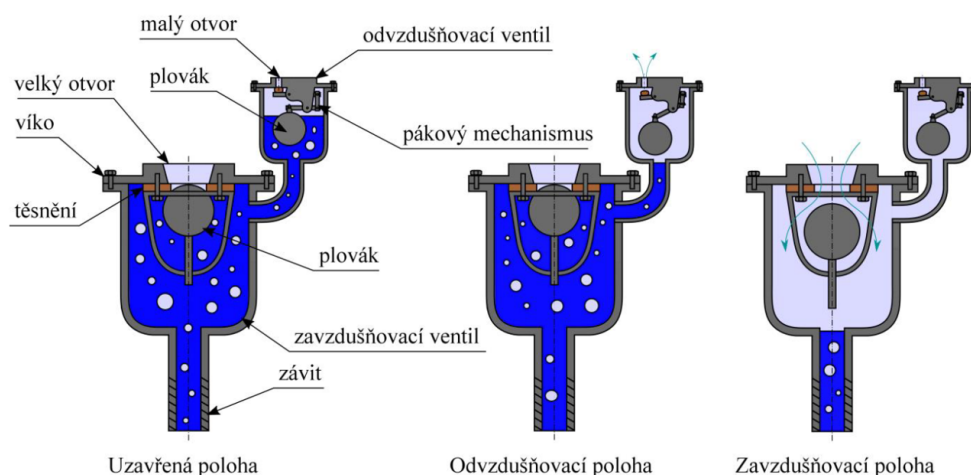
Obrázek 4.6: Schéma zavzdušňovacího ventilu [21]

Za normálních provozních tlaků je komora pod klapkou s plovákem vyplněna vodou, zpětná klapka je volně otevřená a v komoře pod ní je atmosférický tlak. Pokud v potrubí nastane podtlak, hladina v komoře klesne a spolu s ní se otevře klapka s plovákem, což

umožní nasátí vzduchu pro vyrovnání tlaků. V případě přetlaku se nejdříve uzavře zpětná klapka (celý ventil pak začne fungovat částečně i jako vzdušník, pokud má větší objem), hladina vody vystoupá až ke klapce s plovákem, kterou tím zavře. Přetlak v komoře pod zpětnou klapkou se postupně vyrovná pomocí otvoru v levé části. Ventil také slouží pro vypouštění vzduchu při plnění potrubí.

Kombinovaný ventil

Kombinovaný ventil plní funkci odvzdušňovacího i zavzdušňovacího ventilu zároveň. V obrázku 4.7 je znázorněno schéma dvoukomorového provedení. Výhodou je jednodušší údržba, protože komory jsou oddělitelné. Používá se i kompaktnější jednokomorové provedení, které ale má náročnější údržbu.

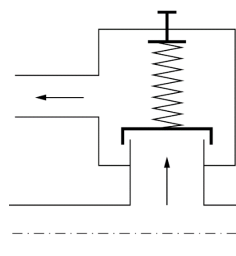


Obrázek 4.7: Schéma kombinovaného ventilu [21]

Při plnění (zavzdušňovací poloha) ventil odvádí vzduch z potrubí oběma otvory. Stoupající hladina nejdříve pomocí plováku uzavře velký zavzdušňovací otvor a následně i malý odvzdušňovací. Nahromadí-li se v komoře ventilu vzduch (odvzdušňovací poloha) malý otvor se otevře a umožní jej odvést [21].

4.4 Pojistný ventil

Pojistný ventil (také přetlakový ventil) je jednoduché zařízení fungující na principu stlačení pružiny. Schéma je znázorněno v obr. 4.8.



Obrázek 4.8: Schéma pojistného ventilu [27]

Na uzavírací těleso ve ventilu působí z jedné strany tlak v potrubí a z druhé pružina. Pokud tlak v potrubí naroste nad určitou hranici danou tuhostí pružiny, stlačí ji. Tím se otevře ventil a umožní se odtok vody z potrubí dokud tlak dostatečně nepoklesne. Pružina pak ventil znovu uzavře. Protože se ale ventil uzavírá velmi rychle, mohou se tím způsobit další rázové vlny. Často se proto používají jiné typy ventilů s plynulejším uzavíráním [27], [10].

Kapitola 5

Nehody způsobené vodním rázem

Poškození potrubního systému vodním rázem nemusí nutně vést ke kolapsu potrubní sítě, zničení zařízení, nebo mít okamžité následky. Např. potrubí dopravující pitnou vodu je natlakované nad hranici nutnou pro dopravu vody. Objevili-li se v potrubí prasklina, přetlak v potrubí nedovolí proniknutí nečistot do potrubí, klesne ale tlak. Při větším poklesu tlaku ke znečištění již dojít může. V této kapitole jsem vycházel ze zdrojů [30], [19], [8], [1], [2] a [26].

5.1 Nehoda v dolech v jižní Africe

Pro umožnění práce v dolech je třeba z nich pravidelně odvádět nashromážděnou vodu. To se většinou provádí pomocí čerpadel umístěných ve spodních místech dolu, které vodu odvádí na povrch a odtud např. do blízké nádrže.

V tomto případě byla voda odváděna několikastupňovým systémem čerpadel téměř vertikálním potrubním systémem na povrch. Potrubí pak pokračovalo víceméně horizontálně k nádrži. Použité bylo ocelové potrubí s přírubovými spoji, zevnitř potažené bitumenem ("*plastický tmel na bázi asfaltu určený k profesionální aplikaci pro lepení a těsnění s přilnavostí i na vlhké podklady*" [7]). Čerpadla byla vybavena zpětnými ventily a potrubí bylo navrženo tak, aby vydrželo jak vysoké rázové tlaky, tak i vakuum. Čerpadla pracovala přerušovaně. Při nahromadění určitého množství vody se spustila a vodu odčerpala. Poté se vypnula a znovu se spustila, až voda v dolech znovu dosáhla určité výšky. Navržena byla na daleko větší množství prosakované vody, než se kterým běžně pracovala.

Systém pracoval bez poruch několik let. Poté, v důsledku výpadku jedné z pump, vodní ráz roztrhl horizontální část potrubí vedenou po povrchu. Trhlina vedla axiálně po horní straně potrubí. Zajímavé bylo, že při prohlídce potrubí v místě trhliny chyběl v horní části potrubí ochranný potah z bitumenu. Podle záznamů byl potah proveden správně a nová chemická analýza vody potvrdila, že složení bylo obvyklé. Práce čerpadel také nebyla změněna, nebyl tedy důvod pro nečekané tlaky v potrubí.

Příčinu nehody odhalili až mikrobiologové studující důlní vodu. Ukázalo se, že mikroorganismy žijící v tamní vodě měly bitumen jako potravu. Během přerušení provozu čerpadel se přesunuly k horní části potrubí a bitumenový potah snědly. Ocelové potrubí pak zůstalo bez ochranného potahu a korodovalo. Kvůli tomu se zmenšovala tloušťka potrubí až do té doby, dokud nedokázala ustát pracovní tlaky a došlo k havárii.

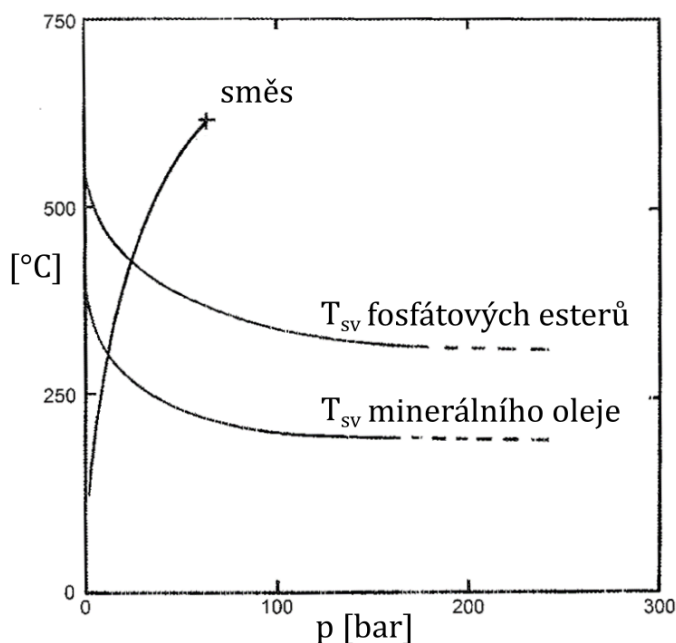
Tato nehoda zdůrazňuje důležitost zvažování rizikových faktorů při návrhu hydraulického systému, nutnost pravidelných revizí a ukazuje, co vše může ovlivnit jeho dlouhodobou životnost [30].

5.2 Přeprava hořlavých tekutin

Jeden z kroků chemického procesu vyžadoval přečerpání těžké, hořlavé, blíže nespecifikované tekutiny mezi nádržemi. Potrubní systém, ve kterém se nehoda stala, měl tyto parametry: sací potrubí o průměru 50 mm a délce 8,5 m bralo tekutinu ze zásobní nádrže k čerpadlu s průtokem 7,5 l/s při výtlačné výšce 30 m. Za čerpadlem následovalo 5,2 m horizontálního potrubí a 7,6 m vertikálního potrubí o průměru 50 mm vedoucímu k zátkovému ventilu. Tento potrubní systém operoval bez podobných nehod 50 let.

V den nehody operátor spustil čerpadlo, které ale za krátkou chvíli vypnula ochrana proti tepelnému přetížení. Operátor čerpadlo spustil znovu a téměř okamžitě došlo k explozi a následnému požáru v místě ventilu. Čepy držící kryt ventilu se kvůli vysokému tlaku přetrhly a zátková ventila byla velmi rychle vystřelena ven. Potrubí bylo také poškozeno.

Vyšetřování nehody odhalilo, že příčin bylo více. Hlavní byl fakt, že při spuštění čerpadla byl zátkový ventil uzavřený. Aby došlo ke spontánní explozi, je nutný mix vzduchu a paliva při vysoké teplotě, v potrubí ale vzduch být neměl. Protože byl ventil při explozi zničen a nebylo možné jej zkontrolovat, předpokládá se, že se vzduch do potrubí dostal kvůli vadnému těsnění. Vysoké teploty dosáhla dutina se vzduchem a parami kvůli stlačení sloupcem tekutiny (podobně jako píst ve válci motoru), kde vodní ráz způsobil nárůst tlaku v dutině. Obrázek 5.1 ukazuje změnu teplot samovznícení T_{sv} dvou hořlavých tekutin při vzrůstajícím tlaku. Křivka směsi pak znázorňuje změnu teploty směsi vzduchu a paliva v dutině za rostoucího tlaku, podobně jako k tomu došlo při této nehodě. Protože křivka směsi se za dosažitelných tlaků dostává nad T_{sv} , k samovolnému vznícení dojít může.



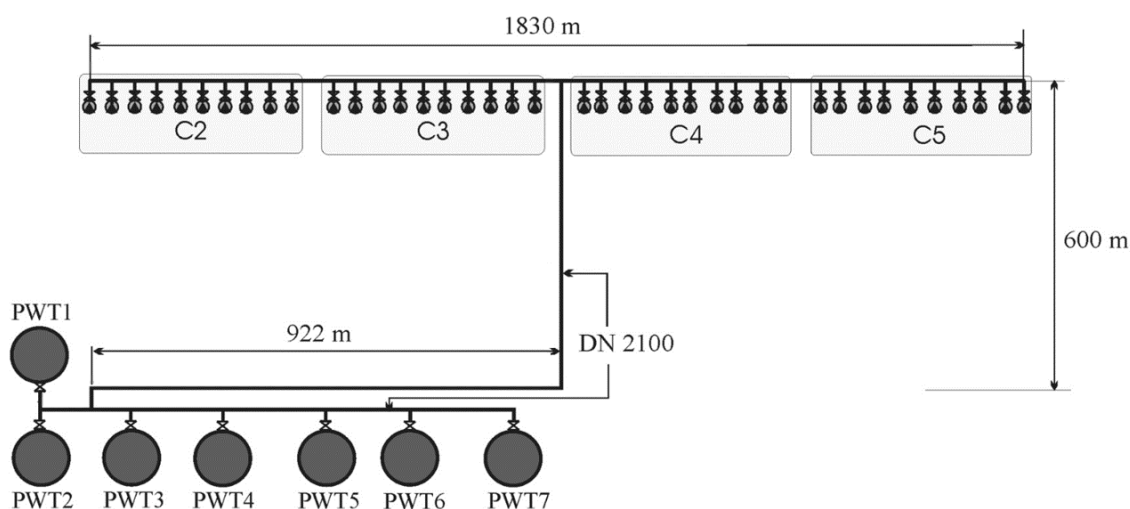
Obrázek 5.1: Závislost teplot samovznícení T_{sv} dvou typů hořlavých tekutin a směsi vzduchu a hořlaviny na vzrůstajícím tlaku [30]

Poslední otázkou zůstalo, proč k explozi nedošlo při prvním startu turbíny. Z vyšetřování podobných nehod vyplynulo, že směs paliva a vzduchu za dostatečného tlaku a teploty sice je nutnou podmínkou, vliv ale mají i další faktory. Zejména rozložení směsi v dutině a stav povrchu potrubí - drsnost, míra koroze a jiné znečištění.

Potrubní systém byl tedy navržen správně z hlediska ochrany proti vodnímu rázu, nevzal však v potaz všechny důležité vlastnosti dopravované kapaliny a možnost vytvoření výbušné směsi v případě, že by se vzduch dostal do potrubí. Na vině byla i nedostatečná revize a údržba, která dovolila vnik vzduchu do potrubí [30].

5.3 Odsolovací zařízení

V odsolovacím zařízení byl potrubní systém (schéma znázorněno v obr. 5.2) navržen tak, aby sbíral a předával vodu z výrobních bloků C2 až C5 do sedmi nádrží PWT 1 až PWT 7.



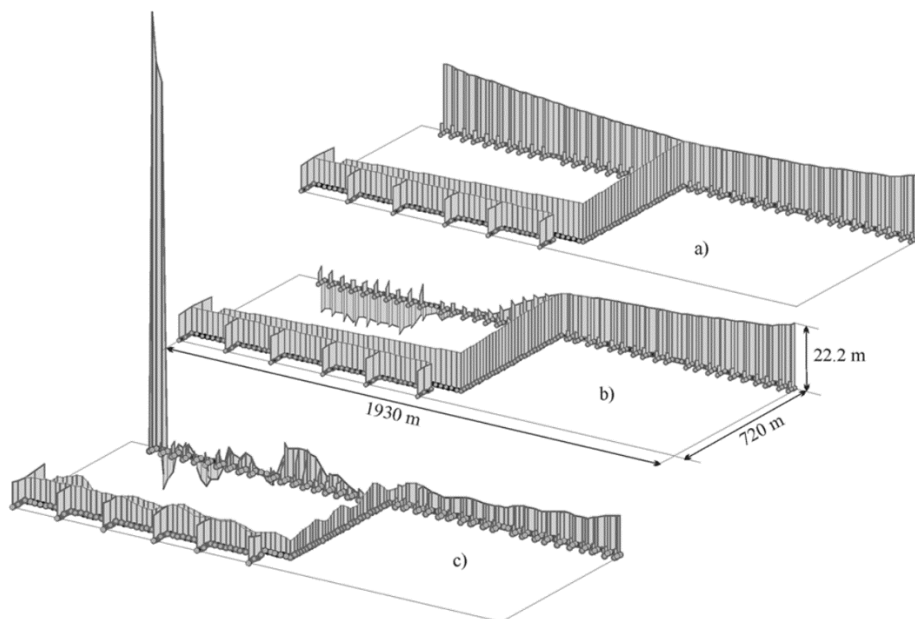
Obrázek 5.2: Schéma potrubního systému v odsolovacím zařízení [19]

Ve výrobních blocích současně pracovalo 40 čerpadel s celkovým průtokem 330 l/s, potrubí leželo ve stejné výšce a bylo převážně z GRP (glass reinforced plastic - plast vyztužený sklem). Čerpadla byla uspořádána do 4 výrobních bloků C2 až C5 po 10 čerpadlech v každém bloku. Průměr potrubí začínal v produkčních blocích na 350 mm (DN 350) a postupně se zvětšoval na DN 1500 v místě připojení potrubí vedoucích z bloků C4 a C5. Odtud vedlo potrubí DN 2100 vedoucí vodu ze všech výrobních bloků. Každý blok měl vlastní přívod elektřiny.

Provozní tlaky se pohybovaly mezi 2 a 3 bary a potrubí s vybavením byly nadimenzovány na 9 barů. Přestože rychlosti v potrubí DN 2100 dosahovaly i 3 m/s, žádné ochrany proti vodnímu rázu nebyly v síti instalovány, protože kvůli parametrům potrubí se nepředpokládalo, že by byly zapotřebí. Během výpadku proudu jedné ze skupin čerpadel (C2) však došlo k poškození několika míst v potrubní síti v důsledku vodního rázu.

Po nehodě byla provedena simulace za účelem zjištění příčin nehody a návržení vhodných ochranných opatření. V obr. 5.3 jsou zachyceny některé důležité momenty z této simulace.

V obr. 5.3c) dosahuje maximální tlak hodnoty 15 barů, což k poškození potrubí stačí. Za pomoci výsledků této a dalších simulací bylo rozhodnuto, že bude instalováno druhé



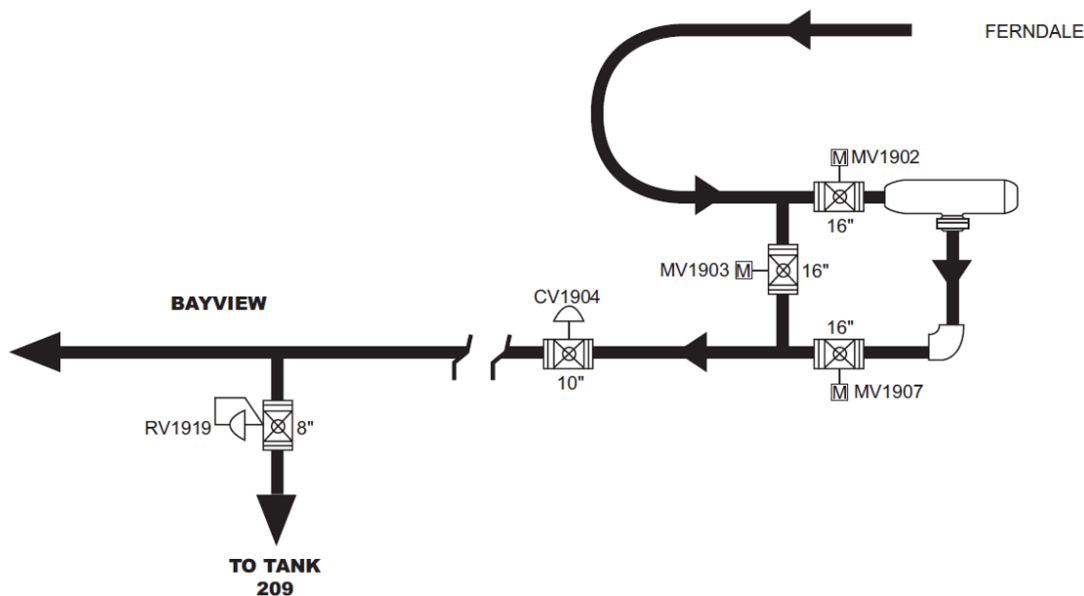
Obrázek 5.3: Tlaky v potrubním systému získané z výpočtové simulace. Simulován byl výpadek proudu v bloku C2 (vlevo nahoře), osou je samotné potrubí: a) normální provozní stav, b) kavitace způsobená poklesem tlaku pod hodnotu tlaku sytých par při výpadku proudu v produkčním bloku C2, c) tlaková špička způsobená sražením vodních sloupců oddělených v důsledku kavitace

paralelní potrubí k již existujícímu pro snížení rychlosti proudící vody a v místě připojení každého druhého čerpadla bude přidán zavzdušňovací ventil.

Skutečné příčiny této nehody jsou ale spíše mylné domněnky při návrhu. První z nich je, že v systémech pracujících při nízkých tlacích nehrozí nebezpečí z hlediska vodního rázu. Dosazením do Žukovského vztahu rov. 3.14 lze zjistit, že při hustotě vody $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ (pro $25 \text{ }^\circ\text{C}$), změny rychlosti kapaliny $v = 3 \text{ m/s}$ a teoretické rychlosti zvuku ve vodě s odhadem malého procenta obsaženého vzduchu $a_t = 800 \text{ m/s}$ je změna tlaku Δp rovna 23,9 barům. To by bylo dále ovlivněno započítáním vlivu geometrie, materiálu potrubí a zpřesněním rychlosti zvuku, čímž by se hodnota přiblížila hodnotě zjištěné z výpočtových simulací. A druhou, že dostatečné předdimenzování celého systému zajistí bezpečné fungování za jakýchkoliv okolností. Předdimenzování potrubního systému v této míře tedy způsobilo jen vyšší provozní náklady. Nehodě bylo možné předejít instalací adekvátních ochran proti vodnímu rázu, jak bylo provedeno až po způsobených škodách [19].

5.4 Výbuch potrubí Olympic

10. června 1999 došlo k prasknutí potrubí dopravujícím benzín. Potrubí patřilo společnosti Olympic, mělo průměr 16 palců (přibližně 400 mm), celkovou délku 650 km a vedlo z města Ferndale do Portlandu mezi státy Washington a Oregon. K nehodě, během níž došlo k úniku 1 milionu litrů benzínu, došlo ve městě Bellingham. Palivo se hodinu a půl po začátku úniku vznítilo, což ve výsledku způsobilo škodu v dnešní hodnotě přes 1,7 miliardy korun. Při popisu této nehody jsem vycházel ze zdrojů [26], [1] a [8].



Obrázek 5.4: Schéma potrubí Olympic mezi stanicí Ferndale a Bayview [8]

K prasknutí potrubí došlo kvůli nárůstu tlaku v důsledku neočekávaného zavření přítokových ventilů (MV 1903 a MV 1907), selhání přetlakového ventilu (RV-1919) a blízkosti zařízení v Bayview a Allenu. Ty byly vzdáleny jen přibližně 3 km a kvůli rozdílným čerpadlům docházelo velmi často k přetlakům v Bayview - během půl roku od uvedení do provozu do nehody se přítokový ventil (CV 1904) zavřel kvůli přetlaku 41×. Během toho bylo dosaženo maxima 92,3 barů. Pozdější vyšetřování nehody ale odhalilo skutečné příčiny této nehody.

Potrubí bylo kontrolováno a řízeno systémem SCADA na dvou počítačích OLY1 a OLY2 dvěma operátory. Schéma potrubí je znázorněno v obr. 5.4. V den nehody pracoval jako řídicí počítač OLY2, zatímco OLY1 fungoval jako záloha v případě poruchy. K nárůstu tlaku došlo při změně dodacího místa ze zařízení v Toscu na terminál v Harbor Islandu, což se běžně stávalo. Krátce před nehodou prováděl další zaměstnanec údržbové práce na počítači OLY2 přestože pracoval jako řídicí počítač. Operátor se snažil tlak snížit zapnutím čerpadla ve stanici Woodinville, počítač OLY2 ale přestal pracovat kvůli chybám způsobeným prováděnou údržbou a tlak dále narůstal. Chyby v systému způsobily zavření přítokových ventilů, což mělo za následek další nárůst tlaku v potrubí z hodnoty 14,8 barů na 103 barů. Tuto hodnotu tlaku ale potrubí mělo vydržet - bylo testováno na hodnotu 125,5 barů. Krátce poté tlak klesl na hodnotu 15,9 barů v důsledku prasknutí potrubí. Chvilí po nehodě operátor znovu otevřel potrubí i přes varování systému SCADA o možném úniku. K přerušení dodávky a zjištění nehody došlo až poté, co si další zaměstnanec po cestě domů všiml zápachu benzínu a spojil se s operátory.

Během vyšetřování nehody byly zjištěny další okolnosti. Několik let před nehodou proběhly poblíž místa trhliny potrubí výkopové práce kvůli instalaci jiného potrubí, kde měl být po celou dobu přítomen zaměstnanec Olympicu, aby na práce dohlížel, vždy tam ale nebyl. Během prací došlo k poškození potrubí Olympic na mnoha místech. Některé z těchto



Obrázek 5.5: Požár způsobený nehodou [6]

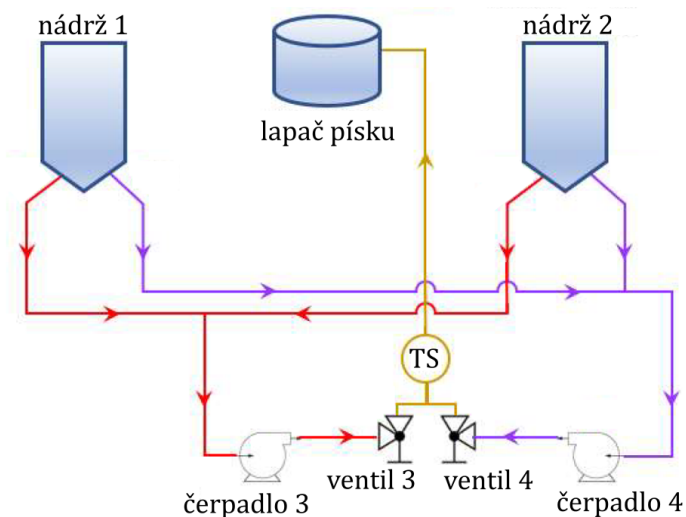
defektů byly odhaleny během inspekce tuboskopem (magnetickým tokem), které měřily tloušťku potrubí. V jednom z defektů byla zjištěna 23% ztráta tloušťky stěny. Defekt ale posoudili z hlediska koroze, nikoliv jako mechanické poškození při kterém může dojít k ostrým hranám způsobujícím daleko větší koncentraci napětí. K prasknutí potrubí tedy došlo kvůli těmto defektům. Ty oslabily potrubí natolik, že prasklo i za tlaku, který mělo vydržet.

Další z příčin nehody byla údržba systému SCADA prováděná v době, kdy systém ovládal potrubí. Kvůli tomu došlo k chybám a nebylo možné provést potřebné akce pro snížení tlaku v potrubí. Ukázalo se také, že přetlakový ventil (RV-1919), jenž během nehody selhal a neumožnil snížení tlaku, byl špatně nastaven a byl i nevhodně zapojen, což způsobilo jeho nespolehlivost. Nebyl tedy správně proveden test všech ochranných prvků potrubí za správných provozních podmínek, aby to odhalil.

Nehodě, nebo alespoň rozsahu nehody, bylo tedy možné předejít několika různými způsoby: neprováděním údržby, zatímco systém SCADA ovládal potrubní systém, správným vyhodnocením defektů zjištěných na potrubí a jejich odstraněním a správně provedeným testem ochranných prvků instalovaných na potrubí.

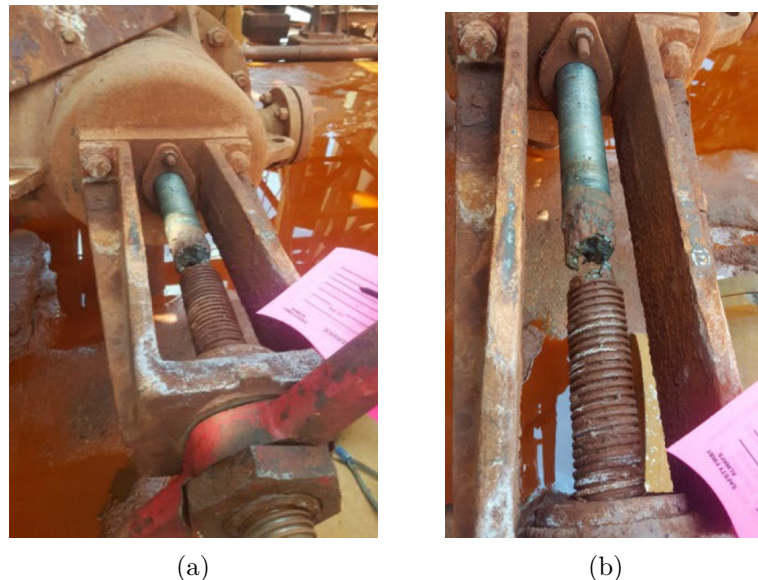
5.5 Vodní ráz v rafinerii oxidu hlinitého

16. dubna 2016 došlo v Jamajské rafinerii oxidu hlinitého k prasknutí krytu čerpadla vlivem vodního rázu. Část krytu byla během nehody odstřelena ven. Potrubí dopravovalo žíravou tekutinu o teplotě 110°C, jenž během nehody postihla nedaleký personál. Při popisu této nehody jsem čerpal ze zdroje [2]. Schéma potrubního systému je znázorněno na obr. 5.6. Potrubí bylo z uhlíkové oceli. Při normálním provozu pracovalo pouze jedno čerpadlo, druhé bylo záložní pro případ poruchy či údržby, aby byl umožněn nepřetržitý provoz.



Obrázek 5.6: Schéma potrubního systému, TS je tlakový snímač (ten ale snímal hodnoty tlaku jen každou minutu, neposkytl tedy použitelné údaje pro popis nehody), ventily 3 a 4 jsou 300mm rohové ventily [2]

K nehodě došlo v průběhu běžného ranního přechodu z čerpadla 4 na čerpadlo 3 (ve kterém došlo k nehodě). Přechod se prováděl každých 24 h pro udržení dobrého provozního stavu obou čerpadel. Během tohoto přechodu byl ručně otevřen 300mm rohový ventil 3, umístěn 7 m po proudu za čerpadem 3. Během otevírání ventilu bylo čerpadlo 3 podle předpisu vypnuté. Po otevření ventilu bylo zapnuto čerpadlo 3. Krátce poté ale došlo k přetržení závitového vřetene ventilu 3 (obr. 5.7).



Obrázek 5.7: Přetržené závitové vřeteno rohového ventilu 3 [2]

Disk ventilu se tak mohl volně pohybovat. Tlak a proud tekutiny z čerpadla okamžitě ventil přirazil do uzavřené polohy, což způsobilo vodní ráz. Přetlaková rázová vlna pak

cestovala potrubím zpět k čerpadlu, které tlak nevydrželo a došlo k prasknutí krytu čerpadla (obr. 5.8).

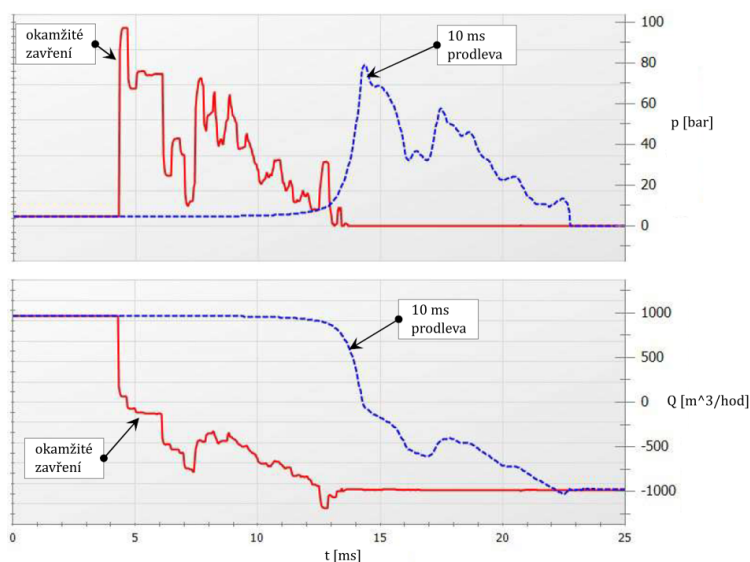


Obrázek 5.8: Poškození čerpadla v důsledku vodního rázu [2]

Postup při každodenním přechodu z jednoho čerpadla na druhé měl přesně daný postup, podle kterého personál pracoval. Ten byl v den nehody dodržen s jednou výjimkou. Jeden z kroků bylo manuální otevření rohového ventilu 3, to ale bylo provedeno jen z části. Ventil tak zůstal v napůl otevřené poloze, což způsobilo nehodu.

Ukázalo se také, že rohový ventil 3 v minulosti 3x selhal podobným způsobem, přičemž přetržené závitové vřeteno bylo pokaždé svařeno zpět dohromady. V pěti letech před touto nehodou musel být kryt čerpadel vyměněn 6x kvůli prasklinám.

Po nehodě byly provedeny výpočtové simulace pro zjištění maximálních tlaků v potrubním systému během vodního rázu. Výsledky simulace, znázorňující průběhy tlaků a průtoku pro okamžité zavření ventilu a uzavření s krátkou prodlevou 10 ms, jsou uvedeny v obr. 5.9.



Obrázek 5.9: Průběhy tlaků a objemových průtoků v čerpadle při vodním rázu. Znázorněny jsou průběhy pro okamžité zavření ventilu 3 a pro uzavření s 10 ms prodlevou. [2]

Simulace ukázaly, že tlak v čerpadle během vodního rázu dosahoval až 98 barů, přičemž čerpadlo bylo dimenzováno nejvýše na hodnotu tlaku 6,9 barů.

K nehodě tedy došlo z několika důvodů. Personál si nebyl vědom plné důležitosti jednotlivých kroků přechodu z jednoho čerpadla na druhé - nebyl dostatečně vyškolen. Dále faktu, že na potrubí nebyly instalovány žádné protirázové ochrany a že i přes opakované poškození ventilu a čerpadla stejným způsobem byl řešen jen následek (výměna krytu a svaření závitového vřetene), nikoli příčina.

Kapitola 6

Závěr

Cílem této práce bylo vysvětlení principu vzniku vodního rázu, zpracování přehledu často používaných protirázových ochran a řešerše nehod spojených s vodním rázem.

Druhá kapitola této práce se zabývá odvozením rovnic zákonů zachování pro tekutiny spolu s předpoklady, za kterých platí. Podařilo se odvodit rovnici kontinua, Eulerovu rovnici hydrodynamiky a Bernoulliho rovnici pro stacionární proudění neviskózní a nestlačitelné kapaliny po stejné proudnici.

Třetí kapitola bakalářské práce uvádí nejčastější příčiny vzniku vodního rázu spolu s veličinami, které s tímto jevem úzce souvisí. Zejména je to stlačitelnost kapalin a rychlost zvuku v kapalině. Dále se v této kapitole zabývám šířením rázové vlny, popisujícím tlakové změny při vodním rázu a rozlišením totálního a částečného vodního rázu spolu s odvozením Žukovského vztahu.

Čtvrtá kapitola uvádí často používané protirázové ochrany. Pro velké rozdíly tlaků je to vyrovnávací nádrž, např. u vodních elektráren. Menší rozdíly tlaků vyrovnávají různé typy ventilů - zavzdušňovací, odvzdušňovací a pojistný.

V páté kapitole bakalářské práce uvádím několik nehod způsobených vodním rázem. Protože jsem v práci již zmínil nejčastější příčiny těchto nehod, snažil jsem se zaměřit na méně obvyklé příčiny, které je ale také potřeba zvažovat při návrhu potrubních systémů. První nehoda zmiňuje vliv mikroorganismů žijících v odváděné vodě na dlouhodobou životnost potrubí podle použitého povlaku v potrubí. Druhá nehoda ukazuje důležitost zvážení všech vlastností dopravované kapaliny při návrhu systému, protože při dopravě hořlavých kapalin může v důsledku vodního rázu dojít ke vzrůstu tlaku a tím i teploty nad teplotu samovznícení. Třetí nehoda ukazuje, že předimenzování potrubního systému na vyšší tlaky má za následek spíše jen vyšší provozní i pořizovací náklady, než odvrácení nehody. Čtvrtá nehoda ukazuje, že i dobře navržený systém může selhat kvůli nedbalosti a nedostatečnému výcviku operátorů. Poslední nehoda byla způsobená absencí protirázových ochran a nedostatečným proškolením personálu. Ten sice znal postupy při ovládní potrubního systému, nebyl si však zřejmě vědom důsledků nesprávného provedení některých kroků.

Do budoucna by bylo možné na tuto práci navázat nehodami způsobenými vodním rázem v potrubích s dvoufázovým prouděním zapříčiněných nedostatečným odvodem kondenzátu.

Literatura

- [1] ABRAMS, M. a WEISS, J. Bellingham, Washington, control system cyber security case study. *National Institute of Standards and Technology (NIST)*. Recuperado de http://csrc.nist.gov/groups/SMA/fisma/ics/documents/Bellingham_Case_Study_report. 2007, sv. 202.
- [2] *Waterhammer event in alumina refinery causes catastrophic slurry pump failure*. 2023. [Online; navštíveno 22. 5. 2023]. Dostupné z: <https://www.aft.com/documents/TechnicalPapers/water-hammer-slurry-pump-accident>.
- [3] *Air Valves, VAL-MATIC Air Valves and VaultSafe*. 2023. [Online; navštíveno 20. 3. 2023]. Dostupné z: https://www.valmatic.com/Portals/0/brochures/Air_1500.pdf.
- [4] *Hawle*. 2023. [Online; navštíveno 15. 4. 2023]. Dostupné z: <https://www.hawle.com/en/hawle-knowledge/basics/air-valves-for-water-lines-part-1/>.
- [5] *Apco Air Valve Guide*. 2023. [Online; navštíveno 20. 3. 2023]. Dostupné z: <http://www.dezurik.com/files/3313/5731/8371/apco-air-valve-guide-610.pdf>.
- [6] *The lessons of Bellingham's Olympic pipeline explosion*. 2023. [Online; navštíveno 23. 4. 2023]. Dostupné z: <https://www.seattletimes.com/opinion/the-lessons-of-bellinghams-olympic-pipeline-explosion/>.
- [7] *Bitumen*. 2023. [Online; navštíveno 26. 3. 2023]. Dostupné z: <https://www.bl6.cz/bitumen/>.
- [8] BOARD, U. S. N. T. S. *Pipeline Rupture and Subsequent Fire in Bellingham, Washington, June 10, 1999*. National Transportation Safety Board, 2002.
- [9] *Modul objemové pružnosti kapalin*. 2023. [Online; navštíveno 6. 3. 2023]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/bulk-modulus-elasticity-d_585.html.
- [10] BŘEZINA, M. *Funkce vyrovnávací komory*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [11] CHAUDHRY, M. H. *Applied hydraulic transients*. Springer, 2014. ISBN 0-442-21517-7.
- [12] *Water Hammer - Cavitation in Elevated Piping Sections*. 2023. [Online; navštíveno 2. 5. 2023]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=dOg1gRNuqWM>.
- [13] *Flowtech Surge protection system*. 2023. [Online; navštíveno 2. 5. 2023]. Dostupné z: <http://www.flowtech21.co.kr/eng/product/Fluid-network-analysis.html>.

- [14] GERHART, P. M., GERHART, A. L. a HOCHSTEIN, J. I. *Munson, Young and Okiishi's Fundamentals of Fluid Mechanics*. John Wiley & Sons, 2016. ISBN 978-1-119-54799-0.
- [15] GRAY, D. D. a HUEBSCH, W. W. The balance principle and the Reynolds transport theorem in introductory fluid mechanics. *International Journal of Mechanical Engineering Education*. SAGE Publications Sage UK: London, England. 2018, sv. 46, č. 3, s. 195–209.
- [16] *Tabulky hodnot hustoty vody*. 2023. [Online; navštíveno 6. 3. 2023]. Dostupné z: http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HYAR/ke_stazeni/cviceni/laboratore/tabulky.pdf.
- [17] HÖFLER, A. *TECS*. 2023. [Online; navštíveno 25. 2. 2023]. Dostupné z: <https://www.tec-science.com/mechanics/gases-and-liquids/derivation-of-the-euler-equation-of-motion-conservation-of-momentum/#mjax-eqn-eu>.
- [18] *Why water Hammer arresters are so important*. 2023. [Online; navštíveno 14. 3. 2023]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=FbkEOHhEHVY>.
- [19] IVETIC, M. Forensic transient analyses of two pipeline failures. *Urban water journal*. Taylor & Francis. 2004, sv. 1, č. 2, s. 85–95.
- [20] LAHLOU, Z. M. Water hammer. *Tech Brief–National Drinking Water Clearing House*. 2003.
- [21] LUŇÁK, P. Numerický model zavzdušňovacího ventilu. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. 2017. [Online; navštíveno 14. 3. 2023]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/65973>.
- [22] MA, Z., CAUSON, D., QIAN, L., MINGHAM, C., MAI, T. et al. Pure and aerated water entry of a flat plate. *Physics of Fluids*. AIP Publishing LLC. 2016, sv. 28, č. 1, s. 016104.
- [23] MARCUS, Y. a HEFTER, G. The compressibility of liquids at ambient temperature and pressure. *Journal of molecular liquids*. Elsevier. 1997, sv. 73, s. 61–74.
- [24] *Neutrium*. 2023. [Online; navštíveno 5. 3. 2023]. Dostupné z: <https://neutrium.net/fluid-flow/speed-of-sound-in-fluids-and-fluid-in-pipes/>.
- [25] NOSKIEVIČ, J. *Hydromechanika*. Vysoká škola báňská, 1980. ISBN 04-233-87.
- [26] *U. S. Department of the Interior, Olympic Pipe Line Co*. 2023. [Online; navštíveno 23. 4. 2023]. Dostupné z: https://www.cerc.usgs.gov/orda_docs/CaseDetails?ID=1012.
- [27] PECHMAN, P. et al. Vliv vodního rázu na potrubní síť. Západočeská univerzita v Plzni. 2021.
- [28] ŠOB, F. *Hydromechanika*. Druhé. Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [29] *Water hammer in pipes*. 2023. [Online; navštíveno 1. 3. 2023]. Dostupné z: <https://studfile.net/preview/5375769/page:37/>.

- [30] THORLEY, A. D. *Fluid transients in pipeline systems: a guide to the control and suppression of fluid transients in liquids in closed conduits*. Second Edition. John Wiley & Sons, 2004. ISBN 1-86058-405-5.
- [31] WHITE, F. M. *Fluid mechanics, Seventh Edition*. 2009. 885 s. ISBN 978-0-07-352934-9.
- [32] ZÁRUBA, J. *Hydraulický ráz v soustavách potrubí*. Academia, Nakl. Československé akademie věd, 1984. Studie ČSAV. ISBN 0577-3652. Dostupné z: <https://books.google.cz/books?id=qLAhQAATAAJ>.

Seznam použitých zkratek a symbolů

α	úhel sklonu KO uvedeného pro odvození zákona zachování mechanické energie	rad
δ	Součinitel objemové stlačitelnosti	Pa^{-1}
KO	kontrolní objem	–
μ	Poissonovo číslo	–
\vec{F}_m	polní síla - gravitační, elektromagnetická,..	–
\vec{F}_{pov}	povrchové síly - síla od povrchové napětí, viskózní, tlaková	–
ψ	konstanta vlivu uložení potrubí	–
ρ	hustota	kg m^{-3}
θ	úhel mezi vektorovou rychlostí kapaliny a normálou k ploše, jíž kapalina prochází	rad
a	skutečná rychlost zvuku	m s^{-1}
a_t	teoretická rychlost zvuku	m s^{-1}
b	tloušťka potrubí	mm
D	průměr potrubí	mm
E	modul pružnosti	Pa
F_g	gravitační síla	N
F_p	tlaková síla	N
K	Modul objemové pružnosti kapaliny	Pa
m	hmotnost	kg
p	hybnost	kg m s^{-1}
p_r	tlak způsobený vodním rázem	Pa
Q	objemový průtok	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$

Q_m	hmotnostní průtok	kg s^{-1}
S	plocha	m^2
t	čas	s
T_r	doba běhu rázové vlny	s
T_{sv}	teplota samovznícení	$^{\circ}\text{C}$
T_s	doba uzavírání potrubí	s
V	objem	m^3
v	rychlost	m s^{-1}
v_n	normálová složka rychlosti	m s^{-1}