



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

# PROCES DEKOMPRESSE V HYDRAULICKÝCH SYSTÉMECH TVÁŘECÍCH STROJŮ

THE PROCESS OF DECOMPRESSION IN HYDRAULIC SYSTEMS OF FORMING  
MACHINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. MILAN HAVELKA

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

prof. Ing. FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.

BRNO 2015

## **Abstrakt**

Diplomová práce se skládá ze dvou hlavních částí. Obsahem první části je teoretický rozbor neboli literární rešerše. Ta byla zaměřena na fyzikální vlastnosti kapaliny, které se přímo podílejí na průběhu dekomprese, nebo jí dále ovlivňují. Druhá část se zabývala vyhodnocením měření kovacího ventilu a následnou CFD simulací dané problematiky. První simulace proběhly pro maximální otevření ventilu a sloužily pro kalibraci nastavení výpočtu. Další simulace se zabývaly možnými provozními zdvihy ventilu. V závěrečných analýzách byl vyhodnocen teoretický vliv stlačitelnosti kapaliny a vliv nerozpuštěného vzduchu. Ze získaných výsledků lze pak těžit zejména při nových nastaveních ventilu v praxi, nebo při konstrukčních úpravách daného prvku.

## **Klíčová slova**

Fyzikální vlastnosti kapaliny, minerální olej, tvářecí stroj, hydraulický obvod, hydraulický válec, kovací ventil, dekomprese, CFD simulace

## **Abstract**

This thesis consists of two main parts. The first part is a theoretical analysis, or a literary research, it is focused on the physical properties of the fluid, which have direct impact on the decompression. The aim of the second part is to evaluate the measurement of the forging valve and subsequently simulate the issue by means of CFD. The first simulations were performed for the maximal valve stroke and used for the CFD solver setup calibration. The subsequent analyses dealt with possible openings of the valve. In the final chapter the theoretical impact of the liquid compressibility and of the undissolved air is discussed. The results of the thesis can prove useful for the new valve setting in hydraulic circuit or for possible geometry modification.

## **Keywords**

Physical properties of the fluid, mineral oil, forming machine, hydraulic circuit, hydraulic cylinder, forging valve, decompression, CFD analysis



## **Bibliografická citace**

HAVELKA, M. *Proces dekomprese v hydraulických systémech tvářecích strojů*.  
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 67 s. Vedoucí  
diplomové práce prof. Ing. FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.



## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. FRANTIŠKA POCHYLÉHO, CSc. a s použitím literatury a pramenů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 28. května 2015

.....  
Milan Havelka



## **Poděkování**

Rád bych poděkoval panu prof. Ing. Františku Pochylému, Csc. za vstřícnost a cenné rady při vypracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat za konzultace CFD výpočtů prof. RNDr. Miladě Kozubkové, CSc a doc. Ing. Pavlu Rudolfovi, Ph.D. a v poslední řadě odbornému konzultantovi Ing. Jiřímu Tlustošovi.

## Obsah

Obsah .....	8
Úvod.....	10
1 Fyzikální vlastnosti kapaliny [10].....	12
1.1 Hustota kapaliny.....	12
1.2 Viskozita kapaliny [10] .....	13
1.2.1 Závislost viskozity [10] .....	13
1.3 Stlačitelnost kapaliny [10].....	15
1.3.1 Závislost stlačitelnosti kapaliny [10] .....	18
2 Pojem Dekomprese .....	21
3 Kovací ventil.....	23
3.1 Konstrukce kovacího ventilu DN 80.....	24
4 Model ventilu DN 80 a jeho charakteristika .....	26
5 Model pro analýzu ventilu DN 80 .....	28
5.1 Tvorba výpočtové domény.....	28
5.2 Tvorba výpočtové sítě .....	29
5.2.1 Kvalita výpočetní sítě [9] .....	30
6 Výpočet pro 100% otevření ventilu DN 80 .....	33
6.1 Nastavení výpočtu.....	33
6.2 Výsledky výpočtu.....	35
6.3 Simulace výpočtu s rozdílnou viskozitou kapaliny.....	37
6.4 Metodika měření .....	39
6.5 Simulace výpočtu nestlačitelné kapaliny .....	41
6.6 Simulace výpočtu s olejem bez nerozpuštěného vzduchu .....	41
7 Výpočty pro otevření 12,5%, 25%, 50%, 75% ventilu Dn 80.....	42
8 Teoretické zohlednění stlačitelnosti kapaliny.....	44
8.1 Nastavení a výsledky výpočtu.....	46
8.2 Grafické zhodnocení výsledků.....	47
9 Teoretické zohlednění nerozpuštěného vzduchu v kapalině.....	50
10 Testovací úloha .....	52
10.1 Nastavení výpočtu pro testovací úlohu.....	53
11 Kavitační model.....	55
11.1 Nastavení výpočtu s kavitačním modelem pro testovací úlohu .....	56
11.2 Výsledky výpočtu testovací úlohy s kavitačním modelem .....	57
11.3 Výsledky kavitačního modelu pro analýzu plně otevřeného ventilu.....	58
12 Závěr .....	59



13	Použité informační zdroje .....	62
14	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	64
15	Seznam obrázků, grafů, tabulek.....	66

## Úvod

Diplomová práce se zabývá problematikou dekomprese u hydraulických lisů. Obecně jsou lisy řazeny mezi tvářecí stroje, které primárně využívají tlakovou energii kapaliny. Tato energie je uskladněna v objemu kapaliny hydraulických válců. Pomocí pístů, které se pohybují ve válcích, je zajištěn hlavní pracovní pohyb. Dochází tak vlastně k přenosu tlakové energie z válců na beran kovacího lisu. Zdrojem této energie jsou hydrogenerátory. Na trhu je v současné době velké množství různých konstrukcí hydrogenerátorů. Vhodnost jejich použití je závislá na potřebném tlaku a průtoku, který je dodáván do hydraulických válců. Tyto hydrogenerátory však musí pokrýt i všechny ztráty v hydraulickém okruhu, ty vznikají například při průtoku dalšími řídicími prvky nebo při změně směru proudění. První hydraulické lisy využívaly jako hydraulickou kapalinu vodu. Začátkem 20. století se místo vody začal používat minerální olej. Se zvýšenou pozorností na ekologie a cenu hydraulické kapaliny, se znovu začala používat voda, tentokrát v podobě emulzí spolu s olejem. Takové kapaliny jsou označovány jako těžkozápavné.

Cílem pracovního pohybu pístu je plastická deformace tvářeného materiálu. Nejčastěji se tak s hydraulickými lisy setkáváme při volném či zápusťkovém kování. Velkou část však tvoří i lisy univerzální nebo speciální, mezi ty patří například lisy karosářské a rovnací. K velkému rozvoji v tomto odvětví došlo v meziválečných obdobích, kde byl požadavek ať už na kování nebo lisování rozměrných vojenských součástí. K pozdějšímu rozvoji přispěl automobilový a spotřební průmysl. Vzhledem k dnešnímu stavu poznání v této problematice je snaha konstruovat tvářecí stroje tak, aby vyhovovaly jak z pohledu technologických operací, které mají vykonávat. Tak i z hlediska bezpečnosti práce, ekologie a celkového snížení času potřebného k provedení technologické operace. Všechny tyto aspekty by měl potenciální zájemce spolu s cenou vzít v úvahu při koupi takového stroje. S postupujícím rozvojem mechanizace se pracoviště stávají součástí automatizovaných technologických úseků.

Obsahem této práce je pouze malá konstrukční část z celého hydraulického okruhu kovacího lisu a tou je kovací ventil. Tento prvek slouží k ovládní zpětného pohybu pístu hydraulického válce. V průběhu tvářeného materiálu je nutné působit na deformovaný materiál dostatečně velkou silou tak, aby bylo dosaženo jeho určitého přetvoření. Tato síla je vytvořena díky tlaku hydraulické kapaliny ve válci. Po stlačení materiálu musí dojít ke zdvihu pístu, aby mohl pracovní cyklus pokračovat. Píst však může vykonat zdvih až po tom, co dojde k odpuštění hydraulické kapaliny z válce. Toto odpuštění musí být kontrolováno a řídí ho právě zmíněný kovací ventil. U tohoto prvku lze měnit nastavení ventilu a tím tedy i jeho tlakovou ztrátu a průtok. Aby byl zajištěn bezporuchový provoz, je požadována určitá hodnota tlaku na výstupu z tohoto ventilu. Pokud by nebyla dodržena, docházelo by k nežádoucímu vstupu oleje zpět do nádrže, nebo by mohlo v krajním případě dojít až k poškození hydraulického okruhu za ventilem. Cílem regulace tohoto ventilu je tedy vytvoření požadované tlakové ztráty na tomto prvku tak, aby byla dodržena výstupní hodnota tlaku na výstupu z ventilu.





Firma Žďas a.s., která je jedním z největších výrobců kovacích lisů, vyvinula pro tuto aplikaci svůj vlastní kovací ventil. Vedoucím oddělení hydraulických lisů ve firmě Žďas a.s. Ing. Jiřím Tlustošem pak bylo formulováno i samotné zadání diplomové práce.

# 1 Fyzikální vlastnosti kapaliny [10]

Z hlediska toho, že pro nás jsou kapaliny v hydraulických systémech pracovní látkou, je nezbytně nutné, znát jejich fyzikální vlastnosti a jejich chování v závislosti na okolních změnách. Znalost fyzikálních veličin je důležitá při výpočtech hydraulických mechanismů např. při výpočtu tlakových ztrát. Důležitá je jejich znalost i při volbě pracovní kapaliny. Špatně zvolená pracovní kapalina může mít vliv na funkci celého mechanismu a tím se může podepsat i na jeho zkrácené životnosti. Mezi nejvýznamnější fyzikální vlastnosti, které ovlivňují následnou funkci mechanismu jsou: hustota, viskozita, stlačitelnost. Všechny uvedené fyzikální vlastnosti mají vliv na průběh dekomprese, a proto jsou v následujících kapitolách popsány.

## 1.1 Hustota kapaliny

Hustota kapaliny je definovaná jako podíl hmotnosti a objemu. Tabulka vybraných tekutin Tab. 1.1 (HFC-vodní roztoky polymerů, HFD-syntetické bezvodé kapaliny)

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

Kde:

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]      Hustota  
 $V$  [m<sup>3</sup>]        Objem  
 $m$ [kg]            Hmotnost

Tab. 1.1 Hustoty vybraných tekutin [10]

Druh kapaliny	Hustota $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] (při 20°C)
voda	998,2
minerální olej	800-950
kapalina HFC	1040-1090
kapalina HFD	1140-1450

## 1.2 Viskozita kapaliny [10]

Viskozita udává vnitřní tření v kapalině. Toto tření můžeme vyjádřit jako tečné napětí mezi vzájemně se pohybujícími vrstvami kapaliny. Tuto definici matematicky postihuje definice podle Newtona, kdy je tečné napětí lineárně úměrné gradientu rychlosti ve směru kolmém na pohyb kapaliny:

$$\tau_y = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \quad (2)$$

Kde:

$\tau_y$ [Pa]	Složka Tečného napětí
$\eta$ [Pa.s]	Dynamická viskozita
$\frac{dv}{dy}$ [s <sup>-1</sup> ]	Gradient rychlosti ve směru y

Často se uvádí kinematická viskozita kapalin v definovaná vztahem:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3)$$

Kde:

$\nu$ [m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Kinematická viskozita
--	-----------------------

Význam viskozity:

- Závisí na ní Reynoldsovo číslo.
- S klesající viskozitou klesají tlakové ztráty (kapalina klade menší odpor proti proudění)
- Velikost viskozity ovlivňuje tloušťku mazacího filmu.

### 1.2.1 Závislost viskozity [10]

Viskozita kapalin klesá se stoupající teplotou, nejvýrazněji se to projevuje u olejů. Závislost lze aproximovat vztahem [5]:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{-a \cdot (T - T_0)} \quad (4)$$

Kde:

$\eta_0$ [Pa.s]	Viskozita při teplotě $T_0$ [K]
$a$ [K <sup>-1</sup> ]	Parametr závislý na druhu kapaliny

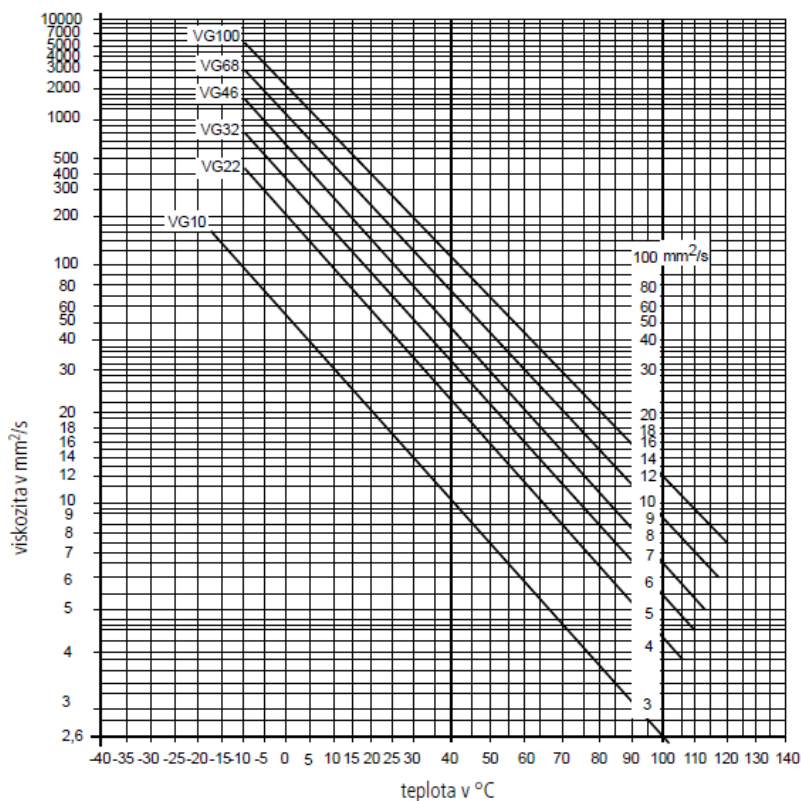
Pro minerální olej se také užívá vztah:

$$\eta = \eta_0 \cdot \left( \frac{t_0}{t} \right)^c \quad (5)$$

Kde:

- $\eta_0$  [Pa.s]      Viskozita při teplotě  $t_0$  [°C]
- $c$  [-]            Parametr, který bývá u olejů v rozmezí  $c=2,5 \div 3,4$  pro rozsah teplot  $t=21 \div 54^\circ\text{C}$

V dnešní době ale většinou uvádí výrobci závislost viskozity na teplotě pomocí tabulky nebo grafu. Tato závislost se také někdy nazývá jako viskózní křivka. Viskózní křivky některých kapalin jsou na obr. 1.1. Kapaliny jsou podle normy ISO 3448 rozděleny do několika viskózních tříd, kdy číslo třídy představuje střední viskozitu kapaliny při 40°C. Optimální viskozity je dosaženo v rozmezí  $v=16-36$  [mm<sup>2</sup>.s<sup>-1</sup>].



Obr. 1.1 Viskózní křivky [14]

Viskozita je také závislá na tlaku, s rostoucím tlakem roste. Závislost se aproximuje vztahem [5]:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{b(p-p_0)} \quad (6)$$

Kde:

- $\eta_0$  [Pa.s]      Viskozita při tlaku  $p_0$  [Pa.s]
- $b$  [Pa<sup>-1</sup>]        Součinitel závislý na druhu kapaliny a její teplotě. Pro minerální oleje bývá  $b=(1,5 \div 3) \cdot 10^{-8}$  Pa<sup>-1</sup>

Pro nižší hodnoty teploty platí vyšší hodnoty součinitele  $b$ . Při  $20^\circ\text{C}$  je  $b=2,4 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ ,  $50^\circ\text{C}$  je  $b=2,05 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ ,  $100^\circ\text{C}$  je  $b=1,47 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ . Viskozita se výrazně mění až při tlacích nad  $100 \text{ MPa}$ , proto tuto závislost často zanedbáváme a považujeme viskozitu za konstantní [2].

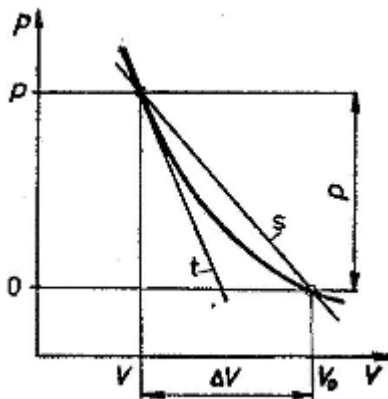
### 1.3 Stlačitelnost kapaliny [10]

Stlačitelnost kapaliny je schopnost kapaliny zmenšit svůj objem při nárůstu tlaku. Tato skutečnost je významná a nesmíme ji tedy při návrhu hydraulických systému zanedbat. Stlačitelnost kapaliny může být vyjádřena pomocí modulu objemové stlačitelnosti  $K$  [Pa] nebo jeho obrácenou hodnotou  $\beta$  [ $\text{Pa}^{-1}$ ], kterou označujeme jako součinitel stlačitelnosti. Modul  $K$  má stejný fyzikální význam jako modul pružnosti pevných látek v tahu nebo tlaku, jenž se označuje  $E$ . Stlačování minerálního oleje je termodynamický děj, který je určován rychlostí stlačování. Při rychlém stlačování hovoříme o adiabatickém ději, kdy se výměna tepla s okolím nestihne uskutečnit, tento modul označíme  $K_{ad}$ . Při pomalém stlačování se jedná o děj izotermický, označen bude  $K_{it}$ . Je možno určit další dva moduly objemové stlačitelnosti z obr. 1.2. Jednak jako tečné vyjádření, tento modul označíme  $K_t$  a sečné vyjádření, to označíme  $K_s$ .

U minerálního oleje platí poměr [2]:

$$K_t / K_s = 1,13 \quad (7)$$

$$K_{ad} / K_{it} = 1,13 \quad (8)$$



Obr. 1.2 Určení modulů objemové stlačitelnosti [2]

$$K_s = \frac{V_0 \cdot \Delta p}{\Delta V} \quad (9)$$

Kde:

$K_s$  [Pa]            Objemový modul pružnosti (sečné vyjádření)

$V_0$  [ $\text{m}^3$ ]        Původní hodnota objemu

$\Delta V$  [ $\text{m}^3$ ]       Změna objemu

$\Delta p$  [Pa]           Změna tlaku

$$K_t = \frac{V \cdot \Delta p}{\Delta V} \quad (10)$$

Kde:

$K_t$  [Pa]            Objemový modul pružnosti (tečné vyjádření)

$V$  [m<sup>3</sup>]            Hodnota objemu po stlačení

Pro technickou praxi je zbytečné rozlišovat čtyři moduly pružnosti. Proto bylo na základě výzkumu [3] zavedeno označení  $K_s$ , což je statický modul totožný se sečným izotermickým modulem a  $K_d$  dynamický modul totožný s adiabatickým tečným modulem.

Tab. 1.2 Hodnoty modulu objemové stlačitelnosti  $K_s$  vybraných kapalin [10]

Druh kapaliny	Modul pružnosti $K_s$ [Pa]
minerální a rostlinné oleje	$1,4 \div 1,8 \cdot 10^9$
syntetické kapaliny HFD	$2 \cdot 10^9$
voda	$2 \cdot 10^9$
kapaliny HFC	$3 \cdot 10^9$

Měření modulu objemové stlačitelnosti  $K$  vychází právě z jeho fyzikálního vyjádření dle rovnice (9). Kapalina, u které je určována její stlačitelnost, musí být v uzavřeném válci o objemu  $V_0$ . Stlačením kapaliny tlakem  $p$ , je vyvolaná změna objemu  $\Delta V$ . Ze známé změny tlaku  $p$  a změřené hodnoty  $\Delta V$  lze následně vypočítat hodnotu stlačitelnosti  $K$ . Při stlačování kapaliny nesmí docházet k deformaci válce, protože se změnou tvaru válce by došlo k ovlivnění naměřené hodnoty  $\Delta V$ . Válec tedy musí být dokonale tuhý. Tato metoda je velice jednoduchá, a proto je i nejpoužívanější.

Další možností určení modulu  $K$  dle [13], je vyjádření této hodnoty z rovnice:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (11)$$

Kde:

$a$  [m.s<sup>-1</sup>]            Rychlost zvuku v kapalině

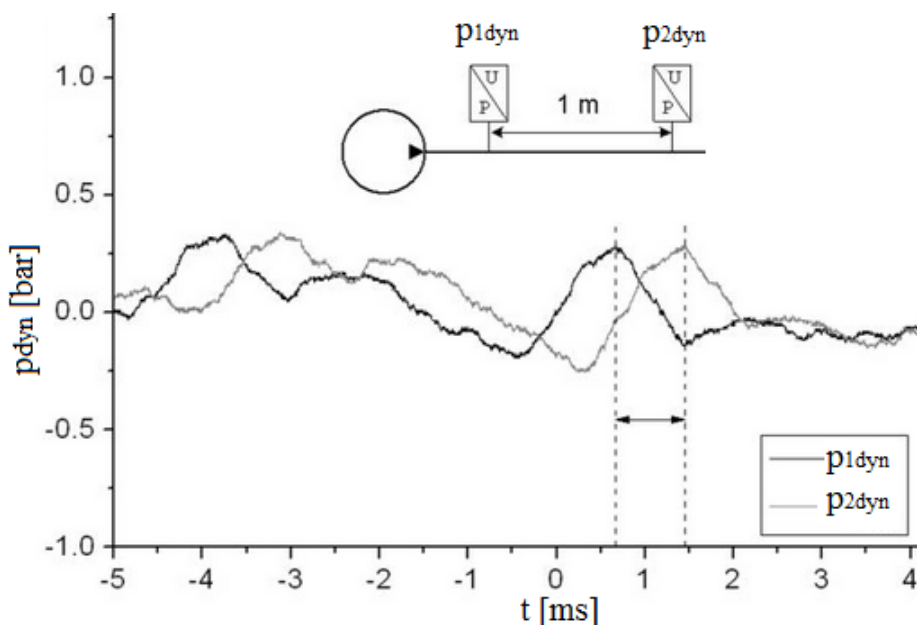
Rychlost zvuku je určena z rychlosti rázové vlny, která se šíří systémem právě touto rychlostí. Dva snímače dynamického tlaku jsou v okruhu zabudovány s rozestupem 1 m. Ze zpoždění tlaku obr. 1.3 na snímačích, je určen čas běhu rázové vlny mezi těmito snímači a následně je z těchto hodnot vypočtena rychlost zvuku:

$$a = \frac{L}{\Delta t} \quad (12)$$

Kde:

L [m] Vzdálenost mezi snímači tlaku

$\Delta t$  [s] Zpoždění tlaku

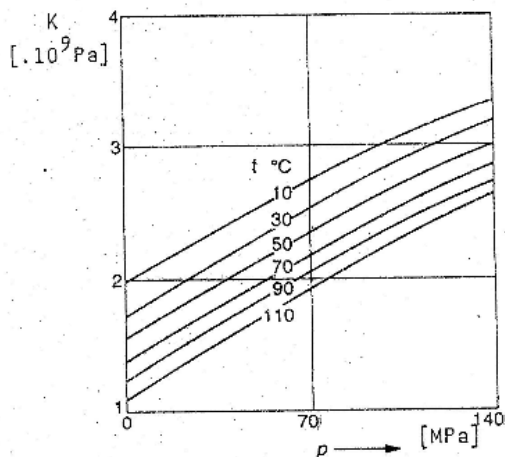


Obr. 1.3 Měření tlaku [13]

Takto získané hodnoty modulu stlačitelnosti jsou ovlivněny velkou chybou, zejména z důvodu změny hustoty kapaliny s tlakem. Tento postup také vyžaduje snímání tlaku s velkou vzorkovací frekvencí.

### 1.3.1 Závislost stlačitelnosti kapaliny [10]

Modul  $K$ , je závislý na stavových veličinách tlaku a teplotě. Se zvyšující se teplotou klesá a se zvyšujícím se tlakem roste. Příkladem je obr. 1.4.



Obr. 1.4 Závislost modulu stlačitelnosti minerálního oleje HLP 46 na tlaku a teplotě (bez obsahu volného vzduchu) [5]

Nejvýznamnější vliv na modul objemové stlačitelnosti má obsah volného (nerozpuštěného) vzduchu v kapalině, v podobě bublinek. Volný vzduch, nebo jiný plyn výrazně snižuje modul objemové stlačitelnosti. Kapalina s obsahem volného vzduchu již není homogenním prostředím, ale jedná se o suspenzi vzduchu a kapaliny. Modul objemové stlačitelnosti vzduchu nabývá za normálních podmínek hodnoty  $K=1,4 \cdot 10^6$  Pa. Tato hodnota je o tři řády nižší než u kapalin. Z toho je patrné, že modul suspenze pak klesá v závislosti na množství volného vzduchu. Obsah volného vzduchu v oleji však není jednoduché zjistit. Při výpočtech je třeba ale počítat s tím, že modul objemové stlačitelnosti jím bude ovlivněn. Pro přibližné určení modulu stlačitelnosti směsi oleje a vzduchu je možno vyjít z následujícího [5]:

$$K^* = K \frac{1 + \frac{V_p}{V_k}}{1 + \frac{p_0}{p} \cdot \frac{V_p}{V_k} \cdot \frac{K}{p}} \quad (13)$$

Kde:

$K^*$ [Pa]	Statický objemový modul suspenze
$K$ [Pa]	Objemový modul oleje bez vzduchu
$V_p$ [m <sup>3</sup> ]	Objem plynu ve směsi při tlaku $p_0$
$p_0$ [Pa]	Atmosférický tlak
$V_k$ [m <sup>3</sup> ]	Objem kapaliny ve směsi při tlaku $p_0$
$p$ [Pa]	Tlak směsi (pracovní)



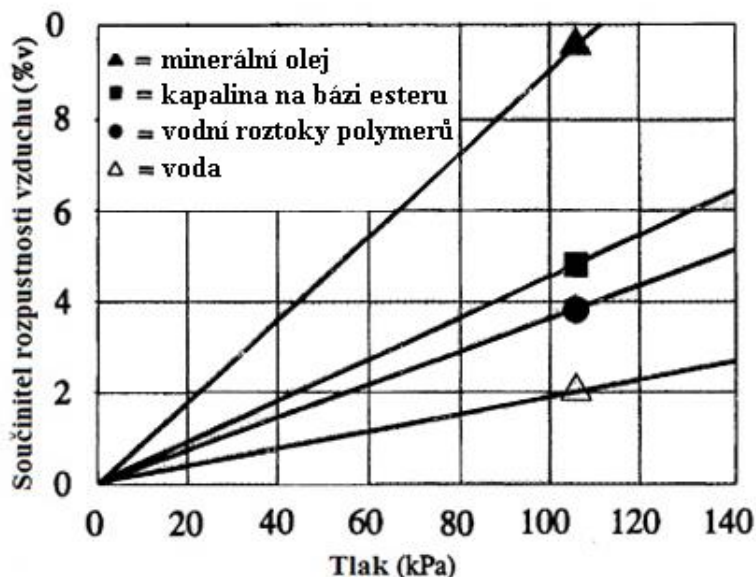
Vznik bublinek vzduchu v pracovní kapalině je většinou podmíněn nevhodnou konstrukcí, kdy kapalina strhává vzduch a ten v ní následně tvoří ony bublinky. Častější příčinou je ale vylučování rozpuštěného vzduchu v kapalině. Každá kapalina má schopnost rozpustit (absorbovat) určité množství vzduchu, případně jiného plynu. Toto množství závisí na vlastnostech kapaliny, plynu, tlaku a teplotě. Vzduch proniká do kapaliny na jejich rozhraní, tedy na hladině. Množství vzduchu rozpuštěného v kapalině lze vyjádřit Henryho zákonem [10]:

$$V_p = V_k \cdot \alpha_p \cdot \frac{P}{P_0} \quad (14)$$

Kde:

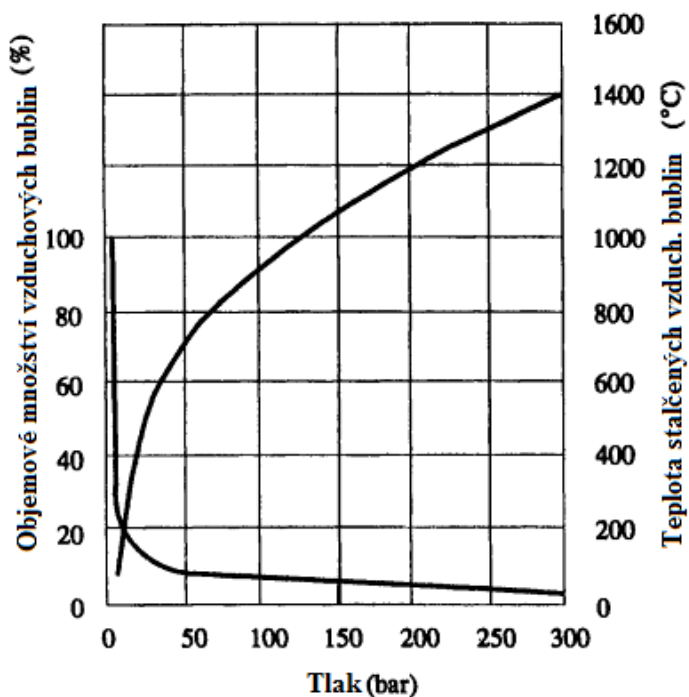
$V_p$ [m <sup>3</sup> ]	Objem rozpuštěného plynu
$p_0$ [Pa]	Atmosférický tlak
$V_k$ [m <sup>3</sup> ]	Objem kapaliny
$p$ [Pa]	Absolutní tlak na hladině
$\alpha_p$ [-]	Součinitel rozpustnosti plynu v kapalině (Bunsenův absorpční koeficient)

Součinitel rozpustnosti plynu závisí na vlastnostech kapaliny a plynu. Oleje o menší viskozitě absorbují více vzduchu, než oleje o viskozitě vyšší, analogicky k tomuto tvrzení lze vyjádřit, že oleje o nižší hustotě absorbují více plynu než oleje hustší. Přibližná hodnota součinitele rozpustnosti pro minerální oleje je  $\alpha_p=0,08\div 0,09$  a pro vodu  $\alpha_p=0,02$ , to znamená, že se v jednom litru minerálního oleje rozpustí téměř 0,1 litru vzduchu. Graf vyjadřující součinitel rozpustnosti pro různé kapaliny je na obr. 1.5. Hodnoty platí pro atmosférický tlak a 0°C.



Obr. 1.5 Součinitel rozpustnosti vzduchu pro různé kapaliny[11]

Rozpuštěný vzduch neovlivňuje stlačitelnost kapalin a tím práci hydraulického mechanismu. Problém nastává v okamžiku, kdy se rozpuštěný vzduch začne uvolňovat a tvořit bublinky. K vylučování vzduchu dochází za sníženého tlaku (podtlaku). Podtlak vzniká vlivem tlakových ztrát (třecích, místních) ve vedení. Množství uvolněného vzduchu závisí zejména na velikosti podtlaku. Při zániku vyloučených bublin při opětovném navýšení tlaku dochází k tzv. kavitaci a následnému kavitačnímu opotřebení. V případě minerálního oleje se kavitace často označuje jako nepravá. I při vysokém nárůstu tlaku nedojde k úplnému rozpuštění vzduchu zpět do kapaliny. Rozpuštění vzduchu je děj časově náročnější než uvolňování a proto část bublin putuje spolu s kapalinou dále do obvodu. [10] Dalším závažným problémem je navýšení teploty vzduchových bublin při stlačování obr. 1.6. Dochází tak k velkému navýšení teploty vzduchové bubliny, což má za následek ohřátí kapaliny na jejím povrchu a následně tak i její oxidaci. Tento proces bývá také označován jako degradace pracovní kapaliny. Z výše uvedeného je patrné, že je nutné odstranit bublinky, které projdou celým hydraulickým systémem, abychom zabránily další degradaci pracovní kapaliny. Odloučení probíhá v nádrži pomocí různých sít a přepážek vhodně umístěných mezi sacím a zpětným vedením [11].



Obr. 1.6 Průběh adiabatického stlačování [11]

## 2 Pojem Dekomprese

Slovo dekomprese obecně znamená snížení tlaku. Nejčastěji se s tímto problémem setkáváme ve vysokotlakých hydraulických systémech. V tomto případě se jedná o snížení tlaku v hydraulickém válci tvářecích strojů, kdy písty těchto válců vykonávají hlavní pracovní pohyb stroje. Hydraulický olej je vypouštěn z válců pod vysokým tlakem do nádrže. Toto vypouštění musí proběhnout kontrolovaně. Pokud by bylo vypouštění nekontrolované, nebo špatně nastavené, došlo by v průběhu dekomprese k nadměrnému namáhání potrubí a nežádoucímu vstupu oleje do nádrže. Tento jev se také někdy označuje jako dekompresní šok. Energie uloženou ve válci před dekompresí lze spočítat ze vztahu pro určení tlakové energie [1]:

$$W_p = p \cdot V \quad (15)$$

Kde:

$W_p$ [J]	Tlaková energie
$p$ [Pa]	Tlak ve válci
$V$ [m <sup>3</sup> ]	Objem válce

Tato práce se dále zabývá dekompresí u kovacího lisu na obr. 2.1.

Parametry stroje CKV 50/60:

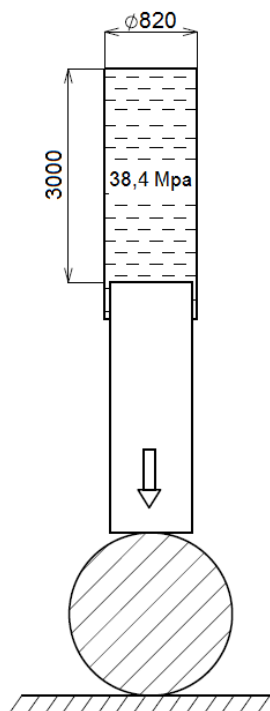
lisovací síla 50MN  
pěchovací síla 60MN  
lisovní válce 3x ø820, zdvih 3000 mm  
pracovní tlak 32 MPa  
tlak při pěchování 38,4 MPa



Obr. 2.1 Stroj CKV 50/60 [18]

Válce lisu jsou řízeny individuálně, proto i dekomprese probíhá u každého válce samostatně. Nejkritičtější tlak je ve válci při pěchování (38,4 MPa), v tomto případě může dojít až k maximálnímu zdvihu válce 3000mm. Z těchto hodnot vyjdeme pro výpočet. Pro lepší představu dané situace je na obr. 2.2 schematický náčrt.

$$W_p = p \cdot V = 38,4 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{\pi \cdot 0,820^2}{4} \cdot 3 \right) = 60837318 \text{ J} = 60,8 \text{ MJ} \quad (16)$$



Obr. 2.2 Náčrt válce v okamžiku dekomprese

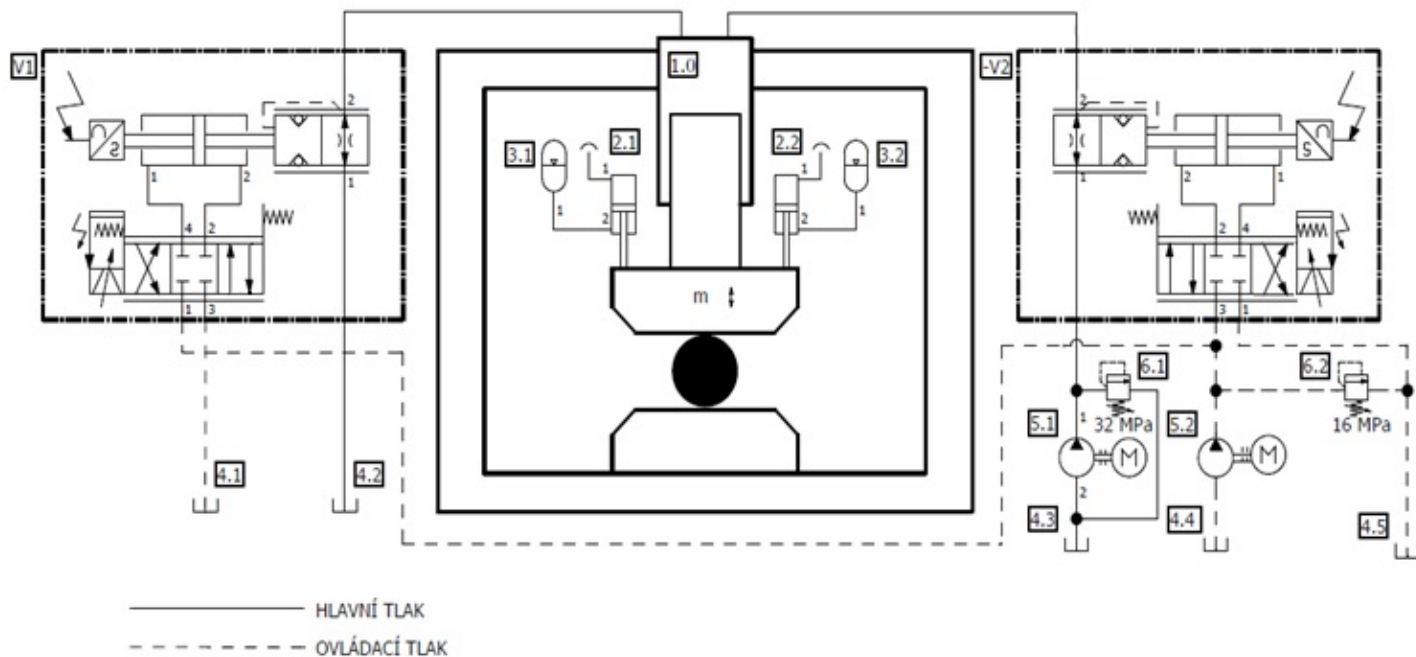
Z ukázkového příkladu je jasné, že energie uvolněná při dekompresi je značná. Proto by měl být kladen důraz na funkci ventilu, který dekompresi zajišťuje. Úkolem tohoto ventilu je zmaření této tlakové energie, aby nedošlo k poškození dalších dílů hydraulického systému. Je tedy snaha o to, vytvořit na ventilu tlakovou ztrátu  $\Delta p$ , která dostatečně zredukuje výstupní tlak z válce hydraulického lisu. Je nutné dekompresi přesně řídit a soustředit se i na dobu, za kterou je ventil schopen dekompresi uskutečnit.

### 3 Kovací ventil

K řízení procesu dekomprese se používá takzvaný kovací ventil. Na tento ventil jsou kladeny vysoké požadavky:

- Velmi rychlé odezvy na řídicí signál
- Jednoduchá a bezporuchová konstrukce
- Dlouhá životnost v náročném provozu

Sledovaným parametrem u kovacích lisů, je také počet zdvihů za určitý časový okamžik. Čas na kování dané součásti je omezen její teplotou, proto musí být maximálně využit. Musí dojít k co možná největšímu počtu zdvihů, čímž dokážeme tento čas plně využít, aby nemusela být kovaná součást opakovaně ohřívána. Několikanásobným ohříváním by se prodloužil celkový strojní čas potřebný na překování součásti. Proces dekomprese samozřejmě ovlivňuje i počet zdvihů. Čím rychleji dokážeme dekompresi uskutečnit, tím více zdvihů může lis vykonat. Zařazení kovacího ventilu v hydraulickém schématu je zobrazeno na obr. 3.1.



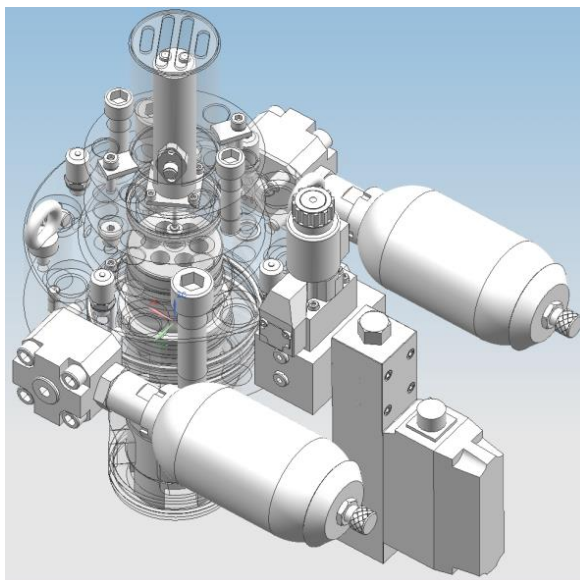
Obr. 3.1 Zjednodušené schéma hydraulického okruhu kovacího lisu [18]

Síla lisu je vyvozena hlavním válcem 1.0, který pohybuje kovadlem a realizuje vlastní technologickou operaci kování. Pro návrat hlavního válce do horní polohy slouží dva zpětné válce 2.1, 2.2, které jsou připojeny k hydraulickým akumulátorům 3.1 a 3.2. Tyto obvody tvoří hydraulickou pružinu, která je stlačována při pohybu dolů hlavním válcem a nahoru zdvihá pohyblivé hmoty lisu m.

Pracovní tlak pro hlavní válec je zajišťován hlavním hydrogenerátorem 5.1, průtok respektive rychlost válce je řízena ventilem V2. Ovládací tlak pro ventily V1 a V2 zajišťuje hydrogenerátor pomocného tlaku 5.2. Při dosažení spodní polohy hlavního válce, dojde k uzavření ventilu V2 a následně je realizována dekomprese komprimovaného objemu prostřednictvím ventilu V1. Tento ventil umožňuje také řídit zpětnou rychlost válce prostřednictvím řízení průtoku odtékajícího z hlavního válce do nádrže 4.2. Hydrogenerátory jsou opatřeny pojišťovacími ventily 6.1 a 6.2, které chrání systém před překročením maximálního tlaku.

### 3.1 Konstrukce kovacího ventilu DN 80

Konstrukce kovacího ventilu DN 80 je na obr. 3.2. Zkratka DN 80 značí jmenovitou světlost průměru vstupu a výstupu do ventilu. Je patrné, že je ventil doplněn dvěma akumulátory. Ty napomáhají při krátkodobém zvýšení odběru tlakové kapaliny.



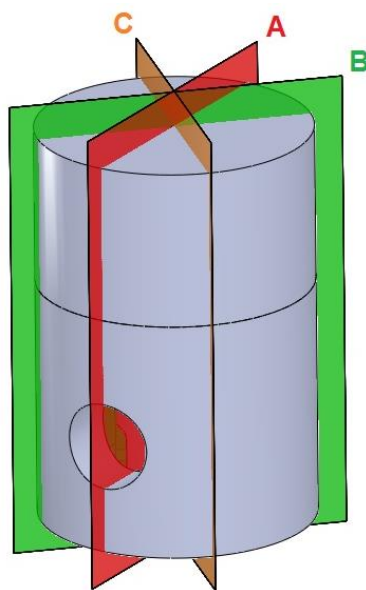
Obr. 3.2 Konstrukce ventilu [18]

Na obr. 3.3 je zobrazeno hydraulické schéma ventilu tak, jak je zapojen v hydraulickém okruhu kovacího lisu. Mezi větvemi A a B dochází k požadované tlakové ztrátě  $\Delta p$ . Velikost tlakové ztráty určuje velikost otevření ventilu. Otevření je řízeno pomocí hydraulického pístku, na ten je připojena zpětná vazba, která dále vyhodnocuje jeho polohu. Samotné řízení ventilu se uskutečňuje třípolohovým proporcionálním ventilem. Na ten jsou dále připojeny akumulátory, které okamžitě vyrovnávají dodávky hydraulické kapaliny.



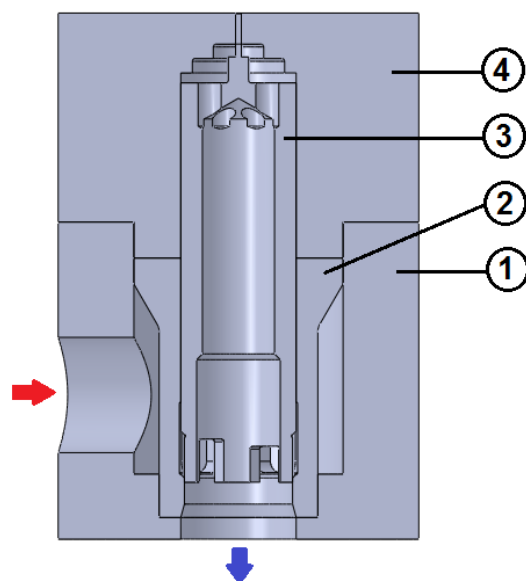
## 4 Model ventilu DN 80 a jeho charakteristika

Firmou Žďas, a.s. byly dodány výkresy pro vytvoření modelu ventilu, u kterého se má simulovat proudění pomocí softwaru Fluent 15. Model ventilu byl vytvořen v softwaru Solidworks jako sestava, která se skládala ze čtyř součástí. Tento model byl oproti reálnému ventilu zjednodušen o těsnící a vodící drážky, dále o různá sražení a zaoblení. Tyto prvky by až tak dalece neovlivnily samotné proudění a zesložitovaly by tak samotnou výpočetní síť a tím by se následně prodlužoval čas výpočtu. Ventil na obr. 4.1 a řezy v jeho základních rovinách obr. 4.2 - 4.4.



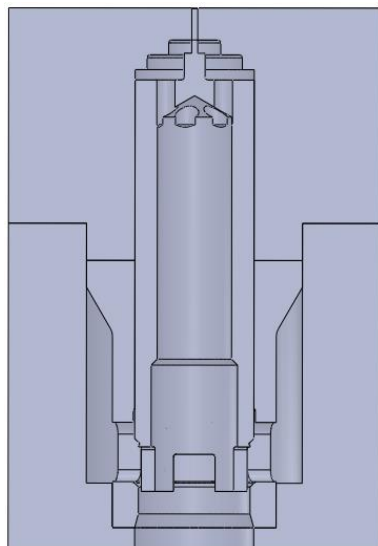
Obr. 4.1 Ventil a jeho hlavní roviny

Funkce ventilu je patrná z řezu A, kde je ventil (3) plně (100%) otevřen, čemuž odpovídá zdvih  $x=30\text{mm}$ . Tělesem ventilu (1) dojde k nátoku kapaliny okolo lucerny (2), ta má po svém obvodu rozmístěny čtyři stejně veliké otvory, v nichž je následně pomocí svislého pohybu ventilu (3) škrcena kapalina. Ventil (3) má opět čtyři škrtící otvory, ale v tomto případě mají stejné rozměry pouze ty protilehlé. Tím je vytvořena progresivní charakteristika ventilu.

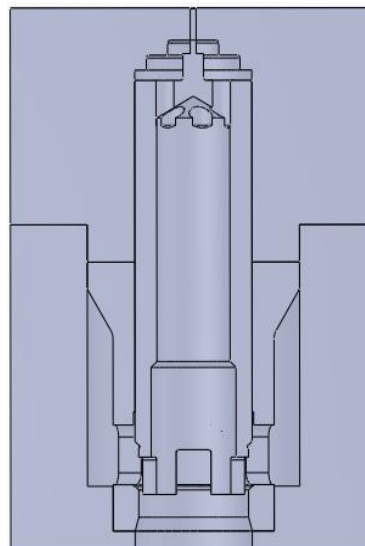


Obr. 4.2 Řez ventilem A





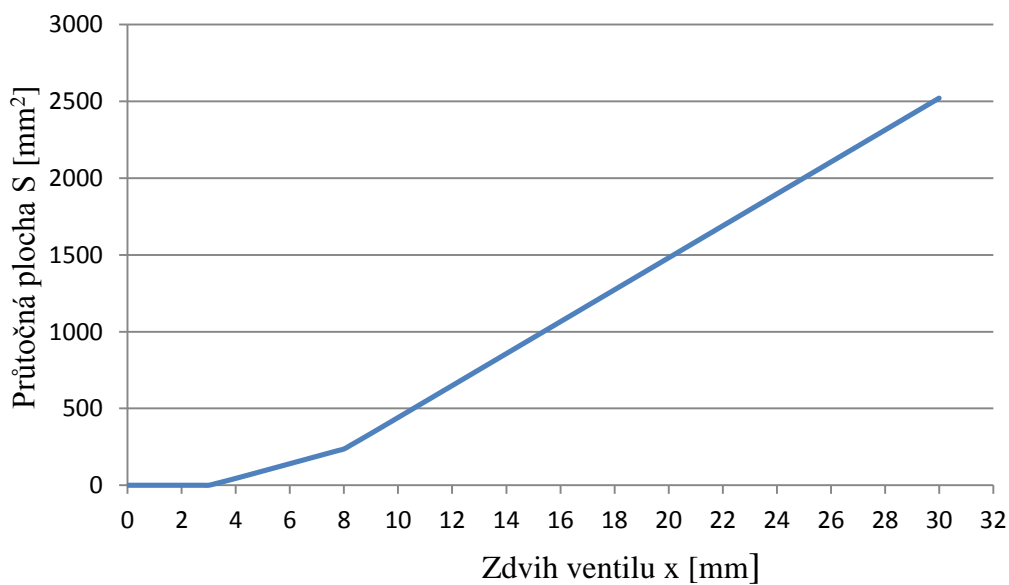
Obr. 4.3 Řez ventilem B



Obr. 4.4 Řez ventilem C

Touto charakteristikou rozumíme závislost zdvihu  $x$ , ventilu (1) na jeho průtočné ploše  $S$ . U této konstrukce dochází k prvnímu otevření až při nadzvednutí ventilu větším než 3mm. Progresivní charakteristika graf 4.1 je tedy vytvořená díky tomu, že se nejprve otvírají protilehlé otvory, které jsou předsazeny o 5mm další dvojicí.

Charakteristika ventilu



Graf 4.1 Charakteristika ventilu

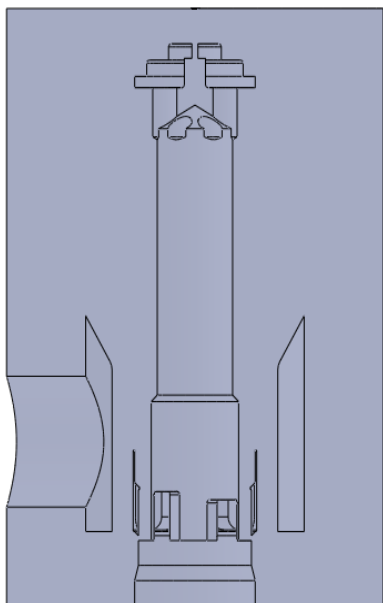
## 5 Model pro analýzu ventilu DN 80

Cílem této analýzy je zjistit tlakovou ztrátu ventilu  $\Delta p$  a průtok v závislosti na jeho zdvihu  $x$ . Při zadaných okrajových podmínkách. Simulace proudění bude probíhat v programu Fluent. Výsledek pak dá představu o proudění uvnitř ventilu, čehož lze následně využít při nových konstrukčních úpravách a vylepšeníh. Sledované parametry z výpočtu by dále měly usnadnit nastavování ventilu v praxi.

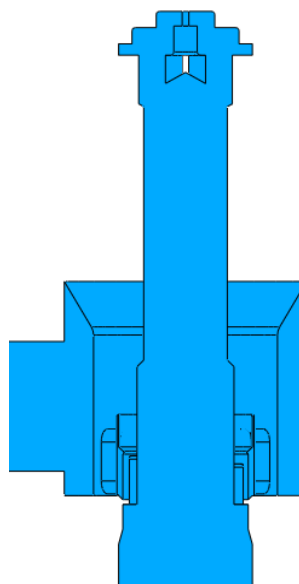
### 5.1 Tvorba výpočtové domény

Aby šla vytvořit charakteristika tlakové ztráty ventilu  $\Delta p$ , je nutné udělat několik výpočtů, kdy každý výpočet bude proveden pro určité otevření a průtok. Z tohoto postupu je tedy patrné, že se musí vytvořit tolik výpočtových domén, kolik chceme simulovat otevření.

Jako vstupní model pro tvorbu domény byl využit již zmíněný zjednodušený model ventilu. Jelikož se ale jedná o analýzu proudění, bylo třeba vytvořit doménu kapaliny. Tento krok byl proveden opět v programu Solidworks. Nejprve bylo nutné sloučit všechny součásti sestavy do jedné a vytvořit tak jeden samostatný objem. Tento krok se uskuteční pomocí Booleovské operace, která je v programu implementovaná jako operace spojit. Tato operace je dostupná pouze přes příkaz upravit díl v rámci sestavy. Jakmile se nacházíme v úpravě dílu, je možné součásti přes příkaz „Sloučit“ a vytvořit z nich tak jeden objem a následně nový díl, s kterým budeme dále pracovat obr. 5.1. Tato součást ale stále nepředstavuje výpočtovou doménu.



Obr. 5.1 Sloučené součásti řez A



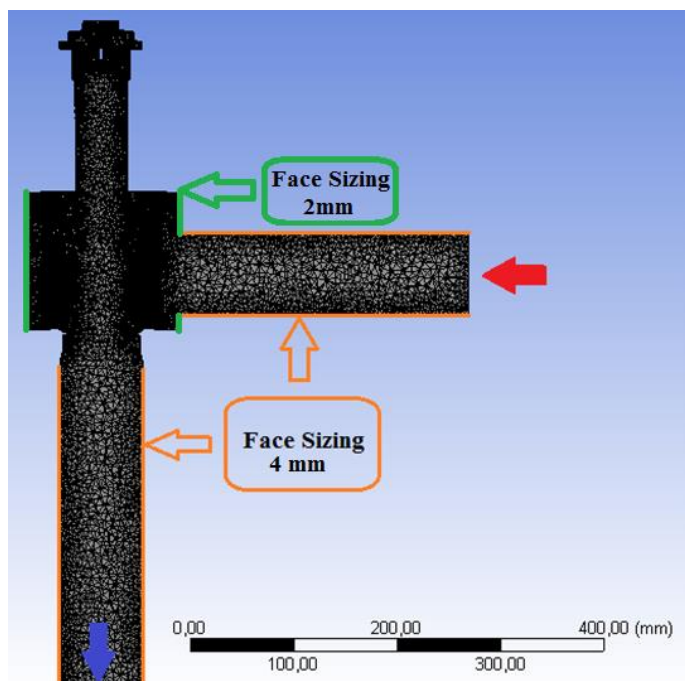
Obr. 5.2 Doména kapaliny řez A

Je nutné provést další Booleovskou operaci mezi nově vytvořenou sloučenou součástí a další, kterou vytvoříme tak, aby sloučený objem překrývala a současně se ho dotýkala na jeho vnější hranici, na tyto tělesa pak použijeme operaci „Kombinovat“. Pomocí ní se odečte objem ventilu od nově vytvořeného a vznikne tak, doména kapaliny obr. 5.2 Tuto doménu je ještě třeba doplnit o prodloužené části na vstupu a výstupu, aby se proudění zcela vyvinulo. Prodloužená délka na vstupu je rovna trojnásobku průměru ventilu, na výstupu pětinasobku průměru ventilu. Tento postup se identicky opakuje pro všechny potřebné nastavení ventilu.

Bylo uvažováno i o vytvoření pouze poloviny geometrie a následného ušetření buněk ve výpočtu. To ale nebylo možné z podstaty geometrie, protože není souměrná podle žádné z rovin.

## 5.2 Tvorba výpočtové sítě

Výpočetní síť byla tvořena v programu ANSYS Meshig, aby šla geometrie do tohoto programu načíst, bylo nutné jí uložit ve formátu IGS. Po načtení geometrie se již mohou nastavit základní parametry výpočetní sítě. První nastavení je v „Details of „Mesh“-Defaults“, zde se musí nadefinovat „Physics Preference“ jako „CFD“. Tím je jasně dáno, že naše analýza se bude dále zabývat výpočtem proudění v programu Fluent a podle toho se uzpůsobí i generace sítě. Dále se pokračuje do záložky „Details of „Mesh“-Sizing“, u tohoto nastavení se funkce „Use Advanced size function“ nastaví jako „off“, pokud jí necháme zapnutou počet buněk se rapidně zvýší. Nyní můžeme nastavit maximální velikost buňky „Element Size“ v tomto případě byla nastavena na 2mm, což předpokládá dostatečně jemnou síť v oblastech změny proudění a zároveň byl počet buněk stále únosný.

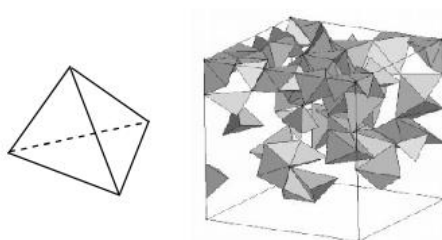


Obr. 5.3 Výpočtová síť

Aby došlo alespoň k částečnému snížení buněk, byla použita funkce „Face Sizing“ ze záložky „Mesh Control“ na vstupní a výstupní plochy, kde zhrubnutí sítě nemá až takový vliv na výsledky analýzy a můžeme si to tudíž dovolit obr. 5.3. Předepsalo se tedy na tyto plochy v položce „Definition“ „Element size“ velikost 4mm. Toto ovlivnilo i prvky v objemu lucerny, zde se stejným způsobem tedy předepsalo zjemnění sítě stejnou funkcí zpět na 2mm.

Pro simulace ventilu s jiným, než maximálním otevřením byla síť jemněna ještě v místě škrcení pomocí funkce „Face Sizing“ tak, aby i v nejmenší spáře v místě škrcení, bylo vždy minimálně 8 výpočtových buněk.

Posledním krokem je už pouze automatická generace sítě a její kontrola. Takto vytvořená síť byla složena pouze z prvků Tet 4, což jsou čtyřstěnné elementy obr. 5.4.



Obr. 5.4 Prvky výpočtové domény [9]

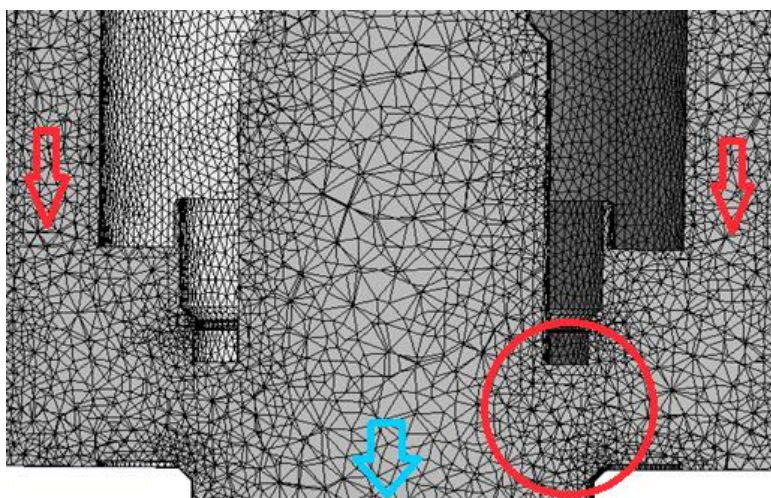
## 5.2.1 Kvalita výpočetní sítě [12]

Lze vyhodnotit dle [12]:

- Velikosti buněk (s ohledem na modelovaný děj a přesnost výpočtu)
- Vhodnosti uspořádání buněk v prostoru (zhuštění v místech změny proudění)
- Kvality buněk (Skewnes)

Celkový počet buněk se pohyboval se v rozmezí 800 000-3 000 000. Což předpokládalo dostatečně jemnou síť vzhledem k celkovému rozměru domény.

Vhodnost uspořádání buněk byla kontrolována pouze vizuálně a to zejména v prostoru škrcení obr. 5.5, kde se předpokládala velká změna rychlostí a následné změny proudění za tímto prostorem.



Obr. 5.5 Řez výpočtovou sítí v místě škrcení

Dalším parametrem pro vyhodnocení kvality sítě je tzv. nesouměrnost buňky. Tento požadavek klade důraz na to, jak se buňka svým tvarem blíží ideálnímu pravidelnému geometrickému tvaru v souladu s odpovídajícím schématem sítě. Pokud je buňka deformována, je její kvalita horší. Obecně se tato kvalita vyjadřuje pomocí bezrozměrného čísla v rozsahu 0-1. Kdy 0 odpovídá nejlepšímu výsledku a 1 představuje výsledek nejhorší. Buňka s výsledkem 1 tedy bude představovat problematickou buňku pro výpočet. Bezrozměrná hodnota buňky se označuje anglickým termínem *Skewness*, což lze přeložit jako míra zkosení, nebo i jako míra deformace. Výsledná hodnota míry zkosení by neměla přesáhnout hodnoty 0,9. Pro určení kvality buňky 3D buňky obr. 5.6 odpovídajícímu schématu platí vztah [12]:

$$\text{Míra zkosení (TET)} = \frac{V_{\text{optimální}} - V_{\text{aktuální}}}{V_{\text{aktuální}}} \quad (17)$$

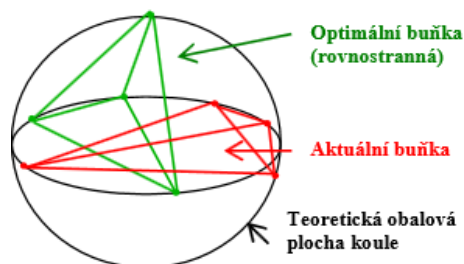
Kde:

$V_{\text{optimální}} [\text{m}^3]$

Optimální objem buňky

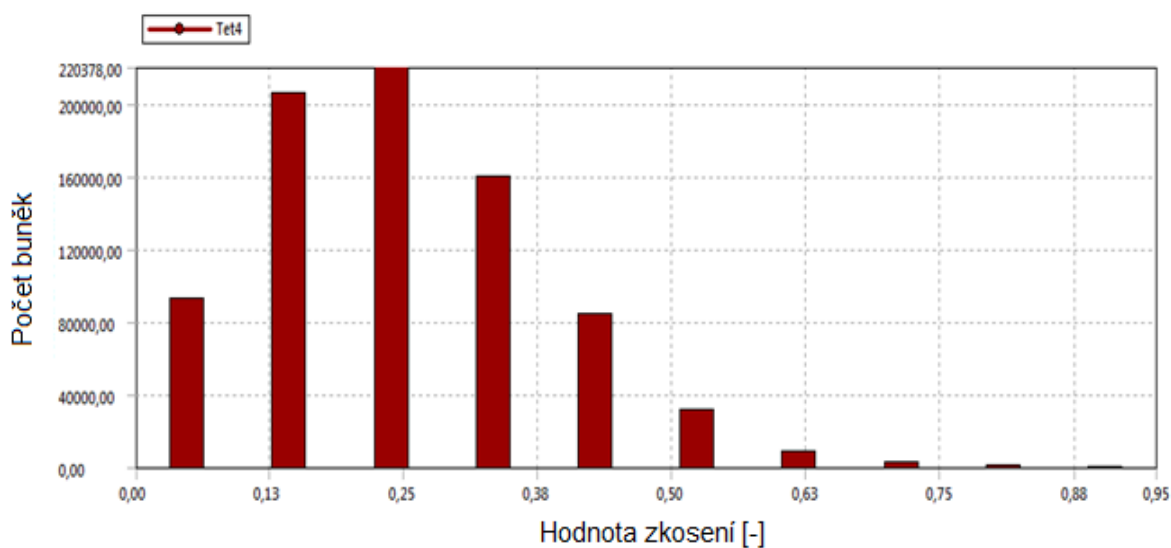
$V_{\text{aktuální}} [\text{m}^3]$

Aktuální objem buňky



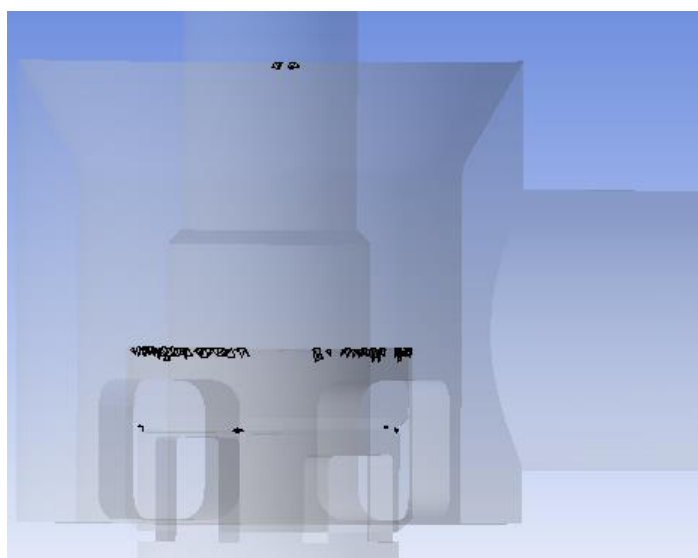
Obr. 5.6 Geometrie zkosení [12]

Vyhodnocení tohoto parametru se provádí v prostředí programu Ansys Meshing v záložce „Details of „Mesh“-Statistics“, zde se nadefinuje „Mesh Metric“ jako „Skewness“ a následně se zobrazí histogram s četností jednotlivých zkosení obr. 5.7.



*Obr. 5.7 Histogram zkosení*

Z obr. 5.7 je patrné, že se vyskytují i zkosení, která převyšují dříve zmíněnou kritickou hodnotu 0,9. Těchto buněk je zanedbatelné množství a vyskytují se v místech, kde nás proudění až tak dalece nezajímá obr. 5.8. Tudíž byla výpočtová síť nechána v této podobě.

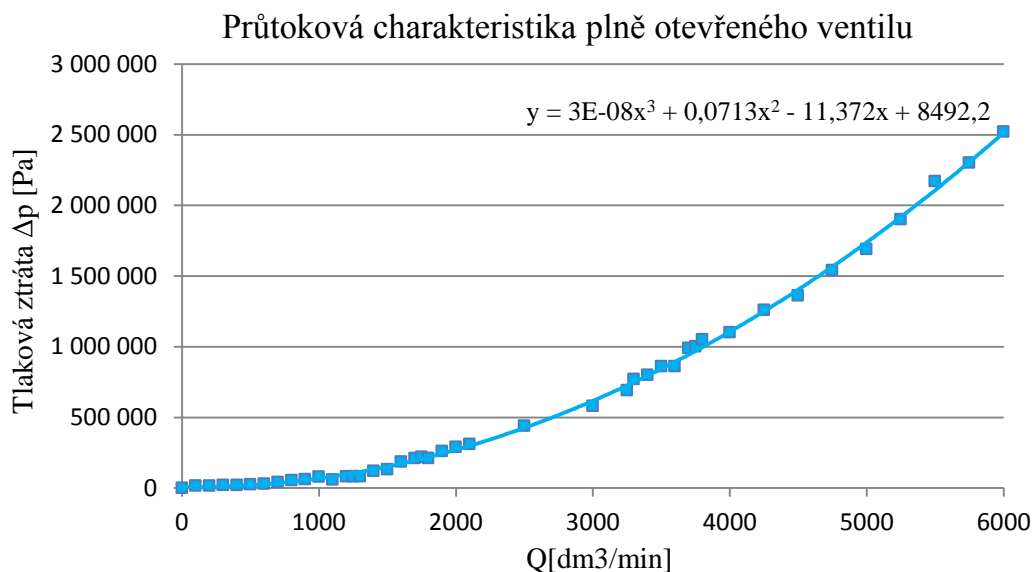


*Obr. 5.8 Buňky se zkosením 0,95*

## 6 Výpočet pro 100% otevření ventilu DN 80

Výpočtem v programu Fluent se má určit tlaková ztráta ventilu  $\Delta p$  v závislosti na průtoku plně (100%) otevřeného ventilu. Následně tyto výsledky simulace porovnat s naměřenými hodnotami firmou Žďas graf. 6.1. Konfrontací naměřených a simulovaných hodnot by mělo dojít ke kalibraci výpočtu a posouzení jeho správnosti.

Měřeny byly statické složky tlaku před a za ventilem, z jejich rozdílu byla určena tlaková ztráta  $\Delta p$ . Dynamická složka tlaku byla zanedbána v důsledku její malé velikosti vůči tlaku statickému.



Graf 6.1 Naměřené hodnoty

Maximální hodnota průtoku v naměřené charakteristice je 6000 dm<sup>3</sup>/min. Zde byl však požadavek na zjištění tlakové ztráty ventilu až do maximálního pracovního průtoku. Tento průtok může nastat při dekompresi, která probíhá z pracovního tlaku 32 MPa. Aby byla zjištěná hodnota maximálního možného průtoku, byla úloha nejprve řešena s tlakovou vstupní podmínkou (32 MPa), výstupní podmínka byla taktéž tlaková (0 MPa). Výsledkem tohoto řešení byla maximální hodnota průtoku 25 418 dm<sup>3</sup>/min. Aby bylo možné predikovat hodnoty tlakové ztráty až do maximálního průtoku i u naměřené charakteristiky, musely se naměřené hodnoty proložit polynomem třetího stupně a následně z této rovnice vypočítat nové hodnoty tlakové ztráty pro vyšší hodnoty průtoku.

### 6.1 Nastavení výpočtu

Charakteristika pro plně otevřený ventil byla vypočtena pro několik hodnot průtoků až do maximálního. Vstupní okrajové podmínky byly vypočteny ze zvolených hodnot průtoků a zadány jako rychlostní tab. 6.1. Výstupní okrajové podmínky byly určeny jako nulový tlak.

*Tab. 6.1* Vstupní okrajové podmínky

<b>Q</b>	<b>v</b>
[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	[m.s <sup>-1</sup> ]
0	0,0
1000	3,3
2000	6,6
3000	9,9
4000	13,3
5000	16,6
6000	19,9
10000	33,2
14000	46,4
18000	59,7
22000	72,9
25418	84,3

Jako proudící médium byl použit minerální olej třídy VG 46. Do výpočtu se zadává dynamická viskozita, viz kapitola 6.3. Aby bylo možné určit, zda se jedná o laminární nebo turbulentní proudění, bylo vypočteno Reynoldsovo číslo [7]:

$$\text{Podmínka laminárního proudění:} \quad \text{Re} \leq \text{Re}_{krit} \quad (16)$$

$$\text{Podmínka turbulentního proudění:} \quad \text{Re} \geq \text{Re}_{krit} \quad (17)$$

$$\text{Re}_{krit} = 2320 \quad (18)$$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (19)$$

$$\text{Re} = \frac{3,3 \cdot 0,08}{46 \cdot 10^{-6}} = 5739 \quad (20)$$

Kde:

Re <sub>krit</sub> [-]	Kritická hodnota Reynoldsova čísla
Re [-]	Hodnota Reynoldsova čísla
v [m.s <sup>-1</sup> ]	Střední rychlost proudění
ν [m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Kinematická viskozita minerálního oleje
D [m]	Hydraulický průměr

Vypočtená hodnota Reynoldsova čísla je větší, než jeho kritická hodnota, a tudíž se jedná o turbulentní proudění. Výpočet byl proveden pouze pro nejnižší hodnotu průtoku. Je jasné, že pro všechny vyšší hodnoty průtoku se bude stále jednat o turbulentní proudění.



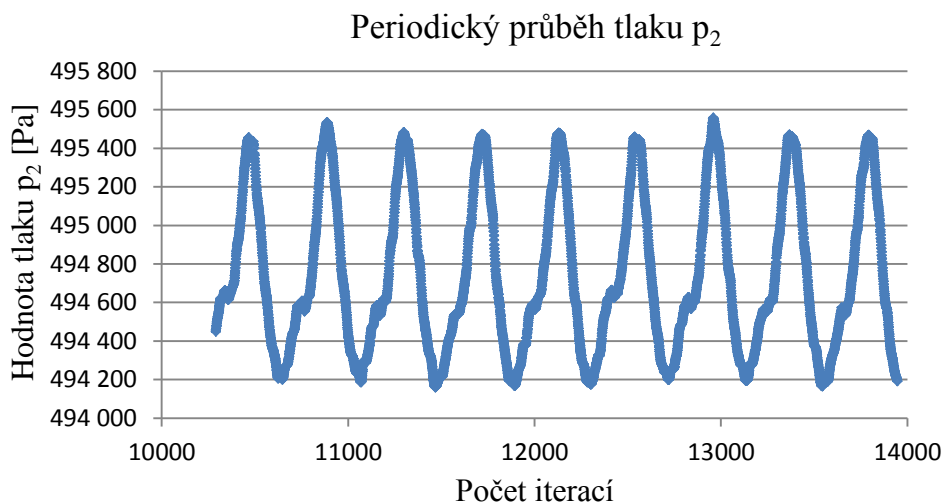
Pro výpočet byl tedy zvolen turbulentní model proděni  $k-\varepsilon$  *Realizable* a schéma *Simple*, s řešičem *Pressure - Based*. Zvolené schéma *Simple* dopočítává tlakové pole ze vztahu mezi rychlostí s tlakovými korekcemi. Tento vztah je označován jako *Pressure - velocity Coupling*. Takto nastavené řešení předpokládá modelování proudění nestlačitelné kapaliny, kdy je uvažována konstantní hodnota hustoty [17]. Pro modelování proudění v blízkosti stěny bylo využito nerovnovážné stěnové funkce, což podstatně snižuje nároky na výpočet, ale zároveň poskytne dostatečně přesné řešení [12].

## 6.2 Výsledky výpočtu

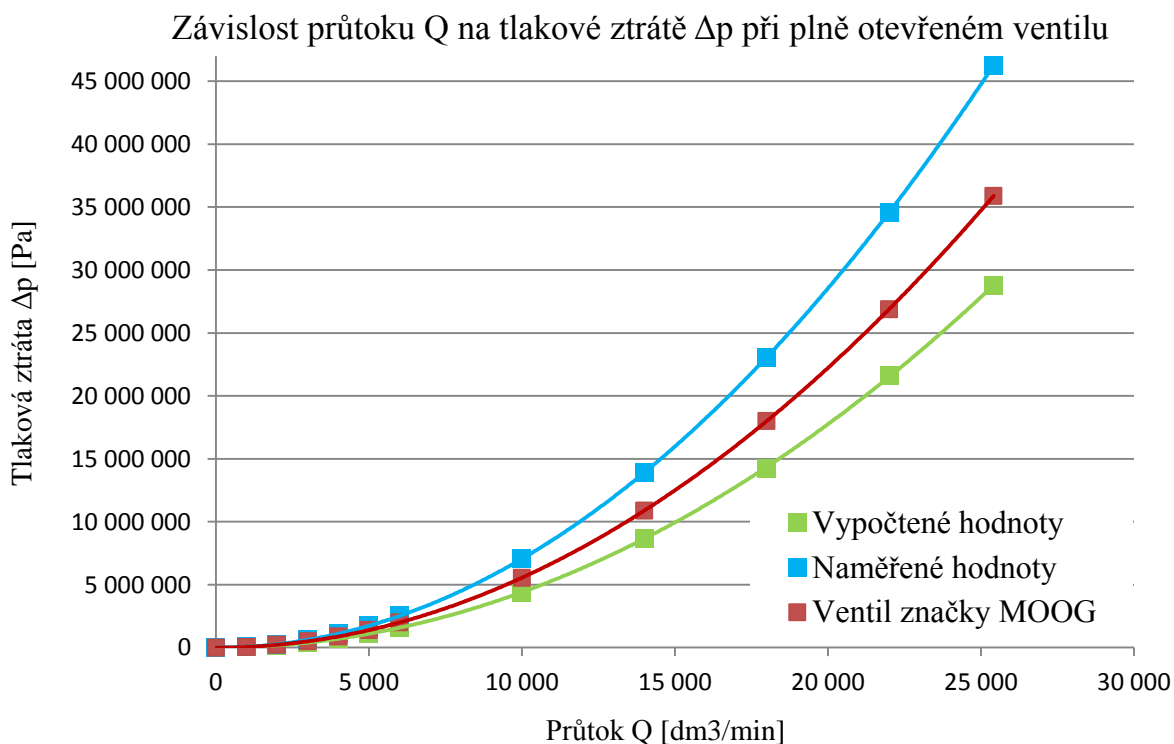
Pro zvolené hodnoty průtoku byla vypočtena tlaková ztráta ventilu. Tato ztráta  $\Delta p$  byla vypočtena jako rozdíl tlaku na vstupu  $p_1$  a tlaku na výstupu  $p_2$ . Tlaky  $p_1$  a  $p_2$  byly vzaty z programu Fluent jako totální tlaky, tzn. součet dynamické a statické složky tlaku. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tab. 6.2. Výpočet proběhl pouze jako stacionární, i když je zřejmě ze své podstaty nestacionární. Bylo tak usuzováno z periodické podoby tlaku  $p_2$ . V programu Fluent byl vytvořen monitor na výstupní a vstupní ploše ventilu a byl sledován průběh tohoto tlaku graf. 6.2, zde je vidět právě jistá periodičnost, z které můžeme dedukovat onu nestacionaritu. Výsledné hodnoty v tabulkách jsou pak hodnoty, okolo kterých docházelo ke kmitání. Stacionární výpočet byl zvolen z důvodu menší časové náročnosti na výpočet.

Tab. 6.2 Přehled hodnot tlakových ztrát plně otevřeného ventilu

Výsledné hodnoty tlakové ztráty při $v=46\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$			
Q	$p_1$	$p_2$	$\Delta p$
[ $\text{dm}^3\cdot\text{min}^{-1}$ ]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
0	0	0	0
1 000	49 524	4 997	44 527
2 000	195 154	19 649	175 505
3 000	440 620	44 227	396 393
4 000	783 200	78 747	704 453
5 000	1 217 000	123 187	1 093 813
6 000	1 755 500	177 550	1 577 950
10 000	4 910 000	494 700	4 415 300
14 000	9 660 000	970 000	8 690 000
18 000	15 840 000	1 587 000	14 253 000
22 000	23 900 000	2 396 000	21 504 000
25 418	32 000 000	3 199 000	28 801 000



Graf 6.2 Průběh tlaku  $p_2$  pro průtok 10 000  $\text{dm}^3/\text{min}$



Graf 6.3 Porovnání hodnot tlakové ztráty  $\Delta p$

Z grafu. 6.3 je patrná poměrně značná odchylka vypočtených a naměřených hodnot tlakové ztráty. Tato odchylka je v řádu 60%. Dále je v grafu vynesena charakteristika ventilu od firmy Moog [16]. Tento ventil je využíván v podobných aplikacích a je svou geometrií velice podobný analyzovanému. Tudíž mezi nimi můžeme provést srovnání, zde je odchylka 20%. Z tohoto rozboru je tedy možné usuzovat na to, že výsledky výpočtu nejsou až tak chybné, ale že nebyly dodrženy všechny náležitosti při měření.

Odchylka naměřených hodnot mohla být způsobena těmito vlivy:

- Simulace výpočtu s rozdílnou viskozitou kapaliny (kap. 6.3)
- Metodika měření (kap. 6.4)

Odchylka vypočtených hodnot pomocí simulace mohla být způsobena těmito vlivy:

- Simulace výpočtu s nestlačitelnou kapalinou (kap. 6.5)
- Simulace výpočtu s olejem bez nerozpuštěného vzduchu (kap. 6.6)

Všechny zmíněné vlivy mohly ovlivnit tlakovou ztrátu ventilu, a proto jsou podrobněji popsány v následujících kapitolách.

### 6.3 Simulace výpočtu s rozdílnou viskozitou kapaliny

Výpočet z kapitoly 6.2 byl proveden pro zmíněný olej třídy VG 46, tomu odpovídala kinematická viskozita o hodnotě  $\nu_1=46\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$  při teplotě  $t_1=40^\circ\text{C}$  z obr. 1.1. Se vzrůstající viskozitou by měly vzrůstat i tlakové ztráty, kapalina klade větší odpor při proudění [10]. Proto bylo nutné provést kontrolní výpočet pro olej o jiné viskozitě a znovu charakteristiky porovnat.

Pro nové charakteristiky byl opět uvažován olej z viskózní třídy VG 46, tentokrát ale při teplotě  $t_2=30^\circ\text{C}$  a  $t_3=50^\circ\text{C}$  a tomu odpovídající kinematické viskozitě  $\nu_2=80\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$  a  $\nu_3=30\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$  z obr. 1.1. Hodnoty kinematické viskozity byly přepočteny podle vzorce (3), hustota byla uvažována konstantní pro oba případy  $\rho=870\text{kg/m}^3$ . Přepočet byl nutný z toho důvodů, že se do programu Fluent zadává viskozita dynamická.

Přepočet:

$$\eta_1 = \nu_1 \cdot \rho = 46 \cdot 10^{-6} \cdot 870 = 0,0400 \text{ Pa} \cdot \text{s}^{-1} \quad (21)$$

$$\eta_2 = \nu_2 \cdot \rho = 80 \cdot 10^{-6} \cdot 870 = 0,0696 \text{ Pa} \cdot \text{s}^{-1} \quad (22)$$

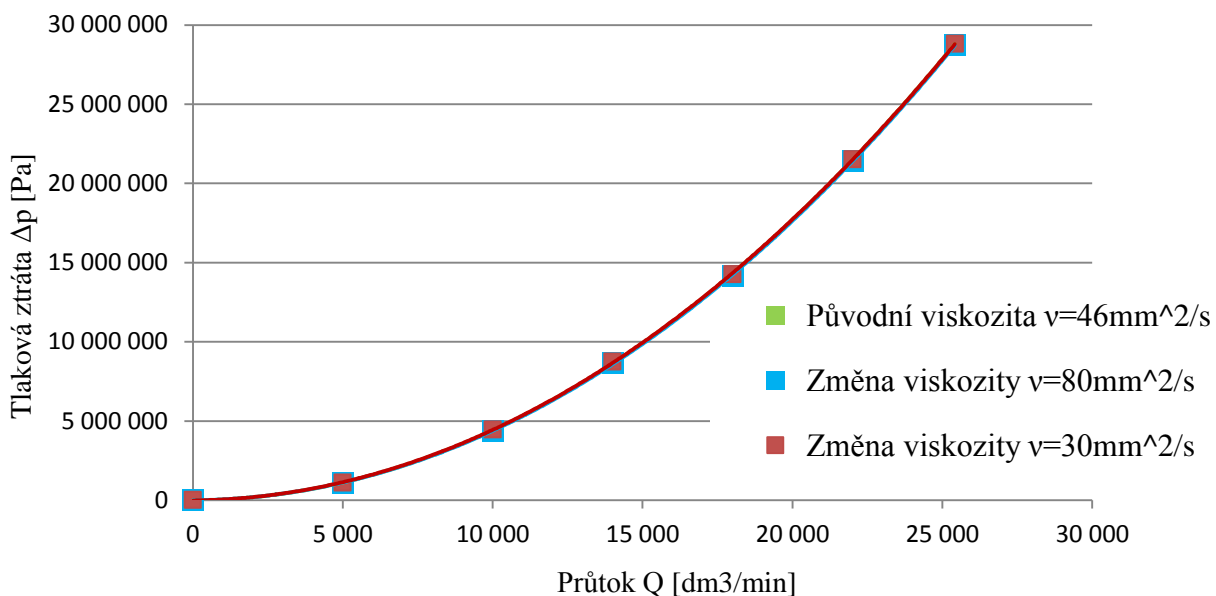
$$\eta_3 = \nu_3 \cdot \rho = 30 \cdot 10^{-6} \cdot 870 = 0,0261 \text{ Pa} \cdot \text{s}^{-1} \quad (23)$$

Hodnoty tlakové ztráty pro obě nové viskozity jsou uvedeny v tab.6.3 a 6.4. Je zde uvedena také grafická závislost graf. 6.4. Z přiloženého grafu je patrné, že se velikost tlakové ztráty se změnou viskozity příliš nemění. Dokonce se při vyšší viskozitě tlaková ztráta snížila v řádu 0,3%, tato odchylka byla přisouzena jistě nepřesnosti výpočtu. Obecně lze říci, že u tohoto typu ventilu je dráha, na které dochází ke škrcení kapaliny poměrně krátká, a tudíž nezávisí na viskozitě škrceného média [6]. Takové ventily se pak označují jako viskózně nezávislé.

V praxi to znamená jistou výhodu. Při použití hydraulického média s jinou viskozitou, bude při stejném nastavení ventilu dodržena stejná hodnota tlakové ztráty. Taktéž při rozběhu mechanismu, kdy ještě není ustálená teplota hydraulické kapaliny, by nemělo docházet k velkým výkyvům tlakové ztráty na ventilu.

Platnost těchto tvrzení by však bylo třeba ještě potvrdit simulacemi, při kterých by došlo k razantnější změně viskozity.

Závislost průtoku  $Q$  na tlakové ztrátě  $\Delta p$  při plně otevřeném ventilu



Graf 6.4 Grafický přehled tlakových ztrát v závislosti na změně viskozity

Tab. 6.3 Přehled hodnot tlakových ztrát při  $v=30\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$

Výsledné hodnoty tlakové ztráty při $v=30\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$			
$Q$	$p_1$	$p_2$	$\Delta p$
[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
0	0	0	0
5 000	1 224 000	123 550	1 100 450
10 000	4 940 000	494 700	4 445 300
14 000	9 710 000	970 700	8 739 300
18 000	15 840 000	1 581 250	14 258 750
22 000	23 900 000	2 395 000	21 505 000
25 418	32 000 000	3 200 000	28 800 000

Tab. 6.4 Přehled hodnot tlakových ztrát při  $v=80\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$

Výsledné hodnoty tlakové ztráty při $v=80\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$			
$Q$	$p_1$	$p_2$	$\Delta p$
[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
0	0	0	0
5 000	1 224 580	122 830	1 101 750
10 000	4 872 500	493 025	4 379 475
14 000	9 600 000	968 700	8 631 300
18 000	15 750 000	1 586 000	14 164 000
22 000	23 830 000	2 394 000	21 436 000
25 418	31 900 000	3 197 000	28 703 000

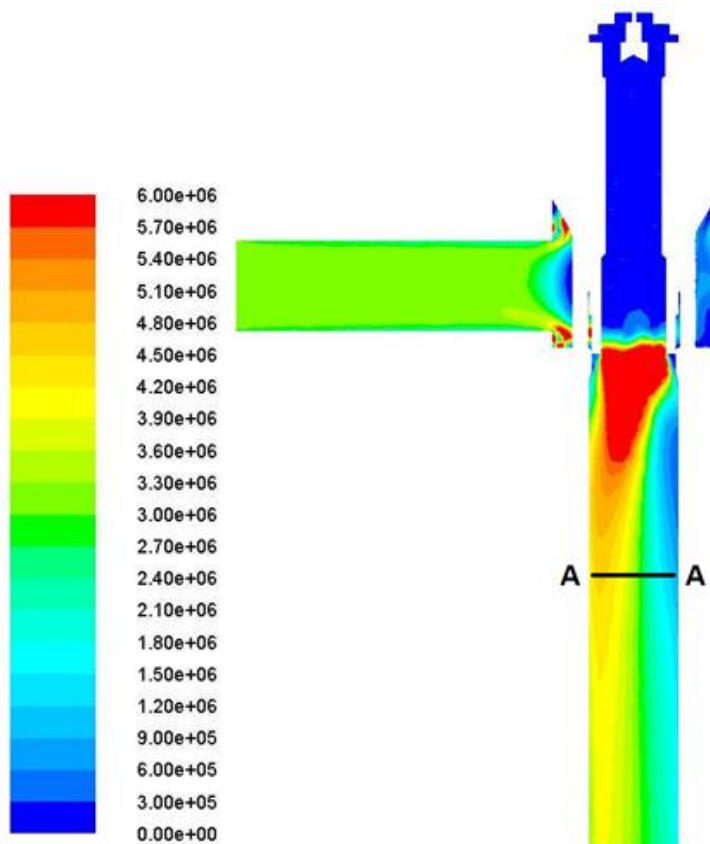
## 6.4 Metodika měření

Po konzultaci výsledků z kapitoly 6.2 s firmou Žďas bylo zjištěno, že se před výstupním snímačem tlaku vyskytovaly singularity v podobě změny průřezu a změny směru proudění. Proto naměřené hodnoty predikují onu vyšší hodnotu tlakové ztráty  $\Delta p$ . Tlakové ztráty singularit nebylo možné zpětně dopočítat, protože již nebyly potřebné díly k dispozici.

Při měření je také nutno uvažovat nejistotu naměřených hodnot, která je daná přesností měřidla. Hodnota nejistoty naměřené hodnoty je pak určena jako součin přesnosti měřidla a jeho rozsahu (při měření tlaku), nebo měřené hodnoty (při měření průtoku). Tyto nejistoty byly z důvodu jejich velikosti vůči změnám, které způsobily singularity před snímačem tlaku zanedbány.

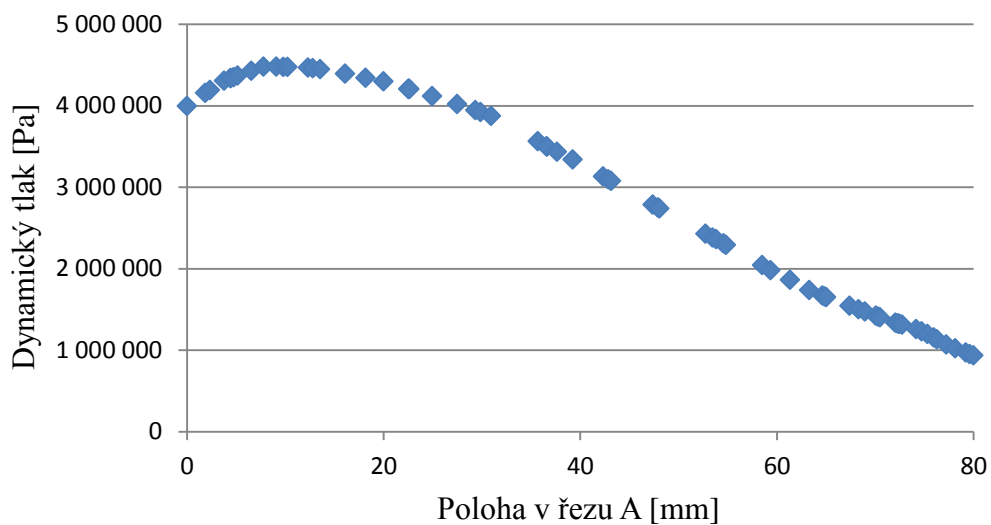
K dalšímu ovlivnění mohlo dojít z důvodu použití pouze jednoho tlakového snímače. Z obr. 6.5 je patrné, že ani v délce cca 200mm za místem škrcení v řezu A-A, není rozložení dynamického tlaku graf. 6.5 po průměru ventilu rovnoměrné, z důvodu nerovnoměrnosti rychlostního profilu. Průběh statického tlaku v řezu A-A graf. 6.6 po průměru ventilu je také nerovnoměrný. Vhodnější by bylo použít čtyři snímače umístěny v průřezu s roztečí  $90^\circ$  a změřené hodnoty zprůměrovat.

Z výše uvedeného vyplývá, že metodika měření nebyla zvolena správně a naměřené hodnoty tak byly ovlivněny velkou chybou.

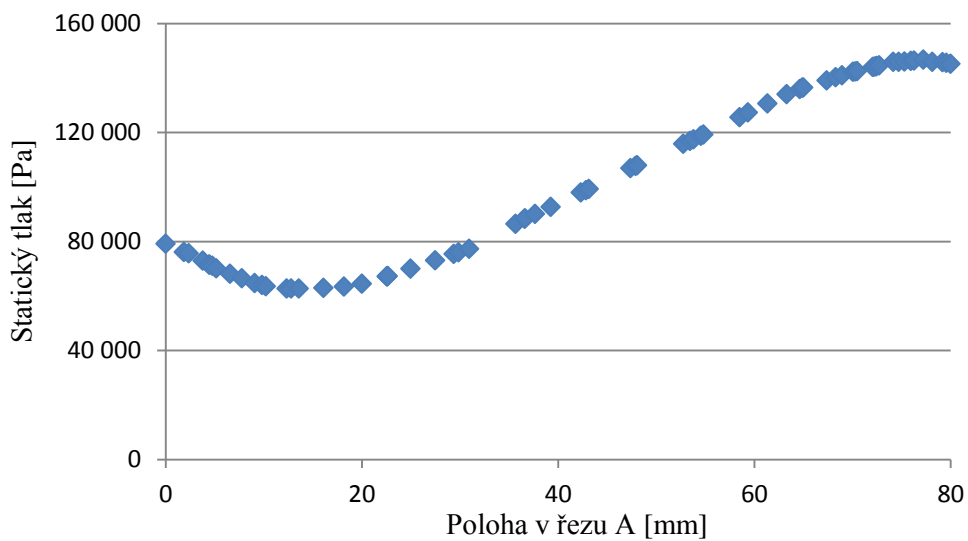


Obr. 6.1 Rozložení dynamického tlaku v rozsahu hodnot 0-6 000 000 Pa při  $Q=25418 \text{ dm}^3/\text{min}$

## Průběh dynamického tlaku v řezu A-A

Graf 6.5 Průběh dynamického tlaku při 25418 dm<sup>3</sup>/min

## Průběh statického tlaku v řezu A-A

Graf 6.6 Průběh statického tlaku při 25418 dm<sup>3</sup>/min

## 6.5 Simulace výpočtu nestlačitelné kapaliny

Odchylka vypočtených a naměřených hodnot byla dostatečně zdůvodněna v kapitole 6.4. Nicméně z důvodu zjednodušení, byl daný problém na počátku modelován pro nestlačitelnou kapalinu. Tento fakt mohl do simulace vnést další odchylku v určení tlakové ztráty ventilu a jeho průtoku. Aby bylo možné postihnout stlačitelnost kapaliny, musí být daný problém řešen jako stlačitelný. Od simulace výpočtu stlačitelné kapaliny bylo v této charakteristice upuštěno. Zejména z důvodu velké chyby v naměřených hodnotách uvedených v kap. 6.4. Dalším důvodem bylo, že při samotném měření tlakové ztráty ventilu nebyl změřen modul objemové stlačitelnosti minerálního oleje, se kterým se při modelování stlačitelnosti počítá. Výsledné hodnoty by tedy byly pouze teoretické, protože by bylo nutné modul stlačitelnosti odhadnout. Dále se touto problematikou zabývá kapitola 8.

## 6.6 Simulace výpočtu s olejem bez nerozpuštěného vzduchu

Dalším zjednodušením bylo uvažování oleje jako čisté látky bez obsahu nerozpuštěného vzduchu. Nerozpuštěný vzduch ale může opět ovlivnit výslednou tlakovou ztrátu ventilu a jeho průtok. Tuto problematiku lze simulovat vícefázovým prouděním směsi, v tomto případě by se jednalo o dvoufázovou směs minerálního oleje se vzduchem. Od simulace výpočtu vícefázového proudění v této charakteristice bylo ale opět upuštěno. Z důvodu již zmíněné velké chyby naměřených hodnot a také proto, že při měření tlakové ztráty ventilu nebyl zjištěn obsah vzduchu v minerálním oleji. Výsledky by tak byly opět v teoretické rovině, z důvodu odhadnutí obsahu vzduchu. Touto problematikou se dále zabývá kapitola 9.

## 7 Výpočty pro otevření 12,5%, 25%, 50%, 75% ventilu Dn 80

Cílem analýzy ventilu v této kapitole je zjištění tlakové ztráty  $\Delta p$  a průtoku v závislosti na jeho otevření  $x$ , které je zde vyjádřeno v procentech. Vypočtené hodnoty pak poslouží pro optimalizaci nastavení ventilu v praxi. Pro všechny případy otevření bylo uvažováno, že dekomprese probíhá z pracovního tlaku 32 MPa. Tímto tlakem tedy byla vyjádřena i vstupní okrajová podmínka pro výpočet. Výstupní okrajová podmínka byla určena jako nulový tlak. Pro nastavení ventilu v praxi je důležité správně odhadnout jeho prvotní otevření. Toto otevření musí na ventilu vyvolat dostatečně velkou tlakovou ztrátu. Pokud by tlaková ztráta na ventilu byla příliš malá, docházelo by k velkému rozstříku oleje při vstupu do nádrže, nebo by v hraničním případě mohlo dojít až k poškození hydraulického okruhu za ventilem. Zůstatek energie v proudě kapaliny za místem škrcení při zadaných okrajových podmínkách odpovídá velikosti dynamického tlaku. Optimální hodnota tohoto tlaku je 500 000 Pa. Prvotním otevřením ventilu je snaha vyvolat tak velkou tlakovou ztrátu, aby výstupní tlak dosahoval zmíněné hodnoty.

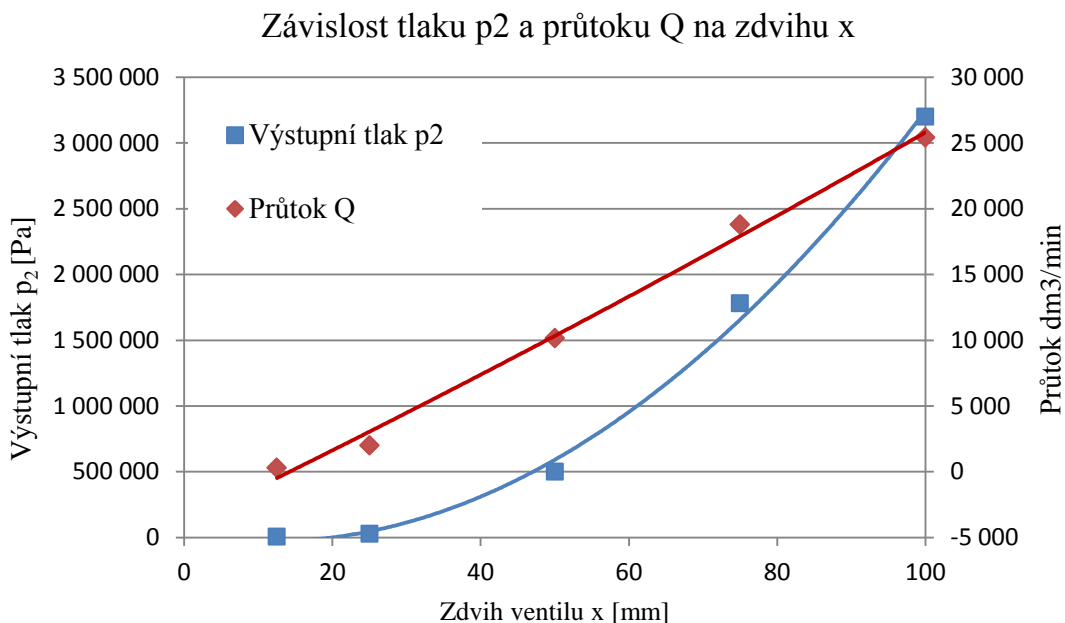
Výpočtová doména a síť byly tvořeny dle kapitol 5.1 a 5.2. Nastavení výpočtu a vyhodnocení výsledků proběhlo dle kapitol 6.1 a 6.2. Jako vstupní okrajová podmínka zde byl použit pracovní tlak  $p_1=32$  MPa z toho důvodu, aby byla zjištěna průtočnost a tlaková ztráta. Výstupní okrajovou podmínkou byl nulový tlak. Hodnoty vypočtených tlaků a průtoků v závislosti na zdvihu  $x$  jsou uvedeny v tab. 7.1.

Tab. 7.1 Přehled hodnot tlakových ztrát a průtoku v závislosti na otevření  $x$

Výsledné hodnoty tlakové ztráty a průtoku při $v=46\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$				
$x$	$p_1$	$p_2$	$\Delta p$	$Q$
[%]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[dm <sup>3</sup> /min]
12,5	32 000 000	5 219	31 994 781	295
25	32 000 000	27 500	31 972 500	1 989
50	32 000 000	498 605	31 501 395	10 140
75	32 000 000	1 780 000	30 220 000	18 780
100	32 000 000	3 199 000	28 801 000	25 418

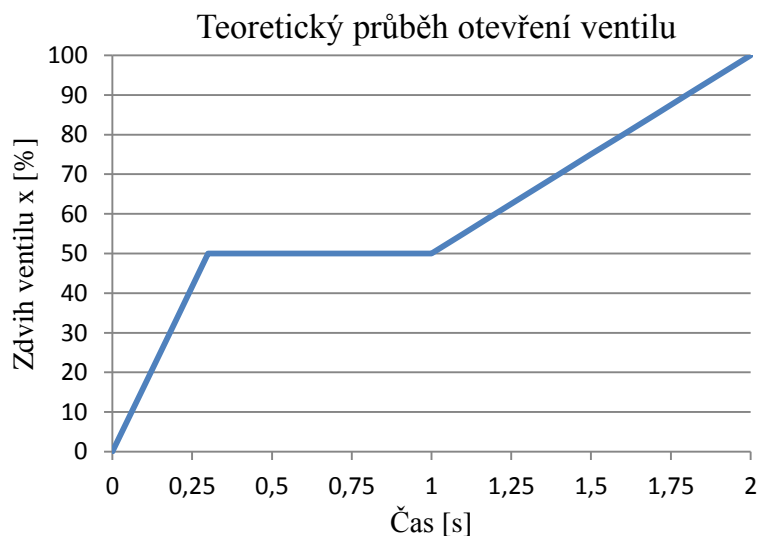
Z vypočtených výsledků vyplývá, že ventil při dekompresi z tlaku 32 MPa může být ihned otevřen na zdvih 50% a stále bude dodržena výstupní hodnota tlaku  $p_2$ , která zaručí bezporuchový provoz. Přínos výpočtu byl právě ve zjištění prvotního zdvihu ventilu, kdy dojde k požadované hodnotě výstupního tlaku. Okamžité otevření ventilu na 50% v praxi potvrdil i odborný konzultant ve firmě Žďas jako správné.





*Graf 7.1 Grafický přehled tlaku  $p_2$  a průtoku v závislosti na zdvihu  $x$*

Teoretické otevření ventilu v závislosti na čase je na grafu 7.2. Je vidět téměř okamžité otevření ventilu na 50%, tohoto otevření je dosaženo v čase 0,3 sekund. Dále je zde určitá výdrž na tomto otevření, během této doby dochází k dekompresi v hydraulickém válci, jakmile se dosáhne určitého snížení tlaku, dojde k poklesu průtoku. Toto snížení průtoku se nepříznivě projevuje na čase, za který se dekomprese uskutečňuje. Je tedy snaha o to, udržovat průtok na konstantní hodnotě, čímž bude zaručena i hodnota výstupního dynamického tlaku. Aby bylo možné udržovat konstantní hodnotu průtoku, je nutné s poklesem tlaku v hydraulickém válci zvětšovat zdvih ventilu. Na teoretické křivce je to patrné kdy v 1. sekundě dojde k otevření ventilu až na maximální zdvih. Tímto je zajištěn rychlý a bezproblémový průběh dekomprese. Teoretická křivka průběhu otevření ventilu je pouze jakýsi odhad, pro přesný popis by bylo nutné znát vlastnosti akumulátorů a válců, které zajišťují zpětný pohyb pohyblivých částí kovacího lisu a podílejí se tak přímo na průběhu dekomprese.



*Graf 7.2 Teoretické otevření ventilu*

## 8 Teoretické zohlednění stlačitelnosti kapaliny

Aby bylo možné predikovat vliv stlačitelnosti na hodnotu tlakové ztráty a průtoku, je nutné do výpočtu zahrnout stlačitelnost kapaliny. To je možné udělat třemi způsoby:

- Zavedení lineární závislosti hustoty pomocí UDF dle [17]
- Vytvoření fiktivního plynu s vlastnostmi oleje dle [17]
- Použití Taitovy rovnice dle [17]

Pro zohlednění stlačitelnosti byl zvolen první způsob a to zavedení lineární závislosti pomocí UDF (uživatelsky definované funkce). Definice této funkce byla převzata z [17] a měla tuto podobu:

```
#include "udf.h"

#define BMODULUS 1.4e9
#define rho_ref 870.0
#define p_ref 101325

DEFINE_PROPERTY(superfluid_density, c, t)
{
    real rho;
    real p, dp;
    real p_operating;
    p_operating = RP_Get_Real ("operating-pressure");
    p = C_P(c,t) + p_operating;
    dp = p-p_ref;
    rho = rho_ref/(1.0-dp/BMODULUS);
    return rho;
}

DEFINE_PROPERTY(sound_speed, c,t)
{
    real a;
    real p, dp,p_operating;
    p_operating = RP_Get_Real ("operating-pressure");
    p = C_P(c,t) + p_operating;
    dp = p-p_ref; a = (1.-dp/BMODULUS)*sqrt(BMODULUS/rho_ref);
    return a;
}
```

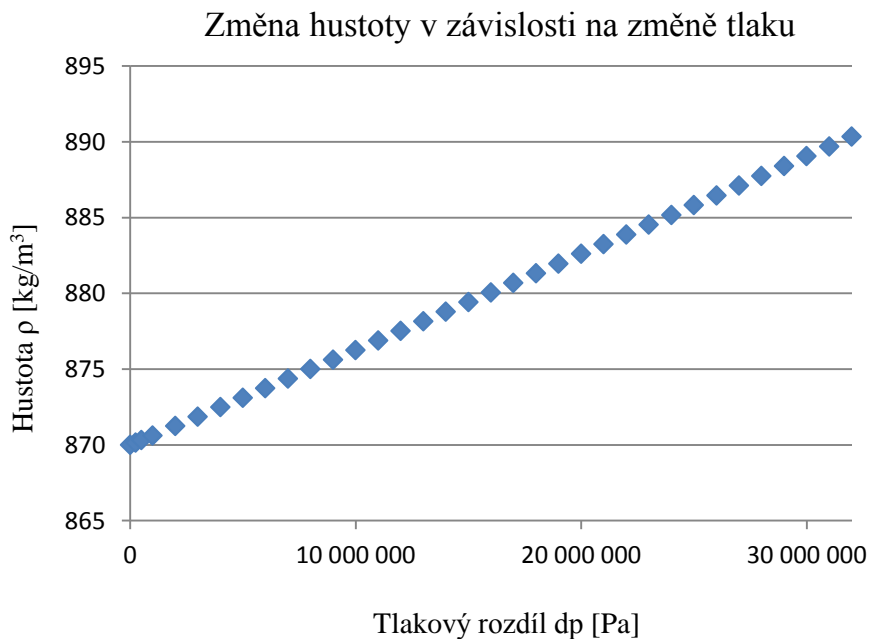
V tomto případě je definovaná změna hustoty dle funkce:

$$\rho = \frac{\rho_{ref}}{1 - \frac{dp}{K}} \quad (24)$$

Kde:

- $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]      Nová hodnota hustoty  
 $\rho_{ref}$  [kg/m<sup>3</sup>]      Hodnota referenční hustoty při referenčním tlaku  
 ( $\rho_{ref} = 870 \text{ kg/m}^3$  při  $p_{ref} = 101\,325 \text{ Pa}$ )  
 $dp$  [Pa]      Změna tlaku

Závislost hustoty při změně tlaku uvedené funkce (24) je zobrazena na grafu 8.1, v tomto případě byl uvažován modul stlačitelnosti minerálního oleje  $K=1,4 \cdot 10^9$ . Po načtení této funkce do výpočtu, již není hustota konstantní, ale je funkcí tlakového pole.



Graf 8.1 Grafická závislost hustoty

Uživatelsky definovanou funkcí musí být spolu se změnou hustoty definována i rychlost zvuku z důvodu stabilizace řešení tlaku:

$$a = 1 - \frac{dp}{K} * \sqrt{\frac{K}{\rho_{ref}}} \quad (25)$$

Kde:

- $a$  [m.s<sup>-1</sup>]      Rychlost zvuku

## 8.1 Nastavení a výsledky výpočtu

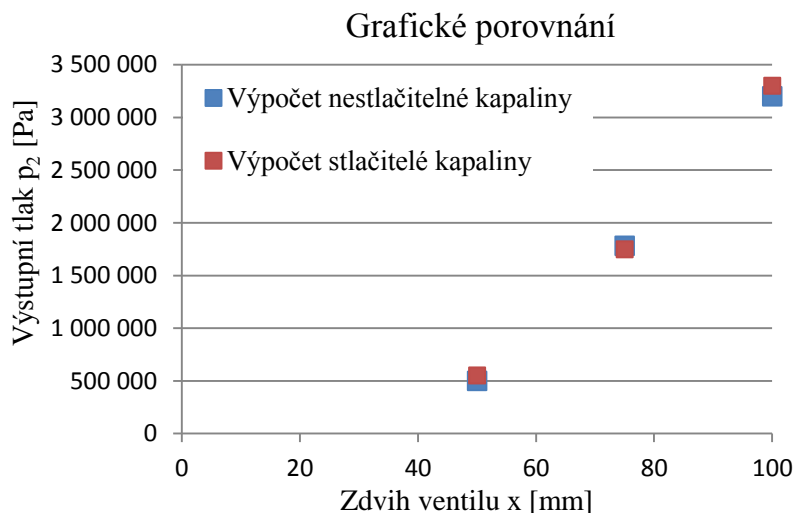
Zohlednění stlačitelnosti bylo uvažováno pouze u simulací ventilu se zdvihy 50%, 75% a 100% z toho důvodu, že tyto zdvihy jsou využívány při dekompresi z pracovního tlaku dle grafu 7.2. Cílem bylo zjistit, jak se změní u těchto zdvihů výsledná tlaková ztráta nebo průtok.

Nastavení výpočtů bylo identické s kapitolou 6.1, byla tu pouze jediná změna a to definování zmíněné stlačitelnosti a rychlosti zvuku pro proudící olej, jehož viskozita byla opět uvažována o velikosti  $\nu=46\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ . Pro simulace byly použity stejné výpočtové sítě jednotlivých otevření, aby bylo možné výsledky výpočtů mezi sebou porovnat. Vstupní okrajové podmínky byly opět nastaveny jako pracovní tlak, tedy  $p_1=32\text{MPa}$ . Výstupní podmínkou byl nulový tlak.

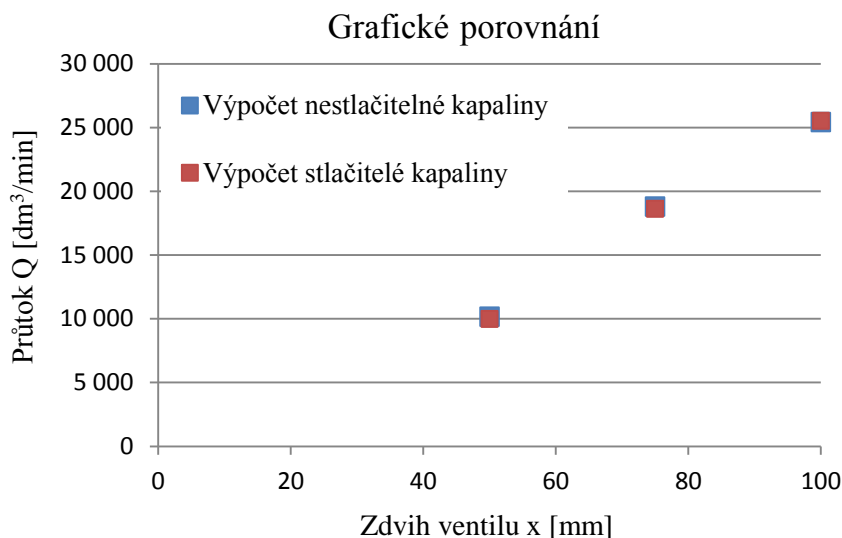
Vyhodnocení výsledků průtoků je u této simulace závislé právě na změně hustoty. Na vstupu je definovaná tlaková podmínka a podle ní je určena i hustota graf 8.1. Na výstupu z ventilu je vstupní tlak už zredukován o tlakovou ztrátu  $\Delta p$  v závislosti na jeho otevření. Díky tomu je i hodnota hustoty kapaliny na výstupu z ventilu nižší. Aby byl zachován stejný hmotnostní tok na vstupu a výstupu, musí být výstupní rychlost větší než na vstupu do ventilu. Hodnota průtoků v tab. 8.1 je tedy vypočtena z hmotnostního toku. Výsledné hodnoty pro výpočet stlačitelné kapaliny jsou uvedeny v tabulce 8.1. Pro porovnání výsledků s výpočtem nestlačitelné kapaliny jsou zde uvedeny i grafy 8.2 a 8.3.

Tab. 8.1 Výsledné hodnoty simulace v závislosti na zdvihu  $x$  pro stlač. kapalinu

Výsledné hodnoty tlakové ztráty a průtoků				
$x$	$p_1$	$p_2$	$\Delta p$	$Q$
[%]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[dm <sup>3</sup> /min]
50	32 000 000	550 000	31 450 000	9 966
75	32 000 000	1 745 000	30 255 000	18 621
100	32 000 000	3 300 000	28 700 000	25 517



Graf 8.2 Grafické porovnání výstupního tlaku pro nestlač. a stlač. kapalinu

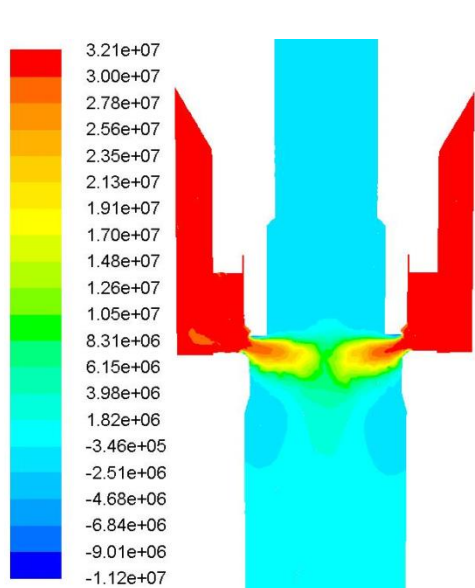


Graf 8.3 Grafické porovnání průtoku pro nestlačitelnou a stlačitelnou kapalinu

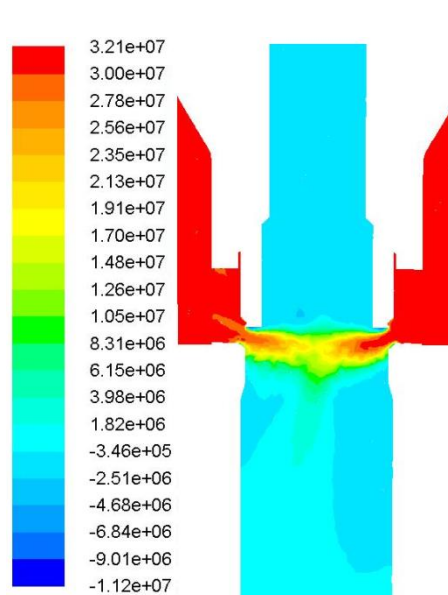
Z uvedených výsledků vyplývá, že výpočet se zohledněním stlačitelnosti nemá zásadní vliv na hodnotu tlakové ztráty ventilu, ani jeho průtok.

## 8.2 Grafické zhodnocení výsledků

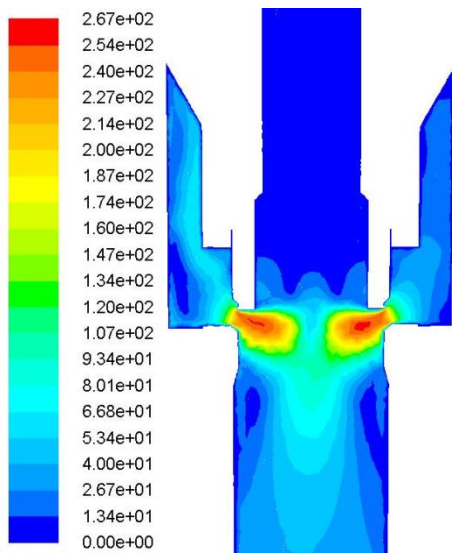
Na následujících obrázcích je zdokumentováno, jak se změní rychlostní a tlakové pole v oblasti škrcení pro výpočet stlačitelné a nestlačitelné kapaliny. Všechny obrázky odpovídají 50% otevření. V levém sloupci jsou obrázky dokumentující výpočet pro nestlačitelnou kapalinu, v pravém pro stlačitelnou. Řezy ventilem jsou shodné s dříve definovanými řezy v kapitole 4.



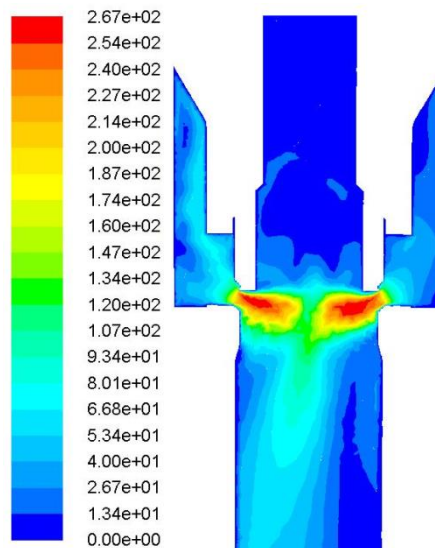
Obr. 8.1 Kontury tlaku, řez B (nestlačitelná kap.)



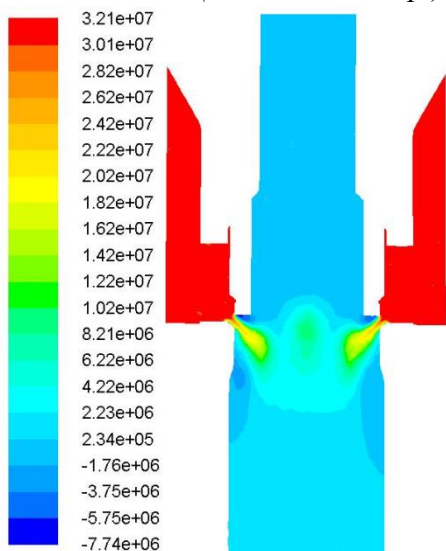
Obr. 8.2 Kontury tlaku, řez B (stlačitelná kap.)



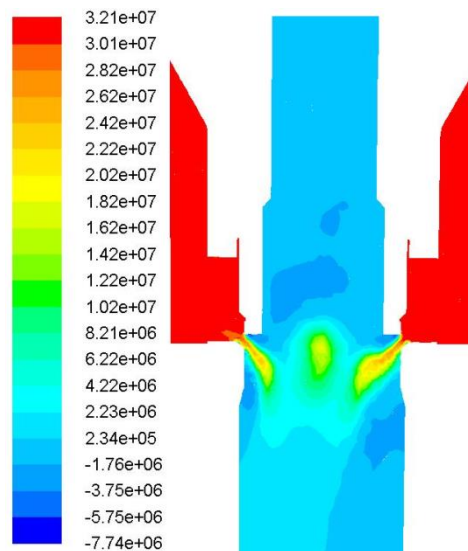
Obr. 8.3 Kontury rychlosti, řez B (nestlačitelná kap.)



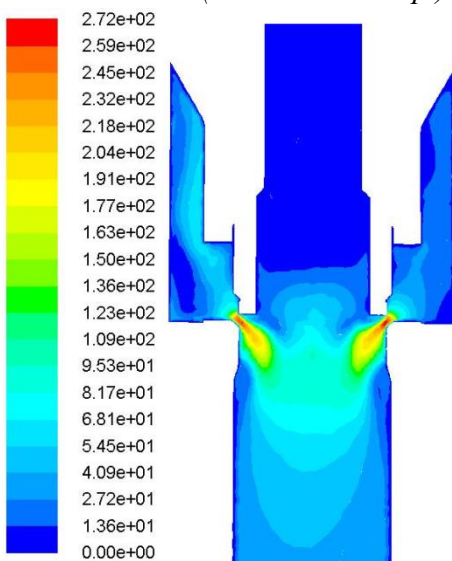
Obr. 8.4 Kontury rychlosti, řez B (stlačitelná kap.)



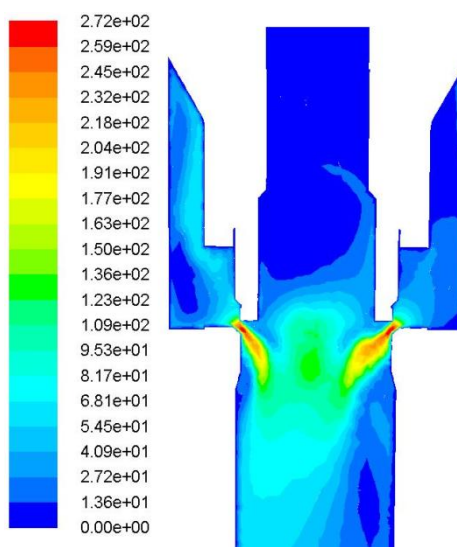
Obr. 8.6 Kontury tlaku, řez C (nestlačitelná kap.)



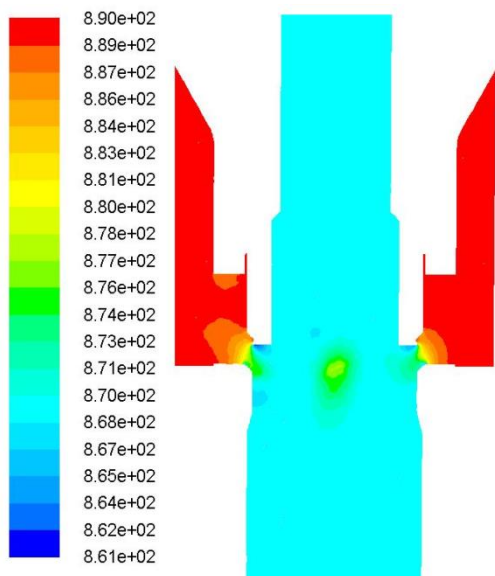
Obr. 8.5 Kontury tlaku, řez C (stlačitelná kap.)



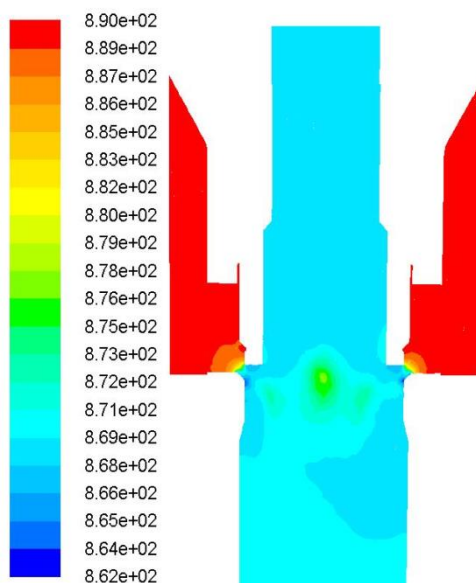
Obr. 8.8 Kontury rychlosti, řez C (nestlačitelná kap.)



Obr. 8.7 Kontury rychlosti, řez C (stlačitelná kap.)



Obr. 8.9 Kontury hustoty, řez B (stlačitelná kap.)



Obr. 8.10 Kontury hustoty, řez C (stlačitelná kap.)

Z uvedených obrázků vyplývá jistá změna rozložení rychlostního a tlakového pole pro výpočet stlačitelné a nestlačitelné kapaliny. Bohužel však s určitostí nelze říci, které pole se více přibližuje reálné skutečnosti. Aby bylo možné vyhodnotit tyto výsledky, museli bychom je porovnat s experimentem, který zdokumentuje rychlostní pole. Patrnou změnou byla nejvyšší rychlost proudění v místě škrcení v řezu C. U nestlačitelné kapaliny byla tato rychlost 266 m/s u stlačitelné 272m/s.

V obou případech rozložení tlakového pole se objevují záporné hodnoty celkového tlaku. Je to způsobeno tím, že výpočet pro nestlačitelnou ani stlačitelnou kapalinu nedokáže eliminovat nereálné záporné tlaky. Z tohoto důvodu by bylo vhodnější použít pro výpočet kavitační model. Minimální hodnota tlaku by pak měla přibližně dosáhnout hodnoty tlaku nasycených par  $p_w$ . Použití kavitačního modelu ale negativně ovlivňuje stabilitu výpočtu, v případě výrazné kavitace je nutné problém řešit nestacionární s velmi nízkým časovým krokem a nízkými relaxačními parametry. Všechny tyto aspekty tedy výrazně prodlužují dobu výpočtu. [8]

Po konzultaci s prof. RNDR. Milada Kozubková, CSc. bylo doporučeno řešit úlohu nejprve pomocí dvoufázového proudění, touto problematikou se dále zabývá kapitola 9. Tato varianta by zcela nepotlačila nereálné záporné tlaky, ale měla by zde nastat lepší podobnost mezi výpočtem a reálným prouděním uvnitř modelovaného prvku.

## 9 Teoretické zohlednění nerozpuštěného vzduchu v kapalině

Tuto problematiku lze řešit v programu Fluent pomocí modelování proudění směsí. Směsí je možno modelovat větší počet oddělených, ale vzájemně se ovlivňujících fází. Proto je tento přístup častěji označován jako vícefázové modelování. Fázemi mohou být kapalina, plyn, nebo tuhá látka. Tyto fáze lze libovolně kombinovat mezi sebou, čímž dokážeme simulovat téměř veškeré směsi, které se vyskytují. [12]

V tomto případě se tedy bude jednat o dvě základní fáze. Primární fází bude již dříve zmíněný minerální olej o viskózní třídě VG 46 při viskozitě  $\nu=46\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ . Druhou fází budou bublinky nerozpuštěného vzduchu. Aby bylo možné zahájit výpočet, je nutné nejprve určit objemový zlomek nerozpuštěného vzduchu. Teoreticky odhad je určen z následujícího:

- Objem válce byl vypočítán dle reálného stroje obr. 2.2,  $V=1,584\text{ m}^3$ , tento objem je tvořen minerálním olejem a nerozpuštěným vzduchem.
- Při atmosférickém tlaku se v minerálním oleji rozpustí maximálně 9% vzduchu dle obr. 1.5. Z objemu válce tedy zabírá 9% vzduch, jeho objem je  $V_{Vz}=0,143\text{m}^3$
- Při kompresi vzduchu z atmosférického tlaku  $p_a$  na kompresní tlak  $p_k=32\text{ MPa}$  je uvažován polytropický děj:

$$p_a \cdot V_{Vz}^n = p_k \cdot V_{Vzk}^n \quad (26)$$

$$\Rightarrow V_{Vzk} = \left(\frac{p_a}{p_k}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_{Vz} = \left(\frac{101325}{32000000}\right)^{\frac{1}{1,4}} \cdot 0,143 = 2,34 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Kde:

$p_a$ [Pa]	Atmosférický tlak, $p_a = 101\,325\text{ Pa}$
$V_{Vz}$ [ $\text{m}^3$ ]	Objem vzduchu před kompresí
$p_k$ [Pa]	Dosažený tlak při kompresi
$V_{Vzk}$ [ $\text{m}^3$ ]	Objem vzduchu po stlačení
$n$ [-]	Poissonova konstanta

- Ze vzorce 26 je tak vypočten komprimovaný objem vzduchu  $V_{Vzk}$
- Aby byl ve válci vytvořen tlak  $p_k$  musí být kapalina stlačená o objem  $\Delta V$ . Výpočet objemu  $\Delta V$ , je provedeno dle vyjádření ze vzorce (9).

$$\Delta V = \frac{V_o \cdot p_k}{K} = \frac{1,441 \cdot 32000000}{1,4 \cdot 10^9} = 0,033 \text{ m}^3 \quad (27)$$

Kde:

$V_o$ [ $\text{m}^3$ ]	Objem minerálního oleje ve válci ( $V_o=V-V_{Vz}$ )
------------------------	---



- Potom objem oleje ve válci po stlačení je roven

$$V_{ok} = V_o - \Delta V = 1,441 - 0,033 = 1,408 m^3 \quad (28)$$

Kde:

$V_{ok} [m^3]$       Objem minerálního oleje po stlačení ve válci

- Po stlačení je celkový objem směsi ve válci roven součtu:

$$V_{Ck} = V_{ok} + V_{Vzk} = 1,408 + 2,23 \cdot 10^{-3} = 1,41 m^3 \quad (29)$$

Kde:

$V_{Ck} [m^3]$       Celkový objem směsi ve válci

- Vyjádření objemového zlomku vzduchu X k celkovému objemu směsi.

$$X = \frac{V_{Vzk} \cdot 100}{V_{Ck}} = \frac{2,34 \cdot 10^{-3} \cdot 100}{1,41} = 0,16\% = 0,0016 \quad (30)$$

Kde:

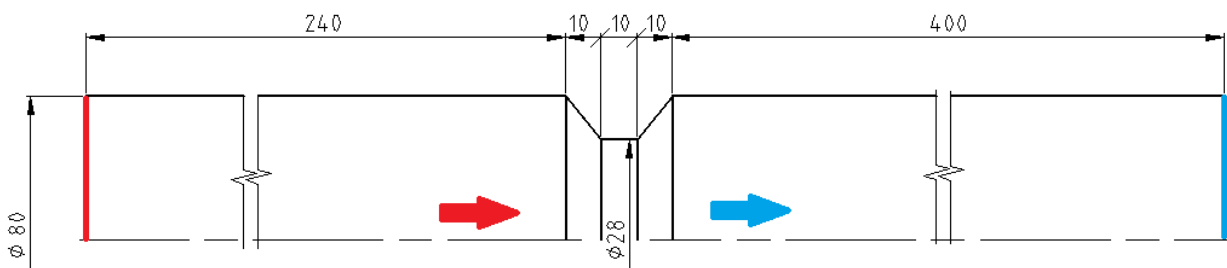
$X [ ]$       Objemový zlomek vzduchu

Takto odhadnutý objemový zlomek vzduchu byl zadán do výpočtu pro určení množství druhé fáze. Vzduch ve směsi má být při výpočtu uvažován jako stlačitelný, tudíž musíme dle [17] zvolit hustotu vzduchu jako *Ideal-gas*. Minerální olej pro jednoduchost bude prozatím uvažován jako nestlačitelný. Zakomponováním stlačeného vzduchu do výpočtu je předpokládáno, že dojde ke zvětšení vzduchové bublinky v místě škrcení v důsledku poklesu tlaku a tím k výraznému snížení průtoku ventilem.

Výpočet byl nastaven u geometrie, která předpokládala plný zdvih ventilu. Jako vstupní okrajová podmínka byl opět uvažován pracovní tlak o velikosti 32 MPa. Výstupní podmínka byla určena nulovým tlakem. Bohužel však nedocházelo k cílené konvergenci výpočtu. K divergenci docházelo okolo 30. iterace. Postup přenastavení u tohoto výpočtu a pozdější pozorování konvergence bylo velice zdoluhavé z důvodů velké výpočtové sítě a také kvůli dalším rovnicím, které přibýly z důvodu modelování stlačitelné fáze. Proto bylo rozhodnuto vytvořit jednoduchou testovací úlohu, u které bude odzkoušeno několik postupů, které by mohly vést ke konvergenci výpočtu. Tyto postupy by pak bylo možné aplikovat i na složitější geometrii ventilu.

## 10 Testovací úloha

Cílem testovací úlohy je vytvoření jednoduché geometrie, u které se naladí nastavení výpočtu tak, aby správně konvergoval. Geometrie má obsahovat co nejmenší počet buněk ve výpočtové síti. To by mělo zajistit rychlou konvergenci a tím i rychlé vyhodnocení daného nastavení výpočtu. Zvolená geometrie pro testovací úlohu je na obr. 10.1. Červenou čarou je označen vstup do domény a modrou výstup. Vstupní i výstupní průměr je stejný jako u modelu ventilu. Místo škrcení má přibližně stejnou průtočnou plochu jako ventil s 50% zdvihem.



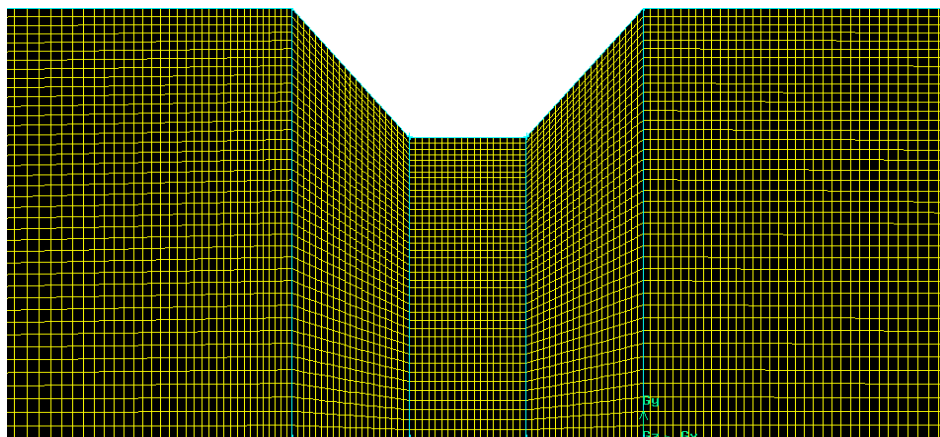
Obr. 10.1 Model clony

Model clony byl vytvořen v programu Gambit. Místu škrcení předcházela uklidňovací délka, která se rovnala trojnásobku průměru clony. Za místem škrcení byla uklidňovací délka zvolená na pětinašobek průměru. Aby byla geometrie na tvorbu co nejjednodušší, byla vytvořena pouze v rovině jako 2D, kdy se osa souměrnosti označí jako axis. Tato podmínka předpokládá to, že se úloha bude počítat jako rotačně symetrická a ušetří se tak velký počet výpočtových buněk. Proces práce v programu Gambit bude popsán velice zjednodušeně z důvodu, že je program na dnešní dobu zastaralý a dále se již neplánuje jeho podpora. Nicméně pro takto jednoduché geometrie je to velice rychlý a vhodný program, který umožňuje velmi dobrou kontrolu nad výpočetní sítí.

Geometrie je vytvořena na základě bodů, které jsou rozmístěny v rovině XY v definovaných průsečících hran dle obr. 10.1. Tyto body se následně spojí úsečkami a vytvoří se tak obrys požadované geometrie. Dalším krokem je tvorba ploch z uzavřených obrysů. Po vytvoření všech ploch, lze přejít na síťování.

Tvorba výpočetní sítě v programu Gambit probíhá tak, že se nejdříve na každou hranu nadefinuje zvolený počet uzlů. Tento počet musí být na protilehlých hranách shodný, jinak by dál nešla vytvořit síť z prvků Map. Po definici počtu uzlů na hranách už zbývá pouze vytvoření povrchové sítě, kterou vytvoříme na základě již vytvořených uzlů na hranách. Takto vytvořená výpočetní síť byla složena pouze z prvků typu Map o celkovém počtu 14 320 prvků obr. 10.2.

Kvalita výpočetní sítě byla hodnocena pouze z hlediska míry zkosení buněk, kdy nejvyšší hodnota byla 0,55. Tato hodnota je uspokojivá, a tudíž nebyla výpočetní síť dále upravována.



Obr. 10.2 Detail zhuštění sítě v místě škrtní

## 10.1 Nastavení výpočtu pro testovací úlohu

Na vstupu do clony bude uvažován stejný tlak jako u dekomprese ventilu z pracovního tlaku, to znamená 32 MPa. Z toho důvodu, aby se okrajové podmínky co nejvíce podobaly simulaci ventilu a mohlo se toto nastavení výpočtu použít i pro jeho analýzu. Z důvodu velkého tlaku na vstupu, je překročeno kritické Reynoldsovo číslo. Proudění tedy bude turbulentní. Proto byl pro výpočet zvolen turbulentní model proudění  $k-\varepsilon$  Realizable. Pro modelování proudění v blízkosti stěny bylo využito nerovnovážné stěnové funkce. Všechny zmíněné parametry nastavení v tomto odstavci, byly identicky použity pro testovaná nastavení.

Z důvodu divergence řešení u simulace ventilu, bylo zkoušeno několik nastavení výpočtu pro tuto testovací úlohu. Pokud by se podařilo testovací úlohu rozpočítat, byla by zde možnost použít stejného nastavení pro analýzu ventilu. Pro přehlednost jsou parametry jednotlivých nastavení uvedeny v tabulkách, u kterých je dále bližší popis testovaných nastavení. Z důvodu, aby šly nastavení lépe rozeznat, jsou číslována.

### Nastavení č. 1

Výpočet pro toto nastavení proběhl jako stacionární. Schéma použitého řešiče bylo *Coupled*. To vykazovalo větší stabilitu než běžně používaný řešič *Sipmle* [17]. U tohoto řešení, se předpokládala různá rychlost obou fází. To znamená, že podmínka *Slip velocity* v nabídce *Multiphase model* musí být aktivní. Cílem prvního nastavení bylo vyzkoušet různé velikosti bublinky, zda nedojde k cílené konvergenci výpočtu. Souběžně se změnou velikosti bublinky byly snižovány i relaxační parametry. Tyto parametry redukují změnu každé proměnné v každé iteraci, čímž by měly napomoci konvergenci. [12] Snížením těchto parametrů tedy dojde k menší změně počítané veličiny a tím tedy i k prodloužení doby výpočtu. Dle tab. 10.1 docházelo k postupnému nastavování. Ve všech případech došlo k divergenci.

Dle tab. 10.1 proběhlo i modifikované nastavení č.1, kde byla uvažovaná stejná rychlost obou fází. V tomto případě se již velikost bublinky nenastavovala. Ke konvergenci výpočtu však v tomto případě také nedošlo.

Celkem tedy bylo v nastavení č. 1 vyzkoušeno 32 různých variant výpočtu.

*Tab. 10.1 Nastavení č.1 (pro fáze proudící stejnou i různou rychlostí)*

Relaxační parametry	Velikost bublinky $\sigma$ [mm]			
	0,1	0,01	0,001	0,0001
Původní nastavení	Div.	Div.	Div.	Div.
O řád nižší	Div.	Div.	Div.	Div.
O dva řády nižší	Div.	Div.	Div.	Div.
O tři řády nižší	Div.	Div.	Div.	Div.

### Nastavení č. 2

V tomto případě bylo nastavení téměř identické s předešlým. Výpočet byl však proveden jako nestacionární s velmi nízkým časovým krokem  $1 \cdot 10^{-10}$  s. Dle tab. 10.2 probíhalo postupné nastavování. Jak pro fáze pohybující se stejnou rychlostí, tak pro fáze pohybující se různou rychlostí. Ve všech případech došlo k divergenci.

*Tab. 10.2 Nastavení č.2 (pro fáze proudící stejnou i různou rychlostí)*

Relaxační parametry	Velikost bublinky $\sigma$ [mm]			
	0,1	0,01	0,001	0,0001
Původní nastavení	Div.	Div.	Div.	Div.
O řád nižší	Div.	Div.	Div.	Div.

Z důvodu divergence výpočtu dvoufázového proudění, bylo od této problematiky upuštěno. U obou nastavení byl také pokus o to, výpočet rozpočítat s menším tlakem na vstupu. Proudění by se tak plynule vyvíjelo a nedošlo by k náhlé změně. V průběhu výpočtu se pak vstupní tlak navyšoval až do hodnoty 32 MPa. Ani tento postup však nevedl ke konvergenci.

Další možností teoretického zohlednění vlivu vzduchu, bylo použití kavitačního modelu. Touto problematikou se dále zabývá kapitola 11.

## 11 Kavitační model

Kavitace byla známa v hydraulických systémech pracujících s vodou a jejími emulzemi. V olejových systémech se projevily kavitační účinky díky tomu, že se výrazně zvyšovaly tlaky a průtoky v těchto zařízeních. Přenášení poznatků vodní kavitace do této problematiky je velmi obtížné nebo nemožné vzhledem k rozdílným vlastnostem těchto medií tab. 11.1 [4]. Na kavitaci mají vliv i fyzikální vlastnosti kapaliny. Zejména tlak nasycených par  $p_w$ , který je dále závislý i na teplotě dané kapaliny. Další fyzikální vlastnosti ovlivňující kavitaci jsou povrchové napětí, viskozita, obsah plynu v kapalině, stlačitelnost vzniklé směsi aj.

Tab. 11.1 Tlak nasycených par kapaliny [4]

Tlak nasycených par kapaliny $p_w$ [Pa]				
Teplota [°C]	Voda	Minerální olej	Roztok, polyglykol-voda	Syntetická kapalina
50 [°C]	$0,12 \cdot 10^5$	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$0,08 \cdot 10^5$	2
70 [°C]	$0,31 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^{-2}$	$0,18 \cdot 10^5$	13

Kavitace v hydraulických systémech vzniká v důsledku poklesu tlaku na hodnotu  $p_w$ . To je nejčastěji uskutečněno díky zvýšené rychlosti proudu v zúženém průřezu, nebo při značném odklonu proudu. Jakmile dojde k poklesu tlaku na hodnotu  $p_w$ , z kapaliny se začnou uvolňovat plyny ve formě bublinek páry. Kavitace se projevuje v hydraulických systémech hlukem. Dále má vliv na kvalitu kapaliny. Kavitační bublinky vzduchu urychlují oxidaci oleje, tato problematika byla vysvětlena na obr. 1.6. Nepříznivě ovlivňuje také životnost jednotlivých prvků, kde dochází ke kavitační erozi. Kavitační opotřebení vzniká v místech, kde zvýšeným tlakem zanikají v blízkosti povrchu materiálu kavitační bublinky. Částice materiálu jsou oddělovány a povrch součásti je poškozován. Dochází tak k tvarovým změnám prvku, což může následně ovlivnit jejich funkci obr. 11.1.



Obr. 11.1 Kavitační poškození vnitřní části ventilu [15]

Kavitační odolnost materiálu je daná jeho druhem a stavem. Druh je dán chemickým složením, stavem se rozumí mechanické a tepelné zpracování, případně kvalita povrchu. Obecně lze říci, že materiály s vyššími hodnotami mechanických vlastností odolávají kavitaci lépe. Mechanické vlastnosti lze zlepšit mechanickým a tepelným zpracováním, či úpravou povrchu.

Problematika olejové kavitace byla konzultována s Ing. Tomáš Blejchař, Ph.D., který poskytnul velmi cenné rady při nastavování této problematiky v programu Fluent. Ve své disertační práci [8] se zabýval simulacemi této problematikou velice detailně. U oleje dochází k takzvané nepravé kavitaci. Tento jev je označován jako aerace. Dochází při něm k vyloučení vzduchu (nikoli páry, jako je tomu u pravé kavitace) při tlaku  $p_{\text{sat}} = 60 \text{ kPa}$  (absolutní hodnota tlaku). Je to hodnota tlaku, kdy dochází k vyloučení plynu (vzduchu) z oleje.

## 11.1 Nastavení výpočtu s kavitačním modelem pro testovací úlohu

Prvotní nastavení bylo provedeno pro geometrii z kapitoly 10. Totožně byly zadány i okrajové podmínky a základní nastavení výpočtu. V modelu kavitace byl zadán tlak, při kterém dochází k vyloučení vzduchu z oleje  $p_{\text{sat}} = 60\,000 \text{ Pa}$ . Touto hodnotou je tedy dána i minimální hodnota tlaku, které může být uvnitř výpočetní domény dosaženo. Tím je vyřešen i problém nereálných záporných tlaků, které byly diskutovány v kapitole 8.2. Vzhledem k tomu, že tato hodnota tlaku je absolutní, bylo nutné nastavit operační tlak na nulovou hodnotu a následně zvýšit vstupní a výstupní tlak u okrajových podmínek o velikost atmosférického tlaku. Výsledné hodnoty z výpočtu pak také představují absolutní hodnoty tlaku. Pro simulaci byl nastaven kavitační model typu Zwart-Gerber-Belamri.

Jelikož je model kavitace v programu Fluent přednastaven pro kavitaci vodní, je nutné dále upravit koeficient, který popisuje rychlost zániku bublinky. Jakmile dojde k vyloučení vzduchové bublinky v oleji, tak se již velice obtížně rozpouští. Dochází tak tedy spíše pouze k její kompresi nebo expanzi vůči okolnímu tlaku. Většinou takové bublinky putují do olejové nádrže a tam stoupají k hladině, kde dojde k jejich uvolnění do atmosféry. U pravé vodní kavitace parní bublinky při vstupu do oblastí s vyšším tlakem náhle zanikají.

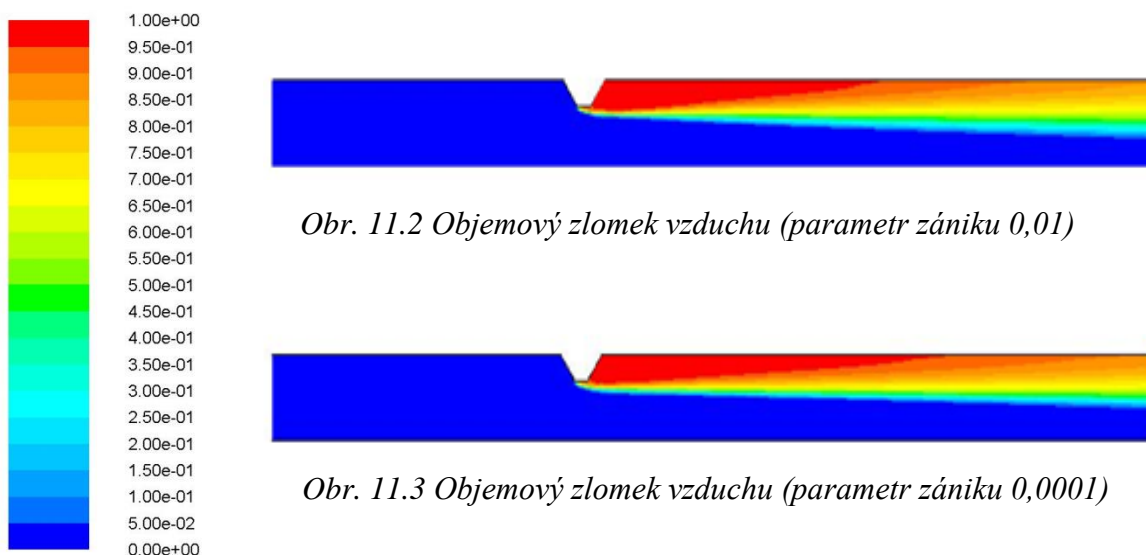
Dále bylo nastaveno povrchové napětí dvoufázové soustavy vzduch-olej, které je asi dvakrát až třikrát menší než u soustavy voda-vodní pára. Velikost povrchového napětí olej-vzduch je tedy  $\sigma = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ N/m}$  [4].

Relaxační parametry u tohoto výpočtu byly sníženy u hodnoty objemového zlomku druhé fáze o jeden řád a na polovinu u turbulentní viskozity. Výpočet probíhal jako nestacionární s časovým krokem  $1 \cdot 10^{-5} \text{ s}$ .

## 11.2 Výsledky výpočtu testovací úlohy s kavitačním modelem

Na obr. 11.2 a 11.3 jsou zobrazeny kontury objemového zlomku sekundární fáze, tedy vzduchové bublinky. Na obr. 11.2 byl koeficient zániku vzduchové bublinky nechán na přednastavené hodnotě 0,01. V tomto případě byl objemový zlomek sekundární fáze na výstupu roven 0,7 a celkový tlak na výstupu 18,7 MPa.

Obr. 11.3 popisuje naprosto identický výpočet pouze s tím rozdílem, že koeficient popisující zánik bublinky byl snížen o dva řády na hodnotu 0,0001. Objemový zlomek vzduchu na výstupu potom dosahoval hodnoty 0,75 a celkový tlak na výstupu 20,8MPa.



Vyhodnotit správnost takto dosažených výsledků je velice složité, z důvodu absence experimentu, který by se danou problematikou podrobně zabýval. Cenným výsledkem u takového pokusu je zobrazení rychlostního pole, na kterém jsou viditelná místa vzniku a zániku vzduchových bublinek. Aby mohl být takový experiment správně vyhodnocen, musely by být známy i fyzikální vlastnosti kapaliny jako jsou stlačitelnost, teplota, viskozita, obsah rozpuštěného vzduchu atd. Dalším podstatným výsledkem z takového měření je hodnota průtoku a vzniklá tlaková ztráta na daném prvku. Nastavení výpočtu v programu Fluent by se následně upravovalo, než by došlo ke shodě s experimentem. Ke shodě by muselo dojít nejenom v oblasti výsledných hodnot (tlaková ztráta, průtok), ale i v zobrazení objemového zlomku vzduchu. Tím by došlo k ověření daného nastavení, které by mohlo být použito u příkladů s podobnou problematikou.

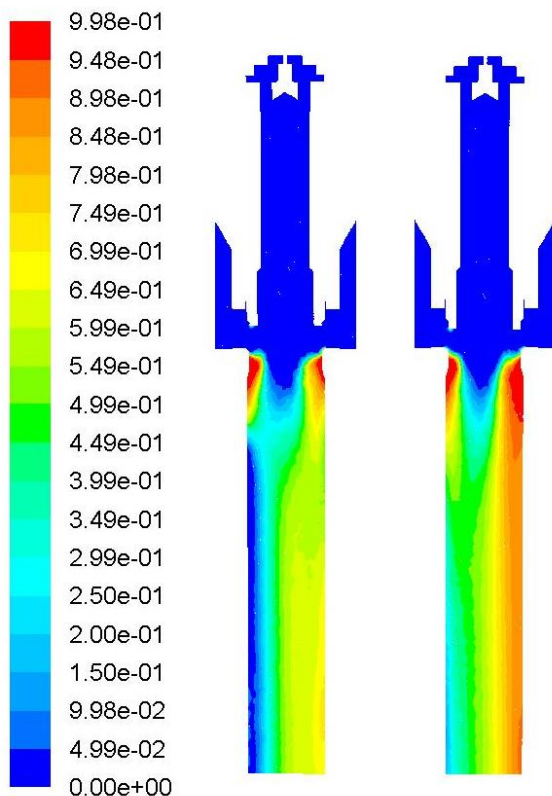
Provedení takového měření je však velice náročné. Laboratoř musí zajistit jednak měření fyzikálních vlastností dané kapaliny a následně musí disponovat hydraulickým okruhem, v kterém bude schopna dosáhnout pracovního tlaku 32 MPa a průtoku  $Q=25\ 000\ \text{dm}^3/\text{s}$ . S použitím minerálního oleje jako pracovní kapaliny.

Z důvodu nemožnosti porovnat výsledky s takto provedeným experimentem bylo od vyhodnocování této problematiky upuštěno.

Nicméně výsledky tohoto výpočtu považují za chybné. Zejména z toho důvodu, že součet objemových zlomků obou fází na výstupu nedával hodnotu 1. Hmotnostní tok na vstupu a výstupu byl však zachován.

### 11.3 Výsledky kavitačního modelu pro analýzu plně otevřeného ventilu

Nastavení výpočtu proběhlo identicky s testovací úlohou. Výstupní tlak  $p_2$  měl hodnotu 5 931 888 Pa (relativní hodnota). Výsledná tlaková ztráta  $\Delta p$  tak vycházela v tomto případě o 10% menší, než při výpočtu uvedeném v kapitole 6.2. Velikost průtoku byla 22 068 dm<sup>3</sup>/min, to je o 14% menší hodnota, než při výpočtu v kapitole 6.2. Velikost objemového zlomku vzduchu na výstupu byla 0,69. Výsledky tohoto výpočtu považují opět za chybné. Zejména z toho důvodu, že součet objemových zlomků obou fází na výstupu nedává součet 1. Hmotnostní tok na vstupu a výstupu byl však zachován. Také množství vyloučené sekundární fáze považují za příliš velké. Cílem tohoto výpočtu bylo pouze upozornit na možné zahrnutí této problematiky do modelované situace. Pro lepší zvládnutí dané úlohy by bylo vhodnější konfrontovat experiment s výpočtem, a dále se věnovat úpravám daného nastavení výpočtu.



Obr. 11.4 Objemový zlomek vzduchu, parametr zániku 0,01  
řez B (vlevo), řez C (vpravo)



## 12 Závěr

Cílem práce bylo popsání procesu dekomprese v hydraulických systémech tvářecích strojů. Jelikož není tato problematika běžná, bylo nutné na začátku vytvořit literární rešerši na téma fyzikální vlastnosti kapaliny. V této části jsou uvedeny všechny vlastnosti pracovní kapaliny, které mohou ovlivnit průběh dekomprese. Viskozita, modul objemové stlačitelnosti a obsah vzduchu byly vlastnosti pracovní kapaliny, u kterých se předpokládal přímý vliv na průběh dekomprese. A proto se zmíněnými vlastnostmi literární rešerše podrobně zabývá. (str. 12-20) Na první část navazuje vysvětlení samotné problematiky dekomprese hydraulického válce. Na jednoduchém příkladu u reálného stroje na obr. 2.1 bylo ukázáno, jak velké energie je při tomto procesu dosaženo. Z vypočtené velikosti energie, která byla v řádu mega joulu, jasně vyplynulo, že tato problematika u hydraulických strojů nemůže být zanedbávána a musí na ní být kladen důraz. (str. 21-22)

Dále se práce již zabývala samotným prvkem, který řídí proces dekomprese a to kovací ventilem. Na obrázcích a hydraulických schématech je jasně vysvětlena jeho funkce a řízení. (str. 23-25) Firmou Žďas a.s. byla poskytnuta výkresová dokumentace a část změřené charakteristiky (graf. 6.1) ke kovacímu ventilu s označením Dn 80. U tohoto typu ventilu se mělo vyhodnotit proběhnuté měření a následně pomocí CFD analýzy daná problematika simulovat. V textu je detailně vysvětlena tvorba zjednodušené geometrie ventilu v programu Solid-works, a následná generace výpočtové sítě v prostředí Ansys-meshing. (str. 26-32) Pomocí zmíněných programů byla připravena výpočtová doména ventilu pro hydraulickou analýzu v programu Fluent. Protože měření proběhlo pro plně otevřený ventil, tak i první analýzy se věnovali tomuto nastavení. Proběhlo tedy několik výpočtů, u kterých byly měněny vstupní okrajové podmínky. Tyto podmínky měly rychlostní charakter. Výsledkem simulace pak byl graf 6.3 zobrazující závislost průtoku a tlakové ztráty plně otevřeného ventilu. Tento graf byl porovnán s charakteristikou získanou z naměřených hodnot. Rozdíly mezi hodnotami získaných ze simulace a měření byly značné. Proto bylo třeba vyhodnotit postup měření a simulace, zda nedošlo k zanedbání veličin, které mohly porovnávané hodnoty podstatně ovlivnit. (str. 33-37)

Viskozita pracovní kapaliny měla dle vypracované rešerše ovlivnit velikost tlakové ztráty, a proto byl zkoumán její vliv, zda právě ona neovlivnila odchylku v porovnávaných grafech. První výpočet proběhl pro minerální olej o viskózní třídě VG 46 při uvažované teplotě 40°C a tomu odpovídající viskozitě. Aby bylo možné vliv viskozity důkladně posoudit, byly vypočteny dvě nové charakteristiky. Jedna charakteristika uvažovala snížení pracovní teploty na hodnotu 30°C. V tomto případě viskozita stoupla a bylo předpokládáno, že tlaková ztráta vzroste. Druhá charakteristika naopak představovala teplotu na 50°C a předpokládala pokles tlakové ztráty. Výsledky výpočtu byly opět vyneseny do grafu 6.4 a porovnány mezi sebou. K výrazné změně tlakových ztrát však nedošlo. Proto může být analyzovaný ventil označen jako viskózně nezávislý.

Literatura o takových ventilech hovoří v případě, kdy dochází ke škrcení kapaliny na velmi krátké vzdálenosti, což se u tohoto typu ventilu děje. Bylo však nutné výpočty provést z důvodů ověření. Pro aplikace porovnání jednotlivých variant mezi sebou je program Fluent velice vhodný a dává dobré výsledky. (str. 37-38)

Jelikož se touto simulací nastalá odchylka naměřených a vypočtených hodnot nevyjasnila, bylo vše konzultováno s odborným pracovníkem ve firmě Žďas a.s.

Při konzultaci bylo zjištěno, že při měření tlaku se před snímači vyskytovaly singularity, které produkovaly další tlakovou ztrátu, a proto byly naměřené hodnoty podstatně vyšší než vypočtené. Jelikož nebylo možné singularity zpětně dohledat, a tím určit samotnou ztrátu ventilu, bylo nastavení výpočtu považováno za správné. Na závěr této kapitoly byl vyhodnocen postup měření, kde byl zdůrazněn vliv polohy snímačů tlaku v závislosti na měřené hodnotě. (str. 39-40)

V dalších analýzách proběhly simulace ventilu při otevřeních 12,5%, 25%, 50%, 75%. Zde bylo cílem najít takové otevření ventilu, které zaručí požadovanou tlakovou ztrátu a tím bezporuchový provoz hydraulického okruhu. Na vstupu do ventilu byl uvažovaný pracovní tlak stroje 32 MPa, na výstupu byl požadovaný tlak o maximální velikosti 500 000 Pa. Z vypočtených hodnot pomocí simulace byl sestaven velmi důležitý graf 7.1, na kterém jsou uvedeny hodnoty průtoku a výstupního tlaku při daném otevření. Této charakteristiky může být využito při nastavování ventilu v praxi. Z vypočtených hodnot vyplývá, že požadovaná hodnota výstupního tlaku nebyla překročena při 50% otevření daného ventilu. Z tohoto výsledku pak byl sestaven teoretický průběh otevření (graf 7.2), který zohledňoval rychlý průběh dekomprese, jenž je v praxi vyžadován. (str. 42-43)

Jelikož byly simulace uskutečněny jako nestlačitelné, proběhly i simulace zohledňující stlačitelnost kapaliny. Aby bylo v programu Fluent při simulaci dosaženo změny hustoty, musí se do výpočtu zavést uživatelsky definovaná funkce. Simulace s uvažováním stlačitelnosti proběhly pouze u provozních otevření 50%, 75%, 100%. Výsledné hodnoty tlakové ztráty při uvažování stlačitelnosti však byly téměř shodné s těmi pro nestlačitelnou kapalinu graf 8.2 a 8.3. Jediný patrný rozdíl byl v rozložení rychlostních a tlakových polí. (str. 44-49)

V poslední sérii simulací byla snaha o to, zohlednit vliv nerozpuštěného vzduchu v pracovní kapalině pomocí dvoufázového proudění. Primární fáze byla pracovní kapalina a sekundární bublinky vzduchu. Bylo předpokládáno, že při vstupu bublinek do oblasti s nižším tlakem, dojde k jejich expanzi a tím bude zmenšena průtočnost daného prvku. Vzhledem k velikosti výpočtové sítě ventilu, byla pro tuto úlohu zvolena nová jednodušší geometrie obr 10.1. U té se následně vyzkoušela série několika nastavení výpočtu. Bohužel ani jedno nastavení nevedlo ke konvergenci. S ohledem na získané zkušenosti během vypracování práce nebyla geometrie testovací úlohy zvolena zcela správně. Pro větší podobnost s modelovaným ventilem se měla geometrie podobat spíše jeho řezu. Pokud by pak bylo dosaženo konvergence výpočtu v testovací úloze, byla by zde zřejmě větší pravděpodobnost úspěšného použití shodného nastavení i pro model ventilu. (str. 50-54)

Z důvodu divergence výpočtu dvoufázového proudění se přešlo na použití kavitačního modelu. Ten by měl tuto problematiku modelovat ještě blíže reálnému procesu škrčení kapaliny uvnitř ventilu. U minerálního oleje je však kavitace označována jako nepravá. Při určitém tlaku dojde k vylučování bublinek vzduchu z minerálního oleje. V tomto případě se tak následně setkáváme i s kavitačním opotřebením při zániku těchto bublinek v oblasti velkého navýšení tlaku. Výpočet s modelem kavitace by tak měl ovlivnit průtočnost a tlakovou ztrátu vznikající ve ventilu. Nastavení výpočtu bylo provedeno u testovací úlohy a plně otevřeného ventilu. Výsledky simulace je však velice složité vyhodnotit. Díky tomu, že nebyl proveden experiment, na kterém by bylo zachyceno proudové pole a viditelné oblasti vzduchových bublinek. Jediným správným řešením je tedy provést experiment a nastavení výpočtu provést tak, aby se výsledné hodnoty či proudová pole podobaly. V této oblasti vysokotlaké hydrauliky je provedení takového experimentu velice složité. Z důvodu časové náročnosti a složitosti experimentu již tato problematika nebyla dále řešena. (str. 55-58)

## 13 Použité informační zdroje

- [1] BAROŠKA, Ján. Hydrostatické mechanizmy. Žilina: Hydropneutech, 2012, 388 s. ISBN 978-80-970-89726.
- [2] KOPÁČEK, Jaroslav. Hydrostatické převodové mechanizmy. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1986, 272 s.
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav. *Problematika obsahu vzduchu v minerálním oleji a jeho měření*. In: Sborník X. Konference o tekutinových mechanizmech Brno, 1982
- [4] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990, 333 s.
- [5] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1999, 154 s. ISBN 80-7078-620-5.
- [6] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy Díl 2*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010, 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [7] ŠOB, František. *Hydromechanika*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2002, 238 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2037-5.
- [8] BLEJCHAŘ, Tomáš. *Matematické modelování nestacionárního proudění, kavitace a akustických projevů v hydraulickém* [online]. Ostrava, 2006 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://home1.vsb.cz/~ble02/Disertace/PhD%20thesis.pdf>. Disertační. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Milada Kozubková.
- [9] BOJKO, Marian. *Modelování proudění* [online]. Návody do cvičení "Modelování proudění" – Fluent. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2008 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Bojko-Fluent.pdf>
- [10] DVOŘÁK, Lukáš. *Vlastnosti tekutin* [online]. Syllabus předmětu "Vlastnosti tekutin". Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010 [cit. 2015-04-21] Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/vlastnosti%20tekutin.pdf>
- [11] HODGES, Peter. *Hadraulic Fluids* [online]. 1996 [cit. 2015-04-24]. ISBN 0 340 67652 3. Dostupné z: [https://books.google.cz/books?id=CWQIYNrf83kC&pg=PA83&lpg=PA83&dq=undissundis+air+in+the+mineral+oil&source=bl&ots=dWnxNuKB9E&sig=MVNFaYURt7DDdSK53aEMKf5dirM&hl=cs&sa=X&ei=vEoFVYGPD8\\_faISDgugG&ved=0CCAQ6AAEwA#v=onepage&q&f=false](https://books.google.cz/books?id=CWQIYNrf83kC&pg=PA83&lpg=PA83&dq=undissundis+air+in+the+mineral+oil&source=bl&ots=dWnxNuKB9E&sig=MVNFaYURt7DDdSK53aEMKf5dirM&hl=cs&sa=X&ei=vEoFVYGPD8_faISDgugG&ved=0CCAQ6AAEwA#v=onepage&q&f=false)

- 
- [12] KOZUBKOVÁ, Milada. [online]. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2008 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>
- [13] SUNGHUN, Kim a MURRENHOF, Hubertus. Measurement of Effective Bulk Modulus for Hydraulic Oil at Low Pressure. *Journal of Fluids Engineering*. [online]. [cit. 2015-04-21] vol. 134, issue 2, s. 10. Dostupné z: <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1440094#d6>
- [14] Bosch Rexroth. Hydraulic fluids based on mineral oils and related hydrocarbons [online]. 2012 [cit. 2015-04-21] Dostupné z: [http://www.boschrexroth.com/country\\_units/america/united\\_states/sub\\_website/brus\\_brh\\_m/en/products\\_momobi\\_hydraulics/8\\_fluid\\_information/\\_a\\_download/re90220\\_2012-05.pdf](http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_website/brus_brh_m/en/products_momobi_hydraulics/8_fluid_information/_a_download/re90220_2012-05.pdf)
- [15] <http://www.ic-cz.com> [online]. [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.ic-cz.com/issues.html>
- [16] MOOG. *DSHR 2/2-Way Servo cartridge valve* [online]. [cit. 2015-04-21] Dostupné z: <http://www.moog.com/literature/ICD/dshseriesvalves.pdf>
- [17] ANSYS [software]. *Ansys Help Viewer*. Fluent 15
- [18] *Interní archiv ŽDAS*, 2014

## 14 Seznam použitých zkratek a symbolů

a	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost zvuku v kapalině
b	[Pa <sup>-1</sup> ]	Součinitel pro přepočet viskozity
c	[-]	Parametr pro přepočet viskozity
D	[m]	Hydraulický průměr
D <sub>n</sub>	[mm]	Jmenovitá světlost ventilu
dv/dy	[s <sup>-1</sup> ]	Gradient rychlosti ve směru y
K	[Pa]	Objemový modul oleje bez vzduchu
K <sub>s</sub>	[Pa]	Objemový modul pružnosti (sečné vyjádření)
K*	[Pa]	Statický objemový modul suspenze
K <sub>t</sub>	[Pa]	Objemový modul pružnosti (tečné vyjádření)
L	[m]	Vzdálenost mezi snímači tlaku
m	[kg]	Hmotnost
n	[-]	Poissonova konstanta
p <sub>0</sub>	[Pa]	Atmosférický tlak
p <sub>1</sub>	[Pa]	Vstupní tlak do ventilu
p <sub>2</sub>	[Pa]	Výstupní tlak z ventilu
p <sub>k</sub>	[Pa]	Dosažený tlak při kompresi
p <sub>sat</sub>	[Pa]	Tlak vyloučení vzduchu z oleje
p <sub>w</sub>	[Pa]	Tlak nasycených par kapaliny
Q	[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	Průtok ventilem
Re	[-]	Hodnota Reynoldsova čísla
Re <sub>krit</sub>	[-]	Kritická hodnota Reynoldsova čísla
S	[mm <sup>2</sup> ]	Průtočná plocha ventilu
V	[m <sup>3</sup> ]	Objem
v	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost proudění kapaliny
V <sub>0</sub>	[m <sup>3</sup> ]	Původní hodnota objemu
V <sub>aktuální</sub>	[m <sup>3</sup> ]	Aktuální objem buňky
V <sub>Ck</sub>	[m <sup>3</sup> ]	Celkový objem směsi ve válci
V <sub>ok</sub>	[m <sup>3</sup> ]	Objem minerálního oleje po stlačení ve válci
V <sub>optimální</sub>	[m <sup>3</sup> ]	Optimální objem buňky
V <sub>p</sub>	[m <sup>3</sup> ]	Objem plynu ve směsi při tlaku p <sub>0</sub>

$V_{Vz}$	$[m^3]$	Objem vzduchu před kompresí
$V_{Vzk}$	$[m^3]$	Objem vzduchu po stlačení
$W_p$	$[J]$	Tlaková energie
$x$	$[mm]$	Zdvih ventilu
$X$	$[-]$	Objemový zlomek vzduchu
$\alpha_p$	$[-]$	Bunsenův absorpční koeficient
$\Delta p$	$[Pa]$	Změna tlaku
$\Delta t$	$[s]$	Zpoždění tlaku
$\Delta V$	$[m^3]$	Změna objemu
$\eta$	$[Pa.s]$	Dynamická viskozita
$\eta_0$	$[Pa.s]$	Viskozita při teplotě $T_0$ [K]
$\nu$	$[m^2.s^{-1}]$	Kinematická viskozita
$\rho$	$[kg/m^3]$	Hustota
$\sigma$	$[N/m]$	Velikost povrchového napětí
$\tau_y$	$[Pa]$	Složka tečného napětí

## 15 Seznam obrázků, grafů, tabulek

### Seznam obrázků

Obr. 1.1 Viskózní křivky [14].....	14
Obr. 1.2 Určení modulů objemové stlačitelnosti [2] .....	15
Obr. 1.3 Měření tlaku [13].....	17
Obr. 1.4 Závislost modulu stlačitelnosti minerálního oleje HLP 46 na tlaku a teplotě ..	18
Obr. 1.5 Součinitel rozpustnosti vzduchu pro různé kapaliny[11] .....	19
Obr. 1.6 Průběh adiabatického stlačování [11].....	20
Obr. 2.1 Stroj CKV 50/60 [18] .....	21
Obr. 2.2 Nákres válce v okamžiku dekomprese .....	22
Obr. 3.1 Zjednodušené schéma hydraulického okruhu kovacího lisu [18] .....	23
Obr. 3.2 Konstrukce ventilu [18].....	24
Obr. 3.3 Hydraulické schéma zapojení [18] .....	25
Obr. 4.1 Ventil a jeho hlavní roviny .....	26
Obr. 4.2 Řez ventilem A .....	26
Obr. 4.3 Řez ventilem B .....	27
Obr. 4.4 Řez ventilem C .....	27
Obr. 5.1 Sloučené součásti řez A .....	28
Obr. 5.2 Doména kapaliny řez A .....	28
Obr. 5.3 Výpočtová síť .....	29
Obr. 5.4 Prvky výpočtové domény [9] .....	30
Obr. 5.5 Řez výpočtovou sítí v místě škrcení .....	30
Obr. 5.6 Geometrie zkosení [12] .....	31
Obr. 5.7 Histogram zkosení .....	32
Obr. 5.8 Buňky se zkosením 0,95 .....	32
Obr. 6.1 Rozložení dynamického tlaku v rozsahu hodnot 0-6 000 000 Pa při Q=25418 dm <sup>3</sup> /min.....	39
Obr. 8.1 Kontury tlaku, řez B (nestlačitelná kap.).....	47
Obr. 8.2 Kontury tlaku, řez B (stlačitelná kap.).....	47
Obr. 8.3 Kontury rychlosti, řez B (nestlačitelná kap.).....	48
Obr. 8.4 Kontury rychlosti, řez B (stlačitelná kap.).....	48
Obr. 8.5 Kontury tlaku, řez C (stlačitelná kap.).....	48
Obr. 8.6 Kontury tlaku, řez C (nestlačitelná kap.).....	48
Obr. 8.7 Kontury rychlosti, řez C (stlačitelná kap.).....	48
Obr. 8.8 Kontury rychlosti, řez C (nestlačitelná kap.).....	48
Obr. 8.9 Kontury hustoty, řez B (stlačitelná kap.).....	49
Obr. 8.10 Kontury hustoty, řez C (stlačitelná kap.).....	49
Obr. 10.1 Model clony .....	52
Obr. 10.2 Detail zhuštění sítě v místě škrcení .....	53
Obr. 11.1 Kavitační poškození vnitřní části ventilu [15].....	55
Obr. 11.2 Objemový zlomek vzduchu (parametr zániku 0,01) .....	57
Obr. 11.3 Objemový zlomek vzduchu (parametr zániku 0,0001) .....	57
Obr. 11.4 Objemový zlomek vzduchu, parametr zániku 0,01 řez B (vlevo), řez C (vpravo).....	58



## Seznam grafů

Graf 4.1 Charakteristika ventilu.....	27
Graf 6.1 Naměřené hodnoty.....	33
Graf 6.2 Průběh tlaku $p_2$ pro průtok 10 000 dm <sup>3</sup> /min.....	36
Graf 6.3 Porovnání hodnot tlakové ztráty $\Delta p$ .....	36
Graf 6.4 Grafický přehled tlakových ztrát v závislosti na změně viskozity .....	38
Graf 6.5 Průběh dynamického tlaku při 25418 dm <sup>3</sup> /min .....	40
Graf 6.6 Průběh statického tlaku při 25418 dm <sup>3</sup> /min.....	40
Graf 7.1 Grafický přehled tlaku $p_2$ a průtoku v závislosti na zdvihu $x$ .....	43
Graf 7.2 Teoretické otevření ventilu.....	43
Graf 8.1 Grafická závislost hustoty .....	45
Graf 8.2 Grafické porovnání výstupního tlaku pro nestlač. a stlač. kapalinu.....	46
Graf 8.3 Grafické porovnání průtoku pro nestlačitelnou a stlačitelnou kapalinu.....	47

## Seznam tabulek

Tab. 1.1 Hustoty vybraných tekutin [10].....	12
Tab. 1.2 Hodnoty modulu objemové stlačitelnosti $K_s$ vybraných kapalin [10].....	16
Tab. 6.1 Vstupní okrajové podmínky .....	34
Tab. 6.2 Přehled hodnot tlakových ztrát plně otevřeného ventilu .....	35
Tab. 6.3 Přehled hodnot tlakových ztrát při $v=30\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ .....	38
Tab. 6.4 Přehled hodnot tlakových ztrát při $v=80\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ .....	38
Tab. 7.1 Přehled hodnot tlakových ztrát a průtoku v závislosti na otevření $x$ .....	42
Tab. 8.1 Výsledné hodnoty simulace v závislosti na zdvihu $x$ pro stlač. kapalinu.....	46
Tab. 10.1 Nastavení č.1 (pro fáze proudící stejnou i různou rychlostí).....	54
Tab. 10.2 Nastavení č.2 (pro fáze proudící stejnou i různou rychlostí).....	54
Tab. 11.1 Tlak nasycených par kapaliny [4].....	55