



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV ENERGETIKY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF ENERGETICS

TLAKOVÉ ZTRÁTY A TEPELNÝ VÝKON HYDRAULICKÝCH KOSTEK LINEÁRNÍ INTEGROVANÉ HYDRAULICKÉ JEDNOTKY

PRESSURE LOSSES AND HEAT OUTPUT OF THE HYDRAULIC BLOCKS OF A LINEAR
HYDRAULIC UNIT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTERS'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LUBOMÍR SOUKUP

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lubomír Soukup

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

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

Tlakové ztráty a tepelný výkon hydraulických kostek lineární integrované hydraulické jednotky

v anglickém jazyce:

Pressure losses and heat output of the hydraulic blocks of a linear integrated hydraulic unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Lineární hydraulická jednotka, dále jen IHJ, je prototypové zařízení, které bylo navrženo a zkonstruováno v rámci grantového projektu TIP (Integrované ekologicko-energeticky šetrné hydrotronické jednotky, nositel projektu: OCHI Inženýring, spol. s r.o., Ostrava, evidenční č. FR-IM5/115, řešení projektu v letech 2009-2011) a má sloužit ke zvedání břemen v kulturních zařízeních a divadlech.

Toto zařízení se skládá z: hydraulického agregátu, pístového akumulátoru, dvojčinného hydraulického válce s řídicí kostkou, na které jsou umístěny ventily a další prvky. Hlavní části lineární IHJ jsou propojeny hadicemi a potrubím. Součástí lineární IHJ je také rozvaděč s řídicím systémem a snímači polohy, tlaku a teploty. Krajní polohy pístnice hydraulického válce jsou zajištěny koncovými spínači.

Přímočarý pohyb hydraulického válce je transformován kladkostrojem. Šestinásobný převod kladkostroje umožňuje dosáhnout šestinásobného zdvihu, ale na úkor šestinásobného zvýšení síly v pístnici hydraulického válce.

Pracovní cyklus lineární IHJ se skládá z několika fází. Ty pracovní jsou: nabíjení pístového akumulátoru, zvedání a spouštění břemene. Trvání pracovního cyklu lineární IHJ závisí zejména na požadavcích obsluhy.

Vzhledem k tomu, že v hydraulickém obvodu lineární IHJ dochází k přeměně velké části hydraulické energie na energii tepelnou, poměrně rychle narůstá teplota malého objemu oleje. Navíc není v obvodu lineární IHJ zapojen chladič. Z tohoto důvodu má význam stanovení časového průběhu ohřevu oleje v obvodu lineární IHJ. Na jeho základě je možné určit provozní dobu zařízení.

K určení průběhu ohřevu oleje je zapotřebí stanovit tlakové ztráty v hydraulickém obvodu

lineární IHJ a následně určit tepelný výkon. Stanovení tlakových ztrát v hadicích a potrubích lze provést pomocí klasických početních metod. U ventilů a ostatních prvků se vychází z experimentálních charakteristik, které uvádějí výrobci. Problematické je určení tlakových ztrát v hydraulických kostkách.

Cíle diplomové práce:

Stanovte tlakové ztráty a tepelný výkon dvou hydraulických kostek. Tyto kostky jsou již nyní součástí prototypové lineární IHJ, která je umístěna na zkušebně technologického centra firmy. Tlakové ztráty stanovte experimentálně nebo početně, pomocí softwaru FLUENT, pro definované provozní režimy zařízení a specifikovaný typ oleje. Pokud to bude možné, porovnejte experimentální údaje s výsledky simulace.

Tepelný výkon obou hydraulických kostek vypočítejte ze známých hodnot tlakových ztrát a průtoků oleje. Zhodnoťte tepelný výkon obou kostek vůči ostatním hydraulickým prvkům a celému zařízení.

Na závěr proveďte stručný popis možných budoucích technologií výroby hydraulických kostek s nízkými energetickými ztrátami.

Seznam odborné literatury:


- [1] VEPŘEK, J. IHJ TIP. Tepelná bilance lineární integrované hydraulické jednotky (IHJ). [Technická zpráva]. OCHI Inženýring, spol. s r.o. 34 s. Ostrava, 2010.
- [2] MIHALIČKOVÁ, B. IHJ TIP. Jednotka IHJ na zkušebně. [Výrobně konstrukční dokumentace]. OCHI Inženýring, spol. s r.o. Ostrava, 2010.
- [3] Renolin VG – řada 32, 46, 68, 100. Vysoce jakostní hydraulické oleje HLP a mazací oleje CLP. [Katalogový list]. Fuchs Oil Corporation (CZ), spol. s r.o., 2009. 3 s.
- [4] JÍCHA, M. Přenos tepla a látky. Brno: Nakladatelství CERM. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2001. 160 s. ISBN 80-214-2029-4
- [5] ŠOB, F. Hydromechanika. Brno: Nakladatelství CERM. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2001. 238 s. ISBN 80-214-2037-5
- [6] www.fluent.com
- [7] BRDIČKA, M. – SAMEK, L. – SOPKO, B. Mechanika kontinua. Vydání 2. opravené, 2000. Praha: Academia, nakladatelství AV ČR, c2000. 799 s. ISBN 80-200-0772-5

Vedoucí diplomové práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 16.11.2011 15:05





doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Abstrakt

Častým problémem při návrhu hydraulických systémů jsou tlakové ztráty způsobené pohybem viskózní kapaliny jednotlivými prvky hydraulických obvodů. Tyto ztráty mají obecně negativní vliv na účinnost hydraulických zařízení a tedy na jejich celkový provoz. Důsledkem zmiňovaných ztrát je mimo jiné změna teploty pracovního média a prvků zařazených do obvodu. Tato diplomová práce je zaměřena na stanovení tepelného výkonu hydraulických kostek lineární integrované hydraulické jednotky (dále jen LIHJ), která je prototypovým hydraulickým zvedacím zařízením. Při provozu LIHJ lze ztráty vznikající v potrubí a hadicích určit početně a experimentálně. Převážná většina hydrostatických převodníků a dalších hydraulických prvků je až na výjimky vždy dodávána s potřebnou dokumentací, která obsahuje veškeré potřebné informace, jako experimentální charakteristiky apod. Problematickou částí jsou ovšem hydraulické kostky, které jsou specifické svými rozměry a funkčním užitím. Pro výrobce je samozřejmostí příprava potřebné technické dokumentace včetně charakteristik důležitých pro bezporuchovou funkci celého hydraulického systému. Hlavním cílem této práce je určit tlakové ztráty a tepelný výkon hydraulických kostek s využitím programu pro tvorbu geometrie a výpočetního softwaru Ansys Fluent, který je založen na metodě konečných prvků. Pokud to bude technicky možné, tyto výpočty se porovnájí s výsledky experimentálního měření a dále se zhodnotí tepelný výkon obou kostek vůči ostatním hydraulickým prvkům a celému zařízení. Výsledky simulace budou uplatněny v softwaru určeném pro výpočet ohřevu celé LIHJ při různých provozních režimech a zatíženích. Dále budou tyto výsledky podkladem pro návrh geometrie hydraulických kostek s nízkými tlakovými ztrátami, což povede ke snížení energetické náročnosti celého zařízení. V práci jsou v závěru stručně představeny pokročilé metody výroby hydraulických kostek, zejména se jedná o metodu 3 – D lití.

Abstract

A common problem in the design of hydraulic systems is the pressure losses caused by movement of viscous liquid in individual elements of hydraulic circuits. These losses have negative effects on the overall efficiency of hydraulic systems and thus their overall operation. There is a change in temperature of working fluid and components (elements) of circuit due to the result of the mentioned losses. This master thesis is focused on the heat generation (output) in hydraulic cubes of a linear integrated hydraulic cubes (here in after LIHJ) which is the prototype of hydraulic lifting equipment. Losses, arising during the operation LIHJ in pipes and in hoses, can be determined numerically and experimentally. Most of hydrostatic transmitters and others hydraulic components are almost always supplied with the necessary documentation which contains all the necessary information such as experimental characteristics, etc. However problematic parts are the hydraulic blocks which are specific to their size and function. Of course, each manufacturer must prepare technical documentation including characteristics which are important for trouble-free operation of the hydraulic system. The main aim of this work is to determine pressure losses and the heat generation (output) in the hydraulics blocks by program which is used for creating geometry and computing using software like Ansys Fluent, which is based on the finite element method. If these calculations could be compared with experimental measurement technically, then heat generation (output) in both the cubes will be evaluated towards other hydraulic components and the whole system (device). The simulation results will be implemented in software which is used for calculation of heat generation in LIHJ at different operating modes and loads. Furthermore, these results will be the basis

for the design of geometry of hydraulic blocks with low pressure losses which will reduce energy consumption of the device. At the end of this thesis, some advanced methods for the manufacturing of hydraulic blocks are briefly introduced, namely the method 3-D casting.

klíčová slova

Tlakové ztráty, tepelný výkon, lineární hydraulická jednotka, hydraulická kostka, zvedací zařízení

key words

Pressure losses, heat output, linear hydraulic unit, hydraulic block, lifting device

SOUKUP, L. *Tlakové ztráty a tepelný výkon hydraulických kostek lineární integrované hydraulické jednotky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 107 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Tlakové ztráty a tepelný výkon hydraulických kostek lineární integrované hydraulické jednotky* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Klasa, Ph.D. a Ing. Jiřího Vepřeka, Ph.D. s použitím materiálů uvedených v seznamu literatury.

Lubomír Soukup

Děkuji svému školiteli Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. a také Ing. Jiřímu Vepřekovi, Ph.D. za přínosné rady a připomínky při vedení mé diplomové práce.

Lubomír Soukup

Obsah

1 Úvod	13
2 Lineární integrovaná hydraulická jednotka (LIHJ)	15
2.1 Funkce LIHJ	15
2.2 Hlavní části LIHJ	16
2.2.1 Kompaktní hydraulický agregát	16
2.2.2 Odlehčovací hydraulický blok	17
2.2.3 Pístový akumulátor s pojistným blokem	17
2.2.4 Řídicí hydraulický blok	18
2.2.5 Lineární dvoučinný hydromotor	18
2.2.6 Kladkostroj	19
2.3 Pracovní cyklus LIHJ [5]	19
2.3.1 Klidové fáze	19
2.3.2 Pracovní fáze	19
3 Vymezení hlavních cílů diplomové práce	21
4 Teorie ztrátové měrné energie aplikovaná na LIHJ	22
4.1 Atributy ovlivňující ohřev pracovní látky	22
4.2 Režim proudění - Reynoldsovo číslo (Re)	22
4.3 Místní ztráty	23
4.4 Délkové ztráty	24
4.5 Tepelný výkon	25
5 Matematický výpočet hydraulických kostek LIHJ	27
5.1 Tvorba 3 – D geometrie v programu GAMBIT	27
5.1.1 Rozměry vytvořené geometrie	28
5.1.2 Pořadí operací při tvorbě geometrie	28
5.1.3 Kvantitativní a kvalitativní pohled na tvorbu výpočetní sítě	28
5.1.4 Ustalovací délky	29
5.2 Odlehčovací kostka	29
5.2.1 Tvorba 3 – D geometrie - fáze cirkulace oleje	30
5.2.2 Tvorba 3 – D geometrie - fáze akumulace oleje	33
5.2.3 Tvorba 3 – D geometrie - zpětný tok oleje odlehčovací kostkou	35
5.3 Tvorba 3 – D geometrie řídicí kostky	36
5.3.1 Náhrada logických, pojistných a zpětných ventilů	38
5.3.2 Tvorba 3 – D geometrie - přívod tlakového oleje	38
5.3.3 Tvorba 3 – D geometrie - odpadní vedení oleje	40
5.3.4 Tvorba 3 – D geometrie - pracovní fáze zvedání břemene	41
5.3.5 Tvorba 3 – D geometrie - pracovní fáze spouštění břemene	44
5.4 Výpočet tlakových a tepelných ztrát v programu ANSYS Fluent	46
5.5 Základní nastavení dat v programu Ansys Fluent	46
5.6 Hodnoty fyzikálních veličin v programu Ansys Fluent - případ nestlačitelné kapaliny	47
5.7 Dílčí simulační výsledky odlehčovací hydraulické kostky	47
5.7.1 Fáze cirkulace oleje	48
5.7.2 Fáze nabíjení akumulátoru	52

5.7.3	Zpětný tok oleje od řídicí kostky do olejové nádrže skrze odlehčovací kostku	54
5.8	Dílčí simulační výsledky řídicí hydraulické kostky	56
5.8.1	Přívod tlakového oleje	57
5.8.2	Odpadní vedení oleje	60
5.8.3	Zvedání břemene	62
5.8.4	Spouštění břemene	65
5.9	Vliv stlačitelnosti hydraulického oleje	68
5.10	Kompletní vyhodnocení simulačních výsledků	70
6	Experimentální měření	73
6.0.1	Rozsah experimentálního měření	73
6.0.2	Popis měřicí techniky	73
6.1	Typy prováděných experimentů	74
6.1.1	Tlakové poměry v řídicím bloku LIHJ	74
6.1.2	Měření ohřevu oleje v hydraulickém obvodu LIHJ	76
6.2	Shrnutí výsledků experimentálního měření	78
7	Srovnání simulace s experimentem	80
7.1	Přímé srovnání výsledků simulace s experimentem	80
7.2	Nepřímé porovnání výsledků simulace s experimentem	81
8	Zhodnocení tepelného výkonu hydraulických kostek vůči ostatním prvkům a celému zařízení LIHJ	85
9	Možnost snížení tlakových ztrát v hydraulických kostkách	88
9.1	Možnost snížení tlakových ztrát metodou 3-D lití hydraulických kostek. . .	88
10	Závěr	90
11	Seznam použitých zdrojů	92
12	Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin	93
13	Seznam obrázků a grafů	94
14	Seznam tabulek	97
15	Seznam příloh	98
16	Samostatné přílohy	107

1 Úvod

Lineární integrovaná hydraulická jednotka, dále jen LIHJ, je prototypové zvedací zařízení s hydraulickým pohonem vyvinuté v rámci grantového projektu TIP (Integrované ekologicko - energetické šetrné hydrotronické jednotky), jehož nositelem byla společnost OCHI Inženýring, spol. s r.o., Ostrava, evidenční číslo FR-IM5/115, řešení projektu v letech 2009 - 2011.

LIHJ slouží ke zvedání a spouštění břemen v divadlech, kulturních a jiných zařízeních podobného charakteru. Funkce této jednotky je patrná z hydraulického schématu 3-OCH-32 794/D, které je uvedeno v příloz. LIHJ se skládá z: kompaktního hydraulického agregátu, odlehčovacího hydraulického bloku, který je osazen rozváděcím ventilem, z pístového akumulátoru, dvojjinného hydraulického válce s řídicím hydraulickým blokem, ve kterém jsou umístěny logické, pojistné a zpětné ventily. Řídicí blok je osazen regulačním ventilem. Tyto hlavní komponenty LIHJ jsou propojeny potrubím a hadicemi, které zabraňují přenosu nežádoucích vibrací po hydraulickém obvodu. Součástí LIHJ je řídicí systém, který zpracovává informace od absolutního a inkrementálního snímače polohy a od snímačů a spínačů tlaku. Mezní polohy pístnice hydraulického válce jsou zajištěny koncovými spínači. LIHJ umožňuje pětinasobný zdvih břemene pomocí pětinasobného převodu kladkostroje. Pětinasobný převod je ovšem prováděn na úkor pětinasobného zvýšení síly v pístnici hydraulického válce.

U všech uvedených prvků až na hydraulické kostky je určení tlakových ztrát záležitostí dohledání v technické dokumentaci, popřípadě provedením experimentu a výpočtu. Ovšem k prototypovým hydraulickým kostkám, které jsou vyrobeny na základě specifických požadavků zařízení, neexistuje žádná technická dokumentace, ve které by bylo možno dohledat hodnoty tlakových ztrát. Použití experimentálního přístupu k určení tlakových ztrát je časově náročné a navíc tímto způsobem není možné získat informace o samotném proudění uvnitř kanálů hydraulických kostek. Tlakové ztráty a tepelný výkon hydraulických kostek LIHJ budou tedy stanoveny početně pomocí softwaru Ansys Fluent. Získané aproximační funkce $\Delta p = f(Q)$ budou dále využity v softwaru IHJ Heating Calculation, který slouží k výpočtu ohřevu celé LIHJ. Provedená experimentální měření poté slouží k ověření ohřevu LIHJ ve výše jmenovaném softwaru.

Pracovní cyklus LIHJ se skládá z osmi fází: pauza 1, nabíjení akumulátoru 1, pauza 2, zvedání, pauza 3, nabíjení akumulátoru 2 a pauza 4. Převažující vliv na trvání pracovního cyklu má obsluha, která může určit rychlost a rozsah vysouvání pístnice, trvání pauz 1 až 4. Doba nabíjení akumulátoru je závislá na tom, kolik kapaliny bylo ke zdvihu či spuštění břemene odebráno. Tyto atributy mají, vzhledem ke značné přeměně hydraulické energie na energii tepelnou, v celém hydraulickém obvodu LIHJ zásadní vliv na ohřev pracovní látky. Jelikož zařízení disponuje relativně malou zásobou oleje a v hydraulickém obvodu není do zapojen chladič oleje, je patrné, že určení časového průběhu ohřevu oleje v obvodu LIHJ je důležité pro stanovení maximální přípustné provozní doby zařízení.

Tato diplomová práce má následující strukturu: v kapitole 2 je uveden popis LIHJ a jejího pracovního cyklu. V kapitole 2 budou také popsány jednotlivé pracovní fáze LIHJ, které jsou popsány výše.

Následně, v kapitole 3, jsou vyjmenovány cíle diplomové práce, na které navazuje teoretický popis přístupu k řešení výše popsaného problému, tedy stanovení druhu proudění jednotlivými cestami hydraulických kostek, přístup k výpočtu ztrátové energie, jenž bude zahrnovat teorii zaměřenou na místní a délkové ztráty a výpočet tepelného výkonu (kapitola 4).

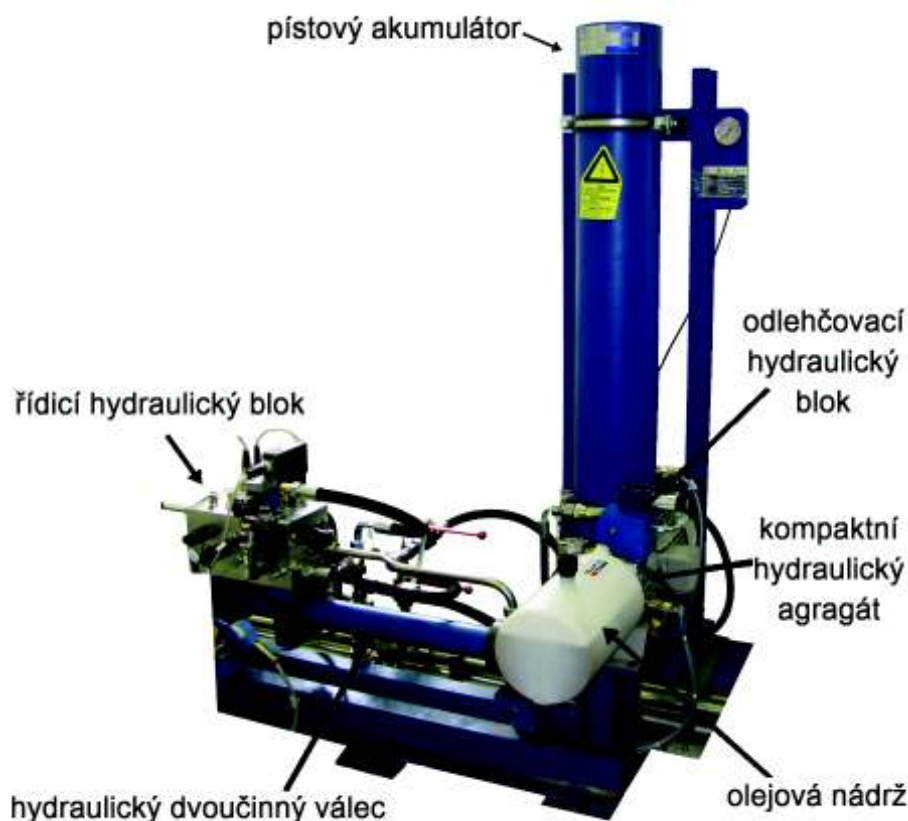
Posléze bude v kapitole 5 popsáno matematické modelování dané problematiky. Pro určení tepelného výkonu je třeba získat tlakové ztráty jednotlivých prvků. U hadic a potrubí lze provést výpočty tlakových ztrát za pomoci klasických výpočetních metod. Tlakové ztráty u ventilů a ostatních prvků určíme z experimentálních charakteristik, které jsou uváděny v katalogových listech. Problematické je ovšem stanovit tlakové ztráty na hydraulických kostkách. Toto stanovení provedeme s pomocí programu GAMBIT, který je určen pro tvorbu geometrie a výpočetní sítě. Následně využijeme program Ansys Fluent, jenž slouží k realizaci simulačních výpočtů metodou konečných prvků. V této kapitole zvážíme také vliv stlačitelnosti kapaliny na výše popsané simulační výpočty.

V kapitole 6 budou popsány typy experimentálního měření, které je nutné provést s ohledem na možnost následného porovnání se simulačními výsledky. V následující kapitole 7 se zaměříme na postupy, jakými byly výsledky z experimentálního měření a simulačních výpočtů porovnány.

Poslední část této práce tvoří kapitola 8, která poskytuje stručný přehled způsobu snižování tlakových ztrát. Je zde popsána obecná rozvaha nad teorií ztrátové energie a také možnost snížení tlakových ztrát perspektivní metodou 3-D lití hydraulických kostek.

2 Lineární integrovaná hydraulická jednotka (LIHJ)

Lineární integrovaná hydraulická jednotka - obr. 1 představuje prototypové zvedací zařízení realizované v rámci grantového projektu TIP viz úvod. Toto zařízení je určeno pro zvedání a spouštění dekorací, opon, kulís v divadlech a jiných zařízení podobného charakteru. Kompaktní hydraulický agregát LIHJ slouží k naplnění pístového akumulátoru olejem a teprve prostřednictvím akumulované energie je realizováno zvedání a spouštění břemene. V hydraulickém obvodu LIHJ není zařazen chladič oleje. Je to z důvodu finančních úspor a problematického řešení přívodu vody v divadlech. Vzduchové chladiče tento problém odstraňují, ale jsou naproti tomu hlučné. Z tohoto důvodu je důležité zabývat se ohřevem oleje během provozu LIHJ.



Obrázek 1: Lineární integrovaná hydraulická jednotka

2.1 Funkce LIHJ

Základním principem LIHJ je zvedání, nebo spouštění břemene zprostředkované systémem kladek, ocelového lana a lineárního dvoučinného hydromotoru. Pohyb pístu umožňuje zásoba tlakového oleje v pístovém akumulátoru. K nabíjení pístového akumulátoru dochází pomocí kompaktního hydraulického agregátu. Z olejové nádrže je následně olej dopravován do pístového akumulátoru. Akumulaci oleje v akumulátoru umožňuje stlačený dusík na min. hodnotu 130 bar. Průtok oleje od kompaktního hydraulického agregátu k pístovému akumulátoru zajišťuje odlehčovací kostka osazena rozváděcím ventilem a také soustava potrubí a hadic.

Odlehčovací kostkou současně s nastavením příslušné polohy šoupátka rozváděcího ventilu, protéká olej od hydraulického agregátu směrem k pístovému akumulátoru. Po nabití akumulátoru odlehčovací kostka mimo jiné zajišťuje cirkulaci oleje ve směru: nádrž → čerpadlo → ventil → nádrž. Poslední "cestou" odlehčovací kostky je odpadní vedení oleje od řídicí kostky do olejové nádrže, což blíže vysvětluje následující odstavec.

Mezi pístový akumulátor a lineární dvoučinný hydromotor je zařazena řídicí kostka, která dopravuje tlakový olej od pístového akumulátoru v případě zvedání břemene na stranu pístnice, v případě spouštění břemene na stranu pístu. Změnu směru proudění oleje na stranu pístu respektive pístnice zajišťuje proporcionální ventil umístěný na řídicí kostce. Odpadní vedení oleje je řešeno také skrze tuto řídicí kostku, z níž je olej odváděn hadicemi a potrubím do odlehčovací kostky a následně do olejové nádrže, jak již bylo uvedeno výše. Řídicí kostka disponuje logickými, pojistnými a zpětnými ventily, dále také snímači tlaku, redukčními šroubeními apod. Blíže se jednotlivým prvkům, které slouží k zajištění správné funkce celého systému, bude věnovat následující kapitola [5].

2.2 Hlavní části LIHJ

V této kapitole bude pozornost věnována pouze funkčním prvkům, mezi které patří: kompaktní hydraulický agregát, odlehčovací blok, pístový akumulátor, řídicí blok, lineární dvoučinný hydromotor a kladky. V příloze č. 1 (Seznam použitých dílů) se nachází seznam prvků LIHJ, včetně jejich typového označení a názvu výrobce. Umístění konkrétních prvků je patrné ze schématu LIHJ, viz příloha č. 4. V textu níže bude tedy pouze odkazováno číslem položky na typ prvku, který lze dohledat v příloze specifikace prvků (příloha č. 1).

2.2.1 Kompaktní hydraulický agregát

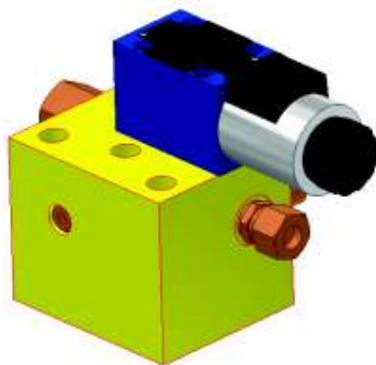
Kompaktní hydraulický agregát (položka č. 2.01) se skládá z hliníkového tělesa, které tvoří nosnou část plastové olejové nádrže o objemu $V = 8 \text{ dm}^3$, olejového čerpadla s konstantním průtokem $4,7 \text{ dm}^3/\text{s}$ a elektromotoru s parametry: příkon $P = 1,5 \text{ kW}$, otáčky $n = 1410 \text{ min}^{-1}$ a napětí $U = 230/400 \text{ V}$. Pracovním médiem je hydraulický olej Renolin VG 46, jehož kinematická viskozita $\nu = 47 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ při $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Měrná hustota oleje má při $15 \text{ }^\circ\text{C}$ hodnotu $\rho = 878 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [8].



Obrázek 2: Kompaktní hydraulický agregát [8]

2.2.2 Odlehčovací hydraulický blok

Odlehčovací hydraulický blok je upevněn na čerpadlo kompaktního hydraulického agregátu. Jedná se o prototypový výrobek společnosti OCHI Inženýring, spol. s r.o., Ostava. Hlavní částí odlehčovacího bloku je kostka (položka č. 2.02) viz obr. 3, o rozměrech $85 \times 100 \times 85 \text{ mm}$ a k ní je připevněn rozváděcí ventil (položka č. 2.03). Tyto dva komponenty bloku zajišťují rozvod oleje od hydraulického agregátu do pístového akumulátoru a dále také zajišťují funkci odlehčení (cirkulace oleje z nádrže přes čerpadlo a blok zpět do nádrže). Při pohybu břemene se olej z hydraulického válce vrací přes odlehčovací blok do olejové nádrže. Součástí odlehčovacího bloku jsou dále hydraulická šroubení a zátky. Kompletní 3-D geometrie odlehčovacího bloku se nachází na DVD přiloženém k této práci (*DVD\3 – D geometrie\odlehcovaci kostka*).



Obrázek 3: Odlehčovací hydraulický blok

2.2.3 Pístový akumulátor s pojistným blokem

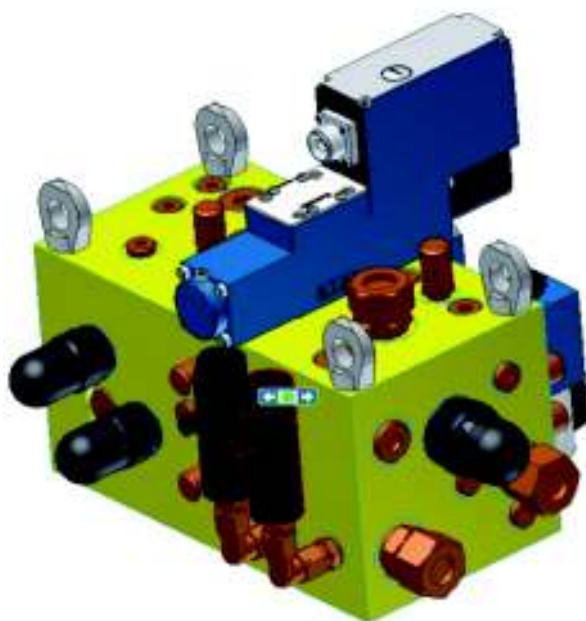
Hydropneumatický pístový akumulátor (položka č. 3.02) slouží k akumulaci tlakové energie uvnitř hydraulického obvodu LIHJ, ke kterému je připojen. Energie dodaná elektromotorem čerpadlu agregátu se v pístovém akumulátoru akumuluje ve formě tlakové energie plynu. Píst rozděljuje vnitřní prostor akumulátoru na olejovou a plynovou část, ve které je dusík. Akumulátor byl naplněn dusíkem o tlaku $p_0 = 125 \text{ bar}$, viz hydraulické schéma (příloha č. 4). Během provozu LIHJ je tlak v akumulátoru udržován v rozmezí $p_1 = 130 \text{ bar}$ až $p_2 = 160 \text{ bar}$. K měření a kontrole tlaku v akumulátoru slouží snímač (3.05), který je napojen k pojistnému bloku (3.04). Ten předává informaci řídicímu systému, který spouští a vypíná čerpadlo agregátu [6].



Obrázek 4: Řez pístovým akumulátorem [6]

2.2.4 Řídicí hydraulický blok

Řídicí hydraulický blok je upevněn k hydraulickému válci. Hlavní komponentou řídicího bloku je kostka o rozměrech $160 \times 160 \times 300 \text{ mm}$. Přívod tlakového oleje k řídicímu bloku od akumulátoru zajišťují hadice (4.06) a (4.07). Ve vstupním vedení řídicího bloku je umístěn zpětný ventil (položka 1.03), který z důvodu bezpečnosti zabraňuje zpětnému proudění oleje do akumulátoru. Řídicí kostka je osazena proporčním ventilem (položka č. 1.06A), který přivádí (odvádí) olej na stranu (ze strany) pístu a pístnice hydraulického válce a zároveň reguluje velikost průtoku oleje na stranu pístnice, respektive pístu. Dochází tak buď ke spouštění, nebo ke zvedání břemene. Funkce ostatních hydraulických prvků řídicího bloku bude popsána v podkapitole 2.3.2.



Obrázek 5: Řídicí hydraulický blok

2.2.5 Lineární dvoučinný hydromotor

Lineární dvoučinný hydromotor (položka č. 1.17) převádí hydraulickou energii na energii mechanickou. Přímočarý pohyb pístnice je následně transformován kladkostrojem. Hydraulický válec je spojen s řídicí kostkou pomocí potrubí. Krajní polohy pístnice jsou z důvodu bezpečnosti zajištěny koncovými spínači (1.22.1 a 1.22.2).



Obrázek 6: Dvoučinný lineární hydromotor - ilustrační obr

2.2.6 Kladkostroj

Pětínásobný převod kladkostroje umožňuje dosáhnout až pětínásobného zdvihu břemene, ovšem toto je prováděno na úkor pětínásobného zvýšení síly v pístnici hydraulického válce. Umístění a průměry kladek upřesňuje příloha č. 3.



Obrázek 7: Kladkostroj LIHJ

2.3 Pracovní cyklus LIHJ [5]

Pracovní cyklus LIHJ dělíme na čtyři klidové a čtyři pracovní fáze. Během pracovní fáze se určité množství oleje přesouvá z jednoho do druhého místa hydraulického obvodu. Během klidové fáze nedochází k žádnému toku oleje. Mezi pracovní fáze patří nabíjení akumulátoru 1, zvedání břemene, nabíjení akumulátoru 2 a spouštění břemene. Nabíjení 1 předchází zdvihu a nabíjení 2 spouštění břemene. Parametry zdvihu a spouštění břemene závisí na požadavcích obsluhy. Jak už bylo výše řečeno, pohybu pístnice respektive břemene předchází tlakování akumulátoru.

2.3.1 Klidové fáze

Během klidových fází nedochází k toku oleje uvnitř hydraulického obvodu LIHJ. Trvání klidových fází závisí na obsluze zařízení a hodnotách tlaku v akumulátoru. V případě, že dojde během klidové fáze k samovolnému poklesu tlaku pod hodnotu p_1 , je ukončena klidová fáze a řídicím systémem je spuštěno čerpadlo, aby natlakovalo akumulátor na hodnotu p_2 . Olej je čerpán hydraulickým agregátem z olejové nádrže do vstupního vedení odlehčovací kostky, odkud posléze proudí do rozváděcího ventilu a následně zpět skrze výstupní vedení odlehčovací kostky do olejové nádrže.

2.3.2 Pracovní fáze

Lineární hydraulická jednotka umožňuje zvedání a spouštění břemene za předpokladu, že akumulátor disponuje dostatečným množstvím tlakového oleje. Pracovní fáze lze tak rozdělit na nabíjení akumulátoru 1, zdvih břemene, nabíjení 2 a spouštění břemene. Pracovní fáze zobrazuje obr. A.1 až A.5 v příloze č. 2.

V řídicím hydraulickém bloku jsou kanály určené pro přívod oleje od akumulátoru, dále jsou zde kanály pro odvod oleje do nádrže a další kanály pro přívod nebo odvod oleje na stranu (ze strany) pístu a pístnice. Vnitřní kanály, které přivádí/odvádí olej na

stranu/ze strany pístu, jsou v obou směrech stejné. Olej při toku do pístnice protéká částečně jinou cestou, než v opačném směru viz popis níže.

- **nabíjení akumulátoru 1**

K akumulaci oleje dochází přestavením šoupátka rozváděcího ventilu odlehčovacího bloku do polohy určené pro akumulaci. Olej je tak dopravován pomocí hydraulického čerpadla do pístového akumulátoru. Po dosažení maximálního provozního tlaku $p_{max} = 160 \text{ bar}$ se šoupátko přesune zpět do výchozí polohy viz obr. A.1 v příloze č. 2.

- **zvedání břemene**

Po nabití akumulátoru je jednotka připravena k polohování břemene. Hydraulické kanály dopravují olej na stranu pístnice a umožňují odvod oleje ze strany pístu. Fázi zvedání břemene znázorňuje obr. A.3 v příloze č. 2. Přívod tlakového oleje z akumulátoru do kostky zajišťuje systém hadic. Vstupní kanál řídicího bloku je z důvodu zabránění zpětného toku oleje do akumulátoru osazen zpětným ventilem (1.03.1). Proporcionální ventil přivádí olej na stranu pístnice a skrze jeho druhou škrťací hranu je odváděn olej ze strany pístu směrem do nádrže. Dále je řídicí kostka osazena logickými ventily (1.13), které plní funkci hydraulických zámků. V kanálu pro přívod oleje na stranu pístnice je umístěn zpětný ventil (1.03.2). Tento ventil umožňuje využití části jedné větve pro tok tlakového respektive odpadního oleje při zvedání, respektive spouštění břemene. Olej se tak dostává skrze zpětný ventil na stranu pístnice a dochází ke zvedání břemene. Odpadní olej ze strany pístu odchází v tomto případě odpadním vedením skrze logický ventil (1.13) a proporcionální ventil do odpadního vedení hydraulické kostky. Pojistný ventil (1.08) předepíná odpadní kanál v řídicím bloku, na němž je umístěn a je předepnut na hodnotu $p = 5 \text{ bar}$.

- **nabíjení akumulátoru 2**

Před spouštěním břemene je nutné opětovně nabít akumulátor. Fáze nabíjení 2 je shodná s nabíjením akumulátoru 1, které předcházelo zvedání břemene, ale její trvání bude jiné, protože při zdvihu a spuštění břemene je z akumulátoru spotřebováno rozdílné množství tlakového oleje.

- **spouštění břemene**

Při spouštění břemene dochází k vysunování pístnice viz obr. A.4 v příloze č.2. Tlakový olej po nastavení šoupátka proporcionálního ventilu proudí na stranu pístu skrze logický ventil (1.13.1), který je v této větvi umístěn. Současně také odtéká olej ze strany pístnice přes pojistný ventil (1.05), který je předepnut na tlak $p = 105 \text{ bar}$, skrze logický ventil (1.13.2) a druhou škrťací hranu šoupátka. Poloha šoupátka proporcionálního ventilu umožňuje odtok oleje směrem k odlehčovací kostce.

- **ukončení provozu**

Ukončení provozu zobrazuje schéma na obr. A.5 v příloze č. 2. V tomto stavu nedochází v žádném místě hydraulického obvodu k toku oleje. Objem oleje v akumulátoru je vypuštěn zpět do nádrže.

3 Vymezení hlavních cílů diplomové práce

V této kapitole jsou popsány cíle diplomové práce, kterých má být dosaženo.

- **Stanovení tlakových ztrát a tepelných výkonů hydraulických kostek LIHJ**

Převážná část celé práce je věnována problematice stanovení tlakových ztrát a tepelného výkonu hydraulických kostek zařazených do hydraulického obvodu LIHJ, protože, jak již bylo zmíněno v úvodu, LIHJ není vzhledem k požadavku snížení pořizovacích nákladů vybavena chladičem oleje. Je tedy důležité stanovit tepelný výkon hydraulických prvků a celého zařízení. Tlakové ztráty hydraulických kostek LIHJ budou stanoveny pomocí výpočetního softwaru Ansys Fluent a geometrie hydraulických kostek bude vytvořena v programu GAMBIT. Posléze bude z tlakových ztrát a známých průtoků určen tepelný výkon hydraulických kostek.

- **Srovnání tepelného výkonu hydraulických kostek vůči ostatním hydraulickým prvkům**

Pro definovaný provozní režim zvedacího zařízení budou během jednotlivých fází vzájemně srovnány dílčí tepelné výkony hydraulických kostek a ostatních hydraulických prvků. Bude také vyjádřen celkový tepelný výkon LIHJ.

- **Experimentální stanovení tlakových poměrů v řídicím hydraulickém bloku zvedacího zařízení**

Pomocí experimentálního měření budou stanoveny tlakové poměry v řídicím hydraulickém bloku. Získáme tak možnost budoucího přímého porovnání reálných tlakových poměrů naměřených na prototypovém zařízení s tlakovými poměry, které budou stanoveny pomocí matematické simulace v programu Ansys Fluent.

- **Experimentální měření ohřevu oleje v hydraulickém obvodu LIHJ**

Pro definovaný provozní režim zařízení bude za účelem stanovení ohřevu oleje uvnitř LIHJ provedeno experimentální měření. Měřena bude teplota na výtlaku čerpadla a dále tlaky ve vybraných místech zařízení, aby bylo možné rozeznat jednotlivé fáze během opakujících se pracovních cyklů. Naměřená data budou dále využita pro srovnání se simulací v softwaru IHJ Heating Calculation, který byl vyvinut ve společnosti OCHI Inženýring, spol. s r.o.

- **Srovnání analyticky dosažených výsledků, simulace a experimentu**

Dalším cílem je přímé a nepřímé srovnání výsledků analytických a numerických výpočtů s výsledky z výše uvedených experimentálních měření. Pro přímé srovnání bude využito naměřených hodnot tlakových poměrů z experimentálního měření a hodnot tlakových poměrů odečtených z výsledků simulačních výpočtů v programu Ansys Fluent. U nepřímého srovnání bude využito softwaru LIHJ Heating Calculation, do kterého budou dosazeny konstanty a proměnné popisující parametry komponent, které jsou nezbytné pro tepelný výpočet hydraulického obvodu LIHJ. Do tohoto programu budou také dosazeny výsledky ze simulací toku oleje uvnitř hydraulických kostek. Vypočítaný průběh ohřevu oleje uvnitř LIHJ bude srovnán s průběhem, který bude získán experimentálním měřením.

- **Popis budoucích technologií výroby hydraulických kostek**

Ve stručnosti by měly být v této práci také nastíněny nové technologie výroby hydraulických kostek, jako např. metoda 3-D lití, kterými je možné dosáhnout snížení tlakových ztrát např. změnou geometrie vnitřních kanálů.

4 Teorie ztrátové měrné energie aplikovaná na LIHJ

Tato kapitola se věnuje teorii ztrátové měrné energie, která je využita v dalších kapitolách pro dosažení jednotlivých cílů. Jedná se pouze o obecnou teorii popisující vznik ztrátové energie a tepelného výkonu. Jelikož není hlavním cílem diplomové práce rozbor kompletní problematiky ztrátové energie, budou zde popsány pouze její základní principy. Čtenář tak v případě potřeby detailnějších znalostí této teorie bude odkázán na příslušnou literaturu.

4.1 Atributy ovlivňující ohřev pracovní látky

Ohřev pracovní látky je způsoben vzájemným třením molekul viskozních kapalin a třením těchto kapalin o stěny, které tvoří hranici mezi pracovní látkou a jejím okolím. V potrubních systémech tak vznikají hydraulické ztráty a tím ztrátová energie. Mezi veličiny, které se zásadně podílí na zvyšování teploty pracovního média, patří: viskozita kapaliny, drsnost stěn potrubí, materiál, ze kterého je potrubí vyrobeno a vnitřní geometrie tělesa, kterou protéká kapalina.

Místní ztráty jsou reprezentovány tvarovými kusy, armaturami, dále také místy s náhlým rozšířením či zúžením apod. Obecně se jedná o prostory, v nichž dochází k zavření nebo odtržení proudu.

Dalšími prvky ovlivňujícími ohřev pracovní látky jsou ztráty vznikající prouděním po délce v přímých úsecích. Souhrnně lze velikost těchto ztrát vyjádřit tlakovou diferencí daného úseku, kterou nazýváme tlaková ztráta. Uvnitř těchto přímých úseků potrubí dochází k přeměně mechanické energie na energii tepelnou. Tekutina tak ztrácí část své mechanické energie, která se přemění na vnitřní energii a tím dochází k zahřívání pracovního média a jeho okolí. [12]

Vnitřní kanály hydraulických kostek jsou vyráběny postupným navrtáním ofrézovaného polotovaru tak, aby vznikla potřebná síť vnitřních cest nutných pro požadovanou funkci hydraulického systému. Při průtoku kapalin těmito vrtanými cestami vznikají délkové i místní ztráty, které jsou specifické konkrétní geometrií. Vnitřní rozměry a geometrie kanálů v hydraulických kostkách mají vliv na přeměnu hydraulické energie na energii tepelnou.

Stejně tak je tomu i v případě hydraulických převodníků (čerpadla, hydromotory), hadic, potrubí a ostatních prvků zařazených do hydraulického obvodu. Snahou je dosáhnout co nejmenší drsnosti na stěnách, snížit počet tvarových kusů a eliminovat vzdálenost mezi jednotlivými prvky. Dodržením těchto obecných pravidel lze dosáhnout minimalizace délkových a místních ztrát.

4.2 Režim proudění - Reynoldsovo číslo (Re)

Prvním krokem je určení režimu proudění kapalin, tj. zda se proudění kapaliny nachází v oblasti laminárního nebo turbulentního proudění. Problematickou částí je přechodová oblast mezi laminárním a turbulentním prouděním. Informaci o režimu konkrétního proudění nám podává Reynoldsovo číslo, definované vztahem

$$Re = \frac{v_s \cdot D_h}{\nu}, \quad (4.1)$$

kde v_s ($m \cdot s^{-1}$) je střední rychlost v profilu, ν ($m^2 \cdot s^{-1}$) je kinematická viskozita a člen $D_h = (m)$ nazýváme charakteristický rozměr průtočného profilu, který je definovaný jako

poměr čtyřnásobku průřezu S (m^2) protékaného profilu vůči jeho omočenému obvodu O (m). Hydraulický průměr je tak dán vztahem

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{O}.$$

U LIHJ mají všechny hadice a potrubí kruhový průřez a jsou plně zatopené. Pro hydraulický průměr dle těchto předpokladů platí

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4},$$

$$O = \pi \cdot d.$$

kde d (m) je průměr kruhového profilu. Hydraulický průměr upravíme do tvaru

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot \pi \cdot d} = d,$$

Získali jsme tak hydraulický průměr pro plně zatopené kruhové potrubí, jenž se rovná průměru d tohoto potrubí a vztah pro Reynoldsovo číslo (4.1) upravíme do podoby pro kruhový a plně zatopený profil

$$Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu}. \quad (4.2)$$

- **Kritická hodnota Reynoldsova čísla**

Jedná se o hodnotu vymežující oblast laminárního a turbulentního proudění. Kritické Reynoldsovo číslo má pro vodu hodnotu $Re_{krit} = 2320$. S ohledem na běžnou praxi se spokojíme s úvahou, že kritická hodnota Reynoldsova čísla je jak pro olej, tak pro vodu shodná.

- **Laminární proudění**

V případě, že $Re \leq Re_{krit}$, jedná se o proudění laminární.

- **Turbulentní proudění**

Pokud $Re \geq Re_{krit}$, jedná se o turbulentní proudění.

Hodnota Reynoldsových čísel se v případě obou hydraulických kostek dle vztahu 4.2 pohybuje v rozmezí $Re \in \langle 100; 2400 \rangle$. Nutno také dodat, že hodnoty $Re \in \langle 2200; 2400 \rangle$ se vyskytují pouze v případech mezních stavů LIHJ. Z tohoto důvodu bude při řešení celé problematiky uvažována pouze teorie laminárního proudění. Teorie turbulentního toku kapaliny je blíže popsána v [1].

4.3 Místní ztráty

Výpočet celkové místní ztráty, někdy nazývané též singulární, veškerých tvarových kusů daného vedení vychází z **Weisbachova vztahu**

$$Y_{z,m} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{v_{si}^2}{2} \quad (J \cdot kg^{-1}), \quad (4.3)$$

kde $i = 1 \dots n$ vyjadřuje počet tvarových kusů umístěných v daném vedení hydraulické kostky, v_{si} ($m \cdot s^{-1}$) je střední rychlost kapaliny v daném i -tém úseku singularity a člen

$\xi_i (-)$ nazýváme součinitel místní ztráty, který lze určit pomocí Bernulliovy rovnice popisující proudění skutečné kapaliny

$$\frac{p_{1,s}}{\rho} + \alpha_1 \cdot \frac{v_{s1}^2}{2} + g \cdot H_1 = \frac{p_{2,s}}{\rho} + \alpha_1 \cdot \frac{v_{s2}^2}{2} + g \cdot H_2 + \Delta Y_{z,m}, \quad (4.4)$$

kde $p_{1,s}$, $p_{2,s}$ (Pa) je hodnota vstupního, respektive výstupního statického tlaku i -té singularity, v_{s1} , v_{s2} ($m \cdot s^{-1}$) je střední rychlost na vstupním, respektive výstupním průřezu i -té singularity, ρ ($kg \cdot m^{-3}$) je hustota pracovní látky a konečně také H_1 , H_2 (m) je geodetická výška vstupního, respektive výstupního průřezu i -té singularity. Pro naše případy výškový rozdíl vstupních a výstupních průřezů zanedbáváme. α_1 , α_2 jsou opravné součinitele, tzv. Coriolisova čísla, které jsou definovány jako poměr kvadrátů středních rychlostí podle kinetické energie a průtoku

$$\alpha = \frac{v_k^2}{v_s^2} = \frac{\int v^3 dS}{Q \cdot v_s^2} = \frac{\int v^3 dS}{S \cdot v_s^3}.$$

Vliv nerovnoměrného proudění se v běžné praxi ovšem zanedbává. Lze tak říci, že

$$\alpha = \alpha_1 = \alpha_2 = 1.$$

Násobením rovnice (4.4) hustotou a její následnou úpravou a zahrnutím vztahu (4.3) získáváme konečný vztah, který vyjadřuje hodnotu součinitele místních ztrát

$$\xi = \frac{p_{1,d} - p_{2,d}}{\frac{\rho}{2} v^2},$$

kde p_1 , p_2 je celkový rozdíl totálních tlaků dané singularity. Určit tento rozdíl výpočetně pro složitější tvarové kusy je v praxi téměř nerealizovatelný úkol. Jak bude uvedeno v následující kapitole, pro výpočet zmíněné tlakové difference využíváme programů umožňujících matematické modelování proudění jako např. ANSYS Fluent.

4.4 Délkové ztráty

Stejně jako v případě místních ztrát využíváme i pro výpočet délkových ztrát upraveného **Weisbachova vztahu**

$$Y_{z,l} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \frac{l_i}{D_{hi}} \cdot \frac{v_i^2}{2} \quad (J \cdot kg^{-1}), \quad (4.5)$$

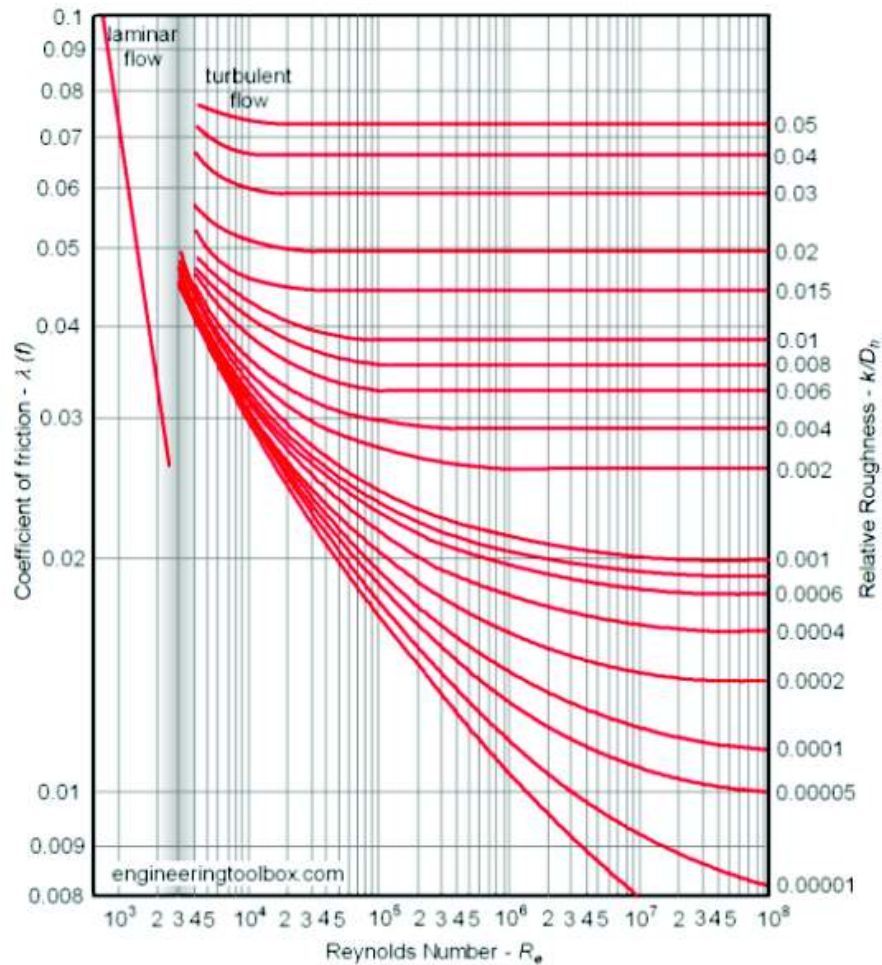
který zahrnuje ztráty vznikající prouděním kapaliny rovným úsekem plně zatopeného potrubí kruhového průřezu po určité délce. Člen l_i (m) je délka daného i -tého úseku. Stejně jako u místních ztrát je i v tomto případě hydraulický průměr D_h roven vnitřnímu průměru daného potrubí. Rovnici (4.5) lze tak přepsat do tvaru

$$Y_{z,l} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d} \cdot \frac{v_i^2}{2} \quad (J \cdot kg^{-1}).$$

Člen λ_i nazýváme koeficient tření, jehož hodnotu v případě laminárního proudění, tedy pro případy, kdy $Re < Re_{krit}$, určíme pomocí vztahu

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Koeficient tření jak pro případ laminárního, tak i pro turbulentní proudění lze určit např. podle **Churchillova** vztahu. Pro případ turbulentního proudění využíváme vztahů **Konakova, Al'tšula, Nikuradse**, atp. viz [1]. Zde je pro představu uveden např. Moodyho diagram, který slouží pro určení koeficientu tření.



Obrázek 8: Moodyho diagram - závislost koeficientu tření na Re a na relativní drsnosti [10]

4.5 Tepelný výkon

Jedná se o množství tepla uvolněného v tekutině za jednotku času vlivem disipace energie. V ideálním případě, tedy za předpokladu proudění nestlačitelné kapaliny, kdy lze předpokládat v celém systému pouze přeměnu tlakové energie na energii tepelnou, můžeme tepelný výkon vyjádřit vztahem

$$P = P_v \cdot (1 - \eta_{celk}) = \Delta p \cdot Q \quad (W), \quad (4.6)$$

Kde $P_v (W)$ je vstupní výkon a $\eta_{celk}(-)$ je v tomto případě celková účinnost (*v níže uvedeném textu symbol η vyjadřuje také dynamickou viskozitu*). Odvození tepelného výkonu není v této části detailněji popsáno s odkazem na příslušnou literaturu [2].

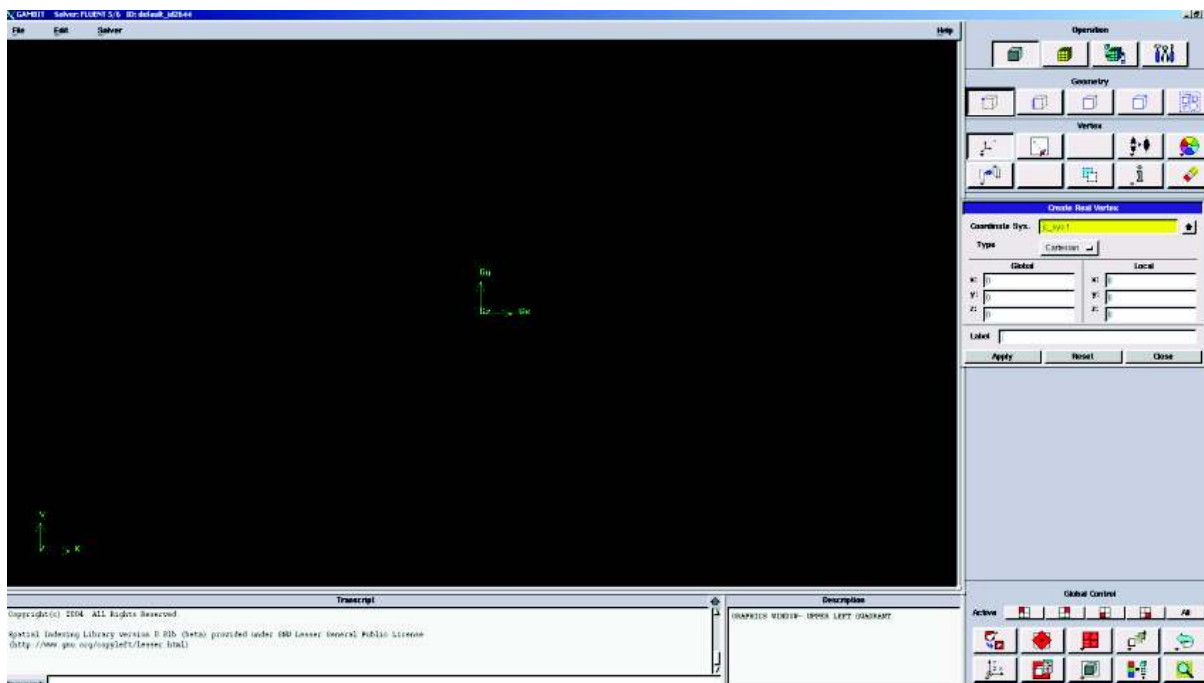
5 Matematický výpočet hydraulických kostek LIHJ

Matematický výpočet hydraulických kostek LIHJ byl prováděn, s ohledem na výzkumné licence dostupné na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně, pomocí programů GAMBIT a Ansys Fluent. Tvorbě geometrie jednotlivých hydraulických kanálů, které umožňují proudění oleje v hydraulických kostkách, předcházelo dodání rozměrové geometrie kostek vytvořené v programu Autodesk Inventor společností OCHI Inženýring, spol. s r.o. Jedná se o modely upřesňující veškeré rozměrové a dispoziční náležitosti již vyrobených prototypových hydraulických bloků.

Nejdříve bylo nutné vytvořit pracovní prostředí proudící tekutiny - tedy v našem případě 3 - D objemy hydraulických kanálů, které vcelku tvoří konkrétní cesty dané hydraulické kostky. Tento krok nazýváme preprocessingem. K tomuto účelu byl využit program GAMBIT. Jedná se o nástroj vyvinutý za účelem tvorby geometrie a výpočetní sítě. Vytvořená síť je následně načtena do programu Ansys Fluent, ve kterém dochází po zadání okrajových podmínek a dalších náležitostí k samotnému výpočtu. Nutno dodat, že program Ansys Fluent je program umožňující řešení různorodých problematik z oboru proudění kapalin. Mimo jiné obsahuje velice silný postprocessing, nebo-li část určenou pro vyhodnocení vypočítaných dat různého charakteru.

5.1 Tvorba 3 – D geometrie v programu GAMBIT

Program GAMBIT (verze 2.4.6) je obecně určen pro tvorbu geometrie, ve které v reálném případě dochází k proudění kapalin nebo plynů. Prostředí programu GAMBIT je na obr. 9. Jedná se program, jenž umožňuje tvorbu rozměrových (2-D, 3-D) prvků a jejich následnou dekompozici, tedy tvorbu výpočetní sítě.



Obrázek 9: Pracovní prostředí programu GAMBIT

Lze tedy říci, že po vytvoření požadované geometrie je konečnou pracovní fází tohoto programu vygenerování výpočetní sítě, zadání vstupních a výstupních oblastí a jiných spe-

cifických ploch. Program GAMBIT byl zvolen z důvodu jeho výuky na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně.

Obr. 9 zobrazuje pracovní prostředí programu GAMBIT. V pravé části jsou umístěny ikony a příkazové řádky umožňující tvorbu geometrie, zadávání okrajových ploch, síťování apod. Panel nástrojů umístěný v horní části slouží pro klasické účely, jako je načtení souborů, ukládání, import, export atp. Spodní část tohoto prostředí disponuje oknem *Transcript* - protokolem, jenž podává informace o prováděných příkazech, a také informativním oknem *Description*, které stručně popisuje funkci jednotlivých ikon. Střední část pracovního prostředí programu GAMBIT je určena k vizualizaci modelované geometrie.

5.1.1 Rozměry vytvořené geometrie

Smyslem této práce není poskytnout informace, jako jsou rozměry jednotlivých hydraulických kanálů apod., neboť tyto informace jsou k dispozici v souborech, které obsahují modely vytvořené v programu Autodesk Inventor společností OCHI Inženýring, spol. s r.o. Čtenář v případě potřeby nalezne informace týkající se rozměrů pro obě hydraulické kostky na příloženém DVD ve složce: (*DVD/3 – Dgeometrie*).

5.1.2 Pořadí operací při tvorbě geometrie

Při modelování obou hydraulických kostek byl sled operací téměř shodný, a to: načtení geometrie ve formátu *sat* do programu GAMBIT, kontrola základních rozměrů, porovnání shodnosti načtené geometrie s geometrií vytvořenou v programu Autodesk Inventor - tedy eliminace případných chyb při operaci importování geometrie do programu GAMBIT. Poté se provedla diskretizace naimportovaného objemu na podobjemy, které vždy tvořily šestistěny z důvodů popsaných v další kapitole. Následovala úvaha nad teoreticky možným průběhem proudění a to zejména z důvodu tvorby hustější výpočetní sítě v místech předpokládaného odtržení proudu a místech zavíření, jako např. náhlé změny směru, místa náhlého zúžení, rozšíření apod. V případě potřeby zjednodušit některé části hydraulických kanálů se tato změna prováděla pouze v místech slepých odboček apod., ve kterých nedochází k průtoku pracovního média, a nehrozí tak zkreslení výsledků následných výpočtů.

5.1.3 Kvantitativní a kvalitativní pohled na tvorbu výpočetní sítě

Omezujícím faktorem při volbě počtu buněk celé výpočetní sítě daného vedení jsou zejména hardwarové nároky nutné pro následné výpočetní operace v programu Ansys Fluent. Počet buněk byl vždy volen tak, aby nepřesáhnul 2,5 miliónu. Nejvhodnějším způsobem modelování veškerých kanálů je metoda kompletní tvorby modelu obou hydraulických kostek včetně systému hadic, potrubí apod. Ovšem v takovém případě bychom se stanoveným maximálním počtem 2,5 miliónu buněk výpočetní sítě zcela jistě nebyli schopni zachytit veškeré detaily proudění. Je tedy zřejmé, že, chceme-li zachytit co nejlépe proudění oleje skrze hydraulické kostky, vhodnou metodou je každý kanál hydraulických kostek modelovat jednotlivě. Bohužel metoda rozdělení komplexního vedení hydraulických kostek na jednotlivé části neumožňuje přenos okrajových podmínek z jednoho kanálu na kanál následující. Jedná se tedy o předem uvažovanou chybu, kterou jsme v současné době vzhledem k výkonům počítačových sestav dostupných běžnému uživateli nuceni akceptovat. Jak velké chyby se lze dopustit zjistíme např. porovnáním vypočítaných hodnot matematického modelování s výsledky z experimentu.

Vznik jednotlivých cest popisují níže uvedené kapitoly. Dekompozice všech objemů byla provedena tak, aby jednotlivé modely kanálů bylo možné vysítovat pomocí *hexa* prvků. Konkrétně prvků obdelníkových, které jsou s ohledem na průběh výpočtů jedny z nevhodnějších. Ovšem tato volba je prováděna na úkor náročné diskretizace, u které je vždy zapotřebí s ohledem na výslednou kvalitu buněk každý „podobem“ celkového objemu vytvořit ve tvaru šestistěny bez výrazně ostrých úhlů, které svírají vzájemně sousedící stěny daného „podobemu“. Jak je uvedeno níže, ne vždy bylo snadné této diskretizace dosáhnout.

Síť byla huštěna ve všech případech směrem ke stěnám. Rozložení nahuštění se řídí exponenciální funkcí, u které byl exponent volen v rozpětí 0,36 – 0,4 z důvodu zaznamenat co možná nejpřesnější rychlostní profil při výpočtu v programu Ansys Fluent. Dále se huštění řídí mimo exponenciální funkci také bi-exponenciální funkcí, která umožňuje např. na úsečce o jisté délce symetrické rozložení buněk směrem do středu, nebo do krajů dané úsečky. Hodnota exponentu byla volena v místech předpokládaného odtržení proudu, či zavíření vždy s ohledem na okolní rozložení buněk tak, aby se eliminovaly výrazné rozměrové odchylky vzájemně sousedících buněk. Veškeré vytvořené geometrie obou hydraulických kostek jsou uloženy na DVD ve složce: (*DVD/modely – gambit*). Níže uváděná kvalita buněk byla vyhodnocována u všech sítí typem *EquiSize Skew*.

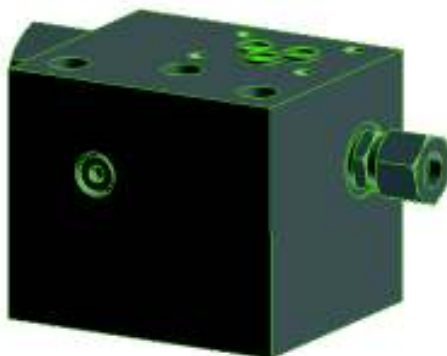
5.1.4 Ustalovací délky

Výše zmíněný rozbor počtu buněk v celé síti je nutné doplnit také o potřebu modelování „ustalovacích“ délek, které slouží k eliminaci vlivu okrajových podmínek modelovaného proudění a následně ke sledování průběhu konvergence např. hodnot tlaků v programu ANSYS Fluent. Byla volena v praxi ověřená minimální ustalovací délka, a to dvacetinásobek průměru vstupního, respektive výstupního průřezu daného hydraulického kanálu.

Uvedené poznatky jsou aplikovány na obě hydraulické kostky. V případě určitých odchylek od výše uvedených pravidel při návrhu geometrie hydraulických kostek bude tato změna zdůrazněna zvláště u kanálů vyžadujících specifický přístup. Po dokončení geometrie a vytvoření výpočetní sítě je nutné zadat, k tomu určeným plochám, typy okrajových podmínek *velocity inlet*, *pressure inlet*, nebo *pressure outlet*. Okrajové podmínky se vždy zadávaly pouze na vstupní a výstupní plochy ustalovacích délek. Další často využívanou podmínkou je podmínka *interior*, která umožňuje pojmenování průtočné plochy uživatelem přímo v programu GAMBIT, což následně usnadní vyhodnocování výsledků na těchto plochách v programu Ansys Fluent. Posledním krokem po vytvoření veškerých výše uvedených náležitostí je exportování vytvořené sítě do formátu *msh*, který, jak se dozvíme v kapitole 5.4, slouží k načtení sítě do programu Ansys Fluent.

5.2 Odlehčovací kostka

Jak již bylo zmíněno, základní informace o rozměrech a uspořádání hydraulického bloku tvoří soubor obsahující rozměrové a dispoziční informace vytvořené v programu Autodesk Inventor. Importováním tohoto souboru ve formátu *sat* do programu GAMBIT máme k dispozici objem reprezentující odlehčovací blok včetně navrtných hydraulických kanálů, dále také redukční šroubení, ucpávky apod. viz obr. 10



Obrázek 10: Odlehčovací hydraulický blok - GAMBIT

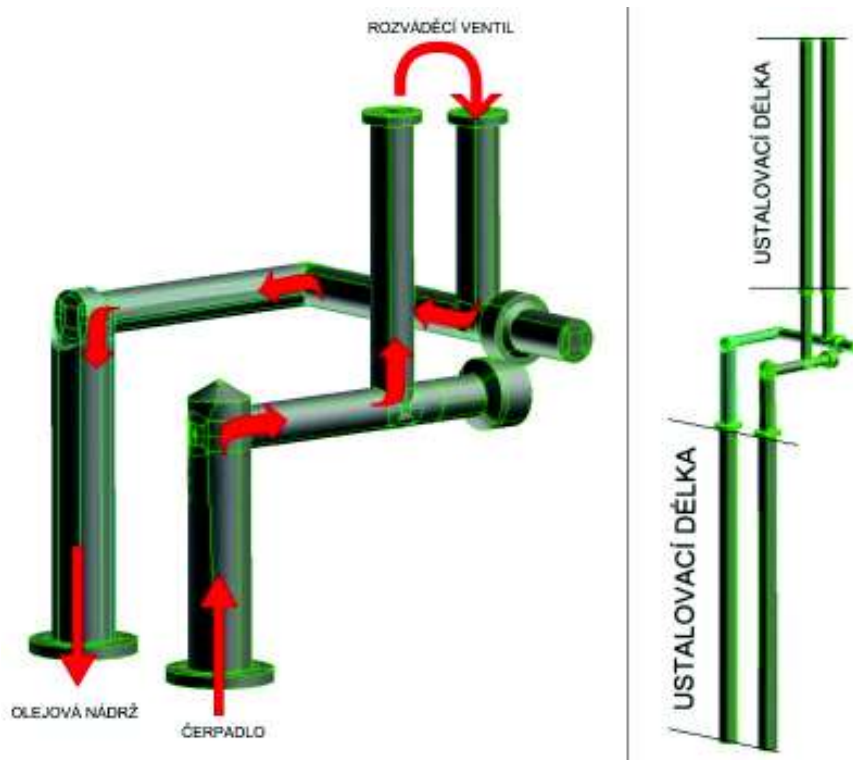
Abychom získali pouze vnitřní kanály hydraulické kostky, je nutné postupovat následovně: v prostoru, který představuje objem naimportované odlehčovací kostky namodelujeme nový objem o stejných rozměrech, jako má odlehčovací kostka. Získáme tak dva velikostí naprosto shodné objemy. Následně odečteme objem naimportované hydraulické kostky od nově namodelovaného objemu. Po této operaci nám v prostoru zůstanou pouze cesty vrtaných kanálů. Výsledek této operace je patrný na obr. 11. Rozměry redukčních šroubení slouží pouze jako vzor pro následné modelování průměrů vstupních a výstupních průřezů, které nahrazují tyto prvky. V následujících kapitolách budou podrobně rozebrány konkrétní kanály odlehčovací hydraulické kostky.



Obrázek 11: Vrtané kanály odlehčovací kostky

5.2.1 Tvorba 3 – D geometrie - fáze cirkulace oleje

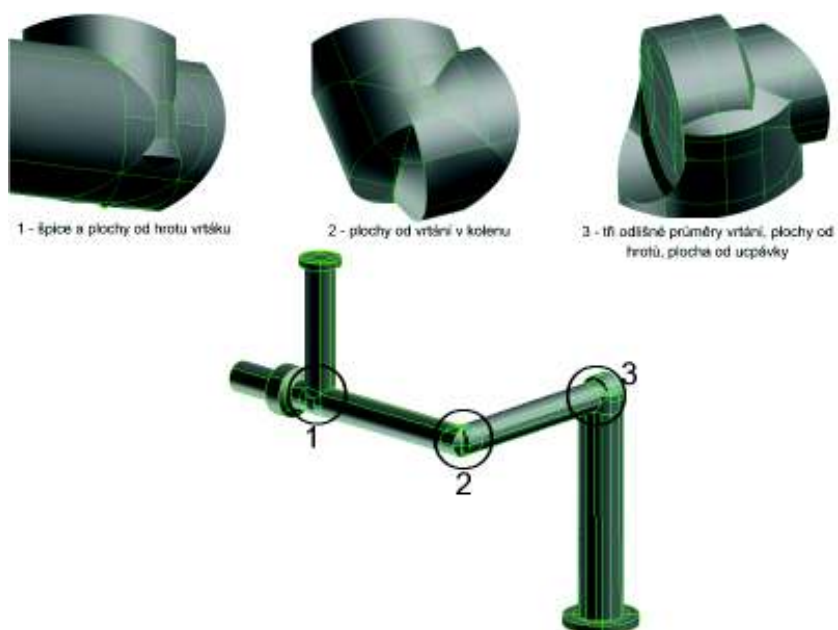
Cirkulace oleje byla popsána v kapitole 2.3.1. Jedná se o klidovou fázi, již zprostředkovává pouze odlehčovací kostka. Na obr. 12 vlevo je znázorněn průtok oleje vedením určeným pro tuto fázi. Z obrázku je patrné, že celá část sestává celkem ze dvou kanálů. První kanál dopravuje olej od olejového čerpadla k rozváděcímu ventilu, druhý pak olej vrací zpět od rozváděcího ventilu směrem do olejové nádrže.



Obrázek 12: Odlehčovací kostka - fáze cirkulace oleje, vpravo - ukázka ustalovacích délek

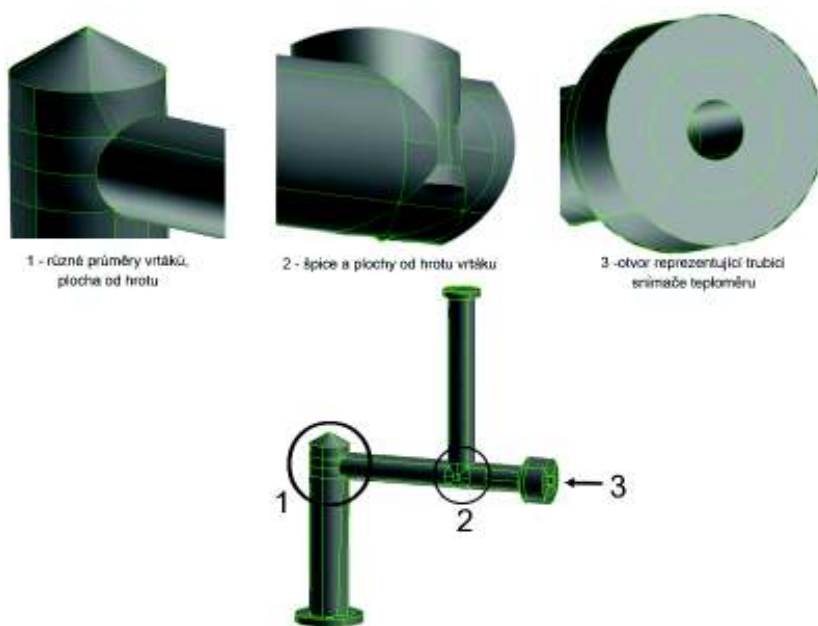
Pravá část obr. 12 zobrazuje vrtané kanály určené pro fázi cirkulace oleje včetně ustalovacích délek. Ustalovací délky nebudou v dalších obr. uváděny, neboť jsou v každém případě pouze rovným úsekem o určité délce, mimo to je zřetelné, že přispívají k nepřehlednosti uváděných obrázků. V tomto případě jsou uvedeny pouze pro představu.

Značnou komplikací při tvorbě geometrie byly špice a plochy, které vznikaly od hrotů vrtáků, jak můžeme vidět na obr. 13. Na vedení rozváděcí ventil (RV) → olejová nádrž (hydr. schéma: RV → T) tvoří výrazně komplikovaný prvek část, kde se setkávají celkem tři různé průměry vrtání, vznikají tak komplikované plochy od hrotů vrtáků. Dále je v tomto místě zašroubována ucpávka, která se nachází v přímém proudu proudícího oleje. Bylo tedy nutné modelovat plochu od této ucpávky včetně zkosení, aby při výpočtech nedocházelo ke zkreslování výsledků. Na obr. 13 můžeme také vidět skokové rozšíření na vstupní a výstupní části kanálu, které je způsobeno umístěním těsnění v těchto místech. Toto rozšíření slouží také k přechodu vrtání o rozdílných průměrech. Např. na výstupu z hydraulické kostky směrem k RV je o průměru $6,8 \text{ mm}$, ovšem vrtání v RV má průměr 8 mm .



Obrázek 13: Kanál RV → olejová nádrž, detaily vrtání

Obr. 14 zachycuje detaily na vedení oleje od hydraulického čerpadla směrem k RV. V této části se také nachází snímač teploty, jehož pozici zobrazuje detail 3. Vznikaly zde rovněž špice a plochy od vrtáků. Dodejme také, že stejného kanálu bude využito i v případě fáze akumulace oleje viz níže.



Obrázek 14: Kanál čerpadlo → RV, detaily vrtaných cest

Výpočetní síť tvoří v případě kanálu: hydraulické čerpadlo → RV téměř 2,1 miliónu buněk typu *hexa*, kvalita nejhorší buňky dle typu EquiSize Skew má hodnotu 0,825. V tomto případě mluvíme o celkově nejhorší buňce ze všech vytvořených buněk vůbec. Obecně se v případě kvality buněk považuje hodnota nižší než 0,83 za kvalitu vynikající. Z tohoto hlediska byla geometrie vytvořena velice precizně. Jak již bylo zmíněno, preciznost se projevila v náročnosti celé geometrie - např. kanály umožňující průtok oleje při fázi cirkulace jsou sestaveny z celkového počtu 284 objemů. Vedení vracející hydraulický olej do nádrže tvoří 2,14 milionu buněk s buňkou o nejhorší kvalitě 0,77. Rozložení sítě je patrné na obr. 15.

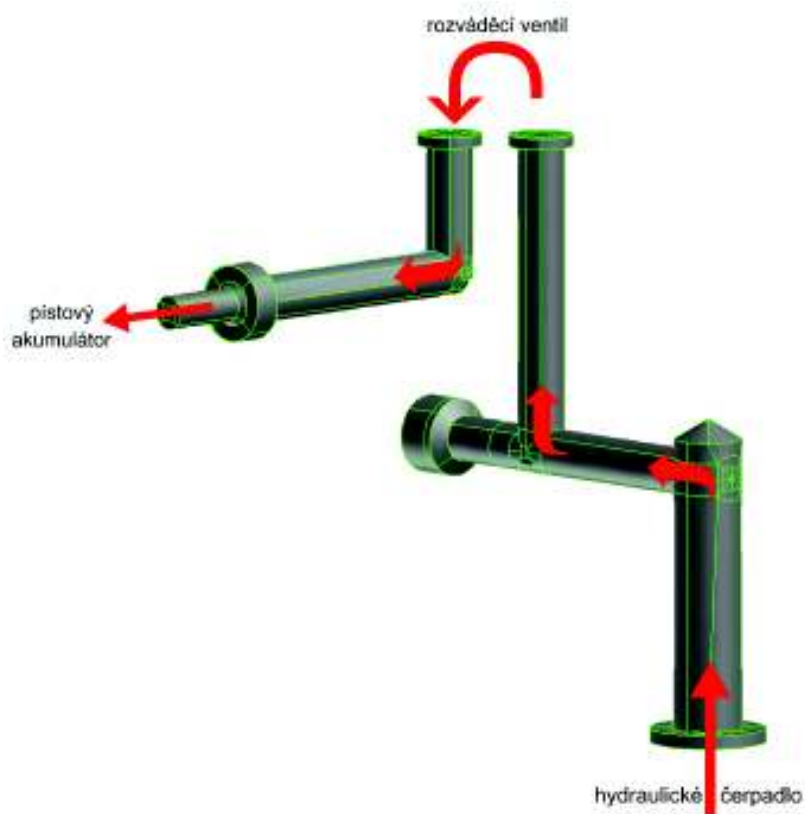


Obrázek 15: Rozložení sítě - fáze cirkulace

5.2.2 Tvorba 3 – D geometrie - fáze akumulace oleje

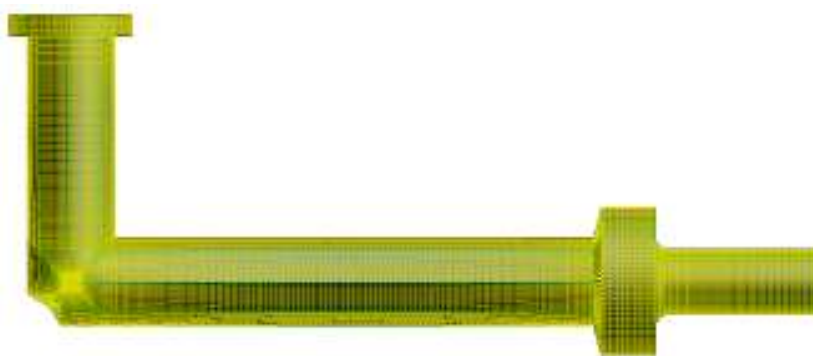
Pracovní fáze akumulace oleje využívající k průtoku oleje pouze odlehčovací hydraulickou kostku byla popsána v kapitole 2.3.2. Olej prochází od čerpadla do akumulátoru. Tato fáze využívá shodného kanálu jako fáze cirkulace, který umožňuje průtok oleje od hydraulického agregátu směrem k RV. Od RV je následně průtok oleje přestaven směrem k pístovému akumulátoru (hydr. schéma: RV → A) oleje viz obr. 16.

Jelikož je část průtoku shodná s fází cirkulace oleje a část od RV k akumulátoru je tvořena z podobných útvarů (vrtané koleno s plochami od hrotů, rozšíření, zúžení nutné pro těsnění atp.), neuvádíme detaily celého vedení.



Obrázek 16: Odlehčovací kostka - fáze akumulace oleje

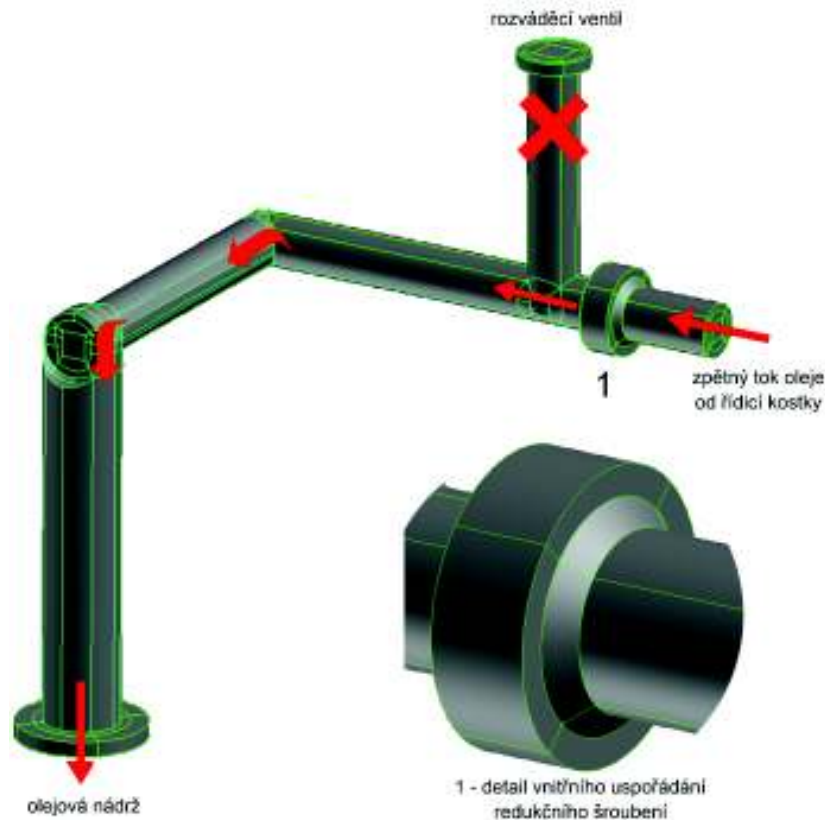
Výpočetní síť kanálu RV → akumulátor tvoří 1,02 miliónu buněk. Kvalita nejhorší buňky má hodnotu 0,661. Jelikož v předchozí kapitole byl uveden obr. zobrazující výpočetní síť cesty čerpadlo → RV, zde pro přehlednost uvádíme pouze výpočetní síť pro kanál RV → akumulátor viz obr. 17.



Obrázek 17: Rozložení sítě - fáze akumulace

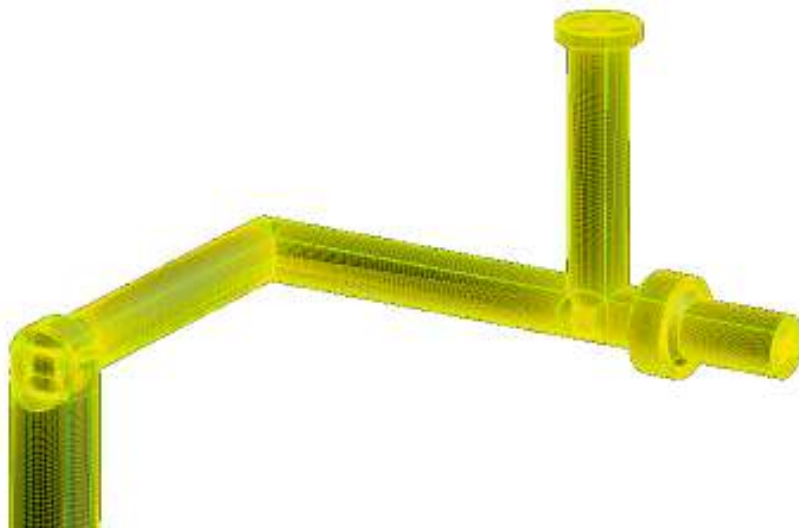
5.2.3 Tvorba 3 – D geometrie - zpětný tok oleje odlehčovací kostkou

V případě zvedání, či spouštění břemene dochází ke zpětnému toku oleje od řídicí kostky skrze odlehčovací kostku zpět do olejové nádrže, jak bylo popsáno v kapitole 2.3.2. Z obrázku 5.10 je patrný průtok oleje jedním z kanálů odlehčovací kostky. Jedná se o kanál téměř shodný s kanálem v případě cirkulace oleje, ovšem olej neprotéká rozváděcím ventilem. Přichází redukčním šroubením do hydraulické kostky a odchází do olejové nádrže (hydr. schéma: B → T). Proto je na obr. 18 uveden pouze detail 1 zobrazující vnitřní uspořádání redukčního šroubení.



Obrázek 18: Odlehčovací kostka - zpětný tok oleje od řídicí kostky do olejové nádrže

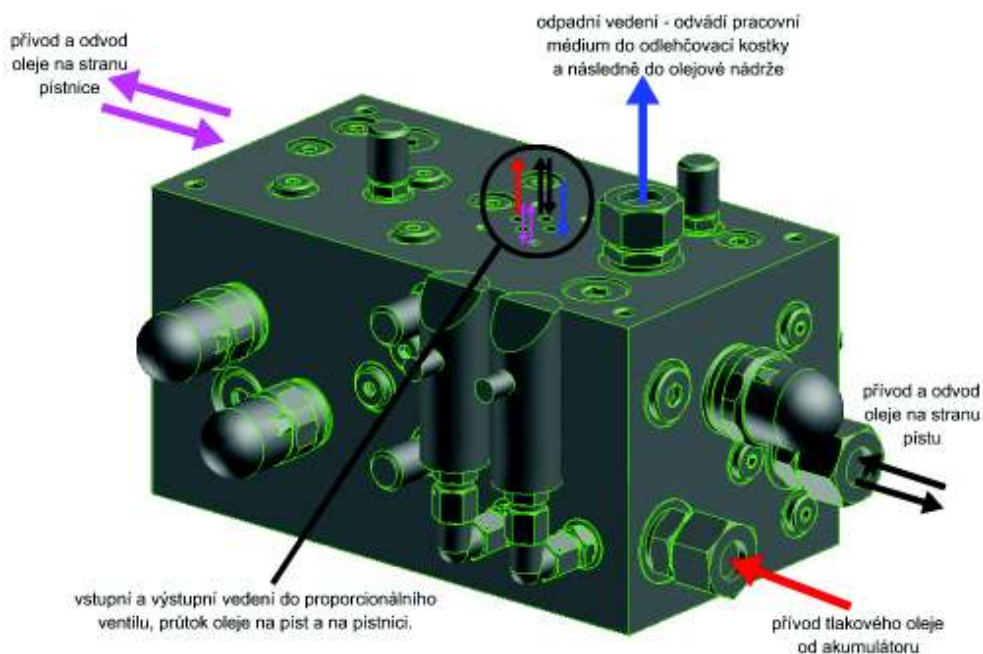
Výpočetní síť tohoto kanálu tvoří 2,28 miliónu buněk. Kvalita nejhorší buňky má hodnotu 0,77. Na obr. 19 je zobrazena výpočetní síť zpětného toku oleje.



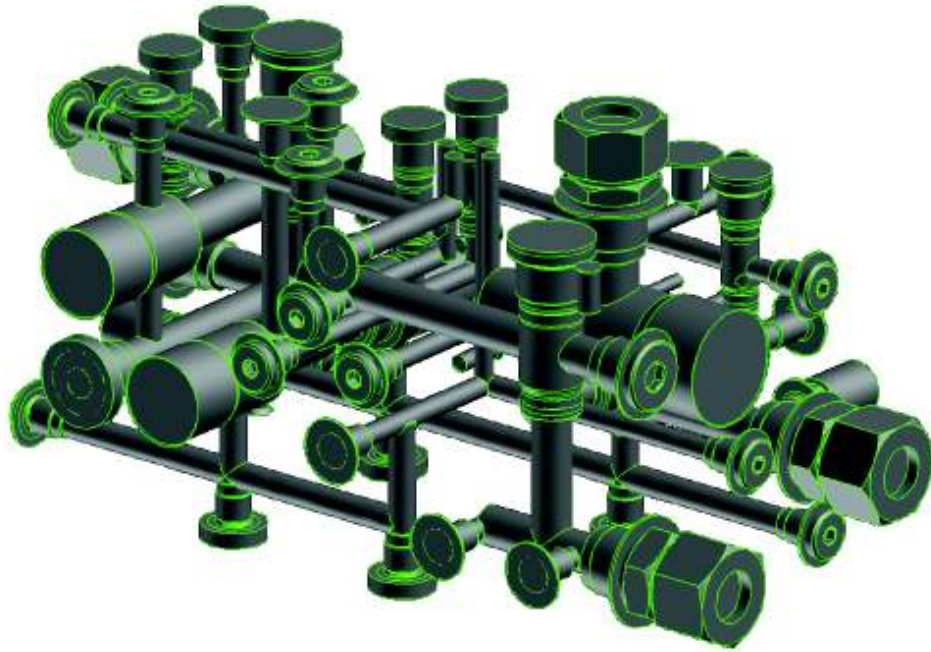
Obrázek 19: Rozložení sítě - zpětný tok oleje od řídicí kostky do olejové nádrže

5.3 Tvorba 3 – D geometrie řídicí kostky

Modelování geometrie řídicí hydraulické kostky probíhalo stejným způsobem jako v kapitole 5.2. Tedy importováním souboru ve formátu sat obr. 20, dále modelováním nového objemu v místě hmoty, která představuje objem navrtaného řídicího bloku. Konečně následovalo odečtení původního objemu od objemu nového. Výslednou geometrii vrtaných kanálů zobrazuje obr. 21.



Obrázek 20: Řídicí hydraulický blok - GAMBIT



Obrázek 21: Veškeré vrtané kanály řídicí kostky

Z tohoto obr. je patrná náročnost celého vnitřního uspořádání řídicí hydraulické kostky. Nutno zdůraznit, že bylo nezbytné modelovat pouze ty cesty, kterými proudí tlakový olej. Kompletní vedení řídicí kostky obsahuje i cesty určené k přenosu informace o velikosti tlaku. Výběr vedení, jenž bylo nutné modelovat, je na obr. 22

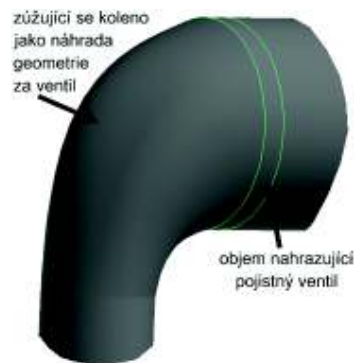


Obrázek 22: Hydraulické kanály řídicí kostky určené k modelování

5.3.1 Náhrada logických, pojistných a zpětných ventilů

Vně každého kanálu řídicí kostky se nachází ve skutečnosti pojistné, logické nebo zpětné ventily, které způsobují jistou tlakovou ztrátu. Modelování těchto ventilů by bylo velice náročné a co více, v době návrhu nebyla k dispozici od výrobce jejich přesná geometrie. Proto veškeré ventily byly modelovány následujícím způsobem:

Místa, kde dochází k místní tlakové ztrátě způsobené jakýmkoliv ventilem, se nahradí objemem o určité tloušťce. V našem případě volíme tloušťku těchto objemů 2 mm. Vstupním a výstupním plochám zadáme vlastnost průtočných ploch, nebo-li podmínku *interior*. Následně s nimi budeme pracovat v programu Ansys Fluent, kde se podle známých vzorců nadefinují konstanty zajišťující vznik tlakové ztráty závislé na průtoku kapaliny daným objemem. Spokojíme se s faktem, že ztráty na těchto prvcích uvažujeme včetně ztrát vznikajících v jejich těsné blízkosti, tedy včetně ztrát vznikajících v místech vrtání potřebném pro správnou funkci ventilů. Proto náhradu ventilů tvoří již zmíněný objem a zjednodušená geometrie přívodu a odvodu oleje z tohoto objemu (často koleno, či zúžující se koleno apod.) Dále o zmíněné metodě pojednává z výpočetního hlediska kapitola 5.4. Ukázka náhrady za pojistný ventil je na obr. 23

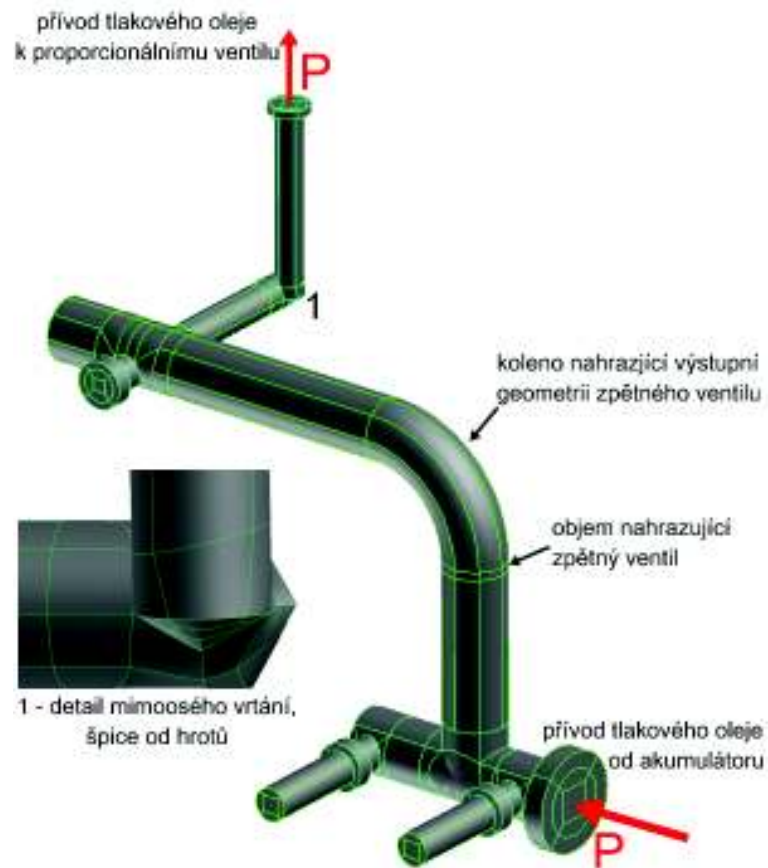


Obrázek 23: Náhradní geometrie pojistného ventilu

V případě řídicí hydraulické kostky nebudou uváděny veškeré vrtané kanály společně pro každou pracovní fázi, jako tomu bylo v kapitole popisující tvorbu geometrie odlehčovací kostky. Jednotlivé obrázky by se totiž staly značně nepřehlednými. Proto se v úvodu této kapitoly nejprve seznámíme s přívodním vedením, které dopravuje olej od pístového akumulátoru k proporcionálnímu ventilu (PV) a také s odpadním vedením, jež odvádí olej od řídicí kostky zpět do kostky odlehčovací, skrze kterou protéká do olejové nádrže. V následujícím popisu vzniku geometrie pracovních fází zdvihání a spouštění břemene se spokojíme s informací, která říká, že obě výše uvedené cesty jsou vždy nutné pro přívod a odvod oleje do, respektive z řídicí kostky, a tedy celého hydraulického zařízení.

5.3.2 Tvorba 3 – D geometrie - přívod tlakového oleje

Jedná se o vedení dopravující tlakový olej od pístového akumulátoru na vstupní stranu PV (hydr. schéma: P → P) viz obr. 24. Prostřednictvím této cesty je zprostředkováván přívod tlakového oleje potřebného k zajištění obou pracovních fází (tedy zvedání / spouštění břemene.) Přívodní kanál včetně objemu nahrazujícího zpětný ventil a detail 1 mimoosého vrtání zobrazuje obr. 24



Obrázek 24: Řídicí kostka - přívod tlakového oleje od pístového akumulátoru k PV

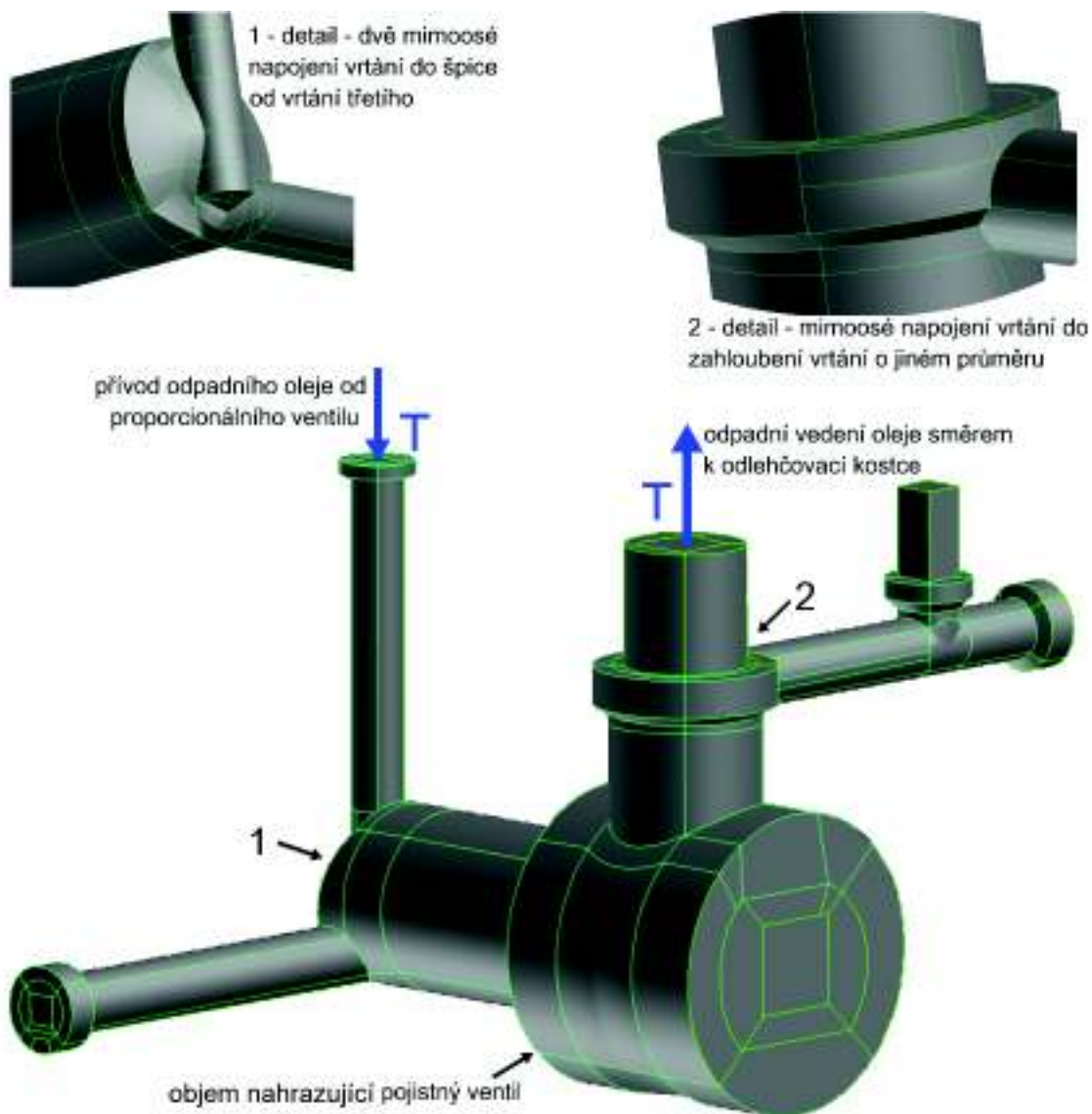
Výpočetní síť zobrazena na obr. 25 sestává z 0,956 miliónu buněk. Kvalita nejhorší buňky dosahuje hodnoty 0,766.



Obrázek 25: Rozložení sítě - přívod tlakového oleje

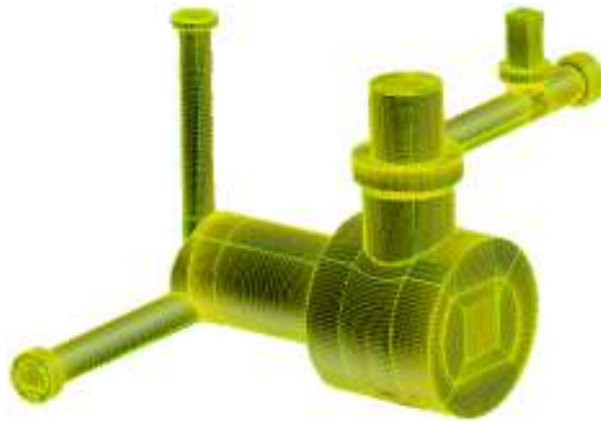
5.3.3 Tvorba 3 – D geometrie - odpadní vedení oleje

Odpadním kanálem odtéká odpadní olej v závislosti na prováděné pracovní fázi a to buď ze strany pístnice, nebo ze strany pístu. V obou případech ovšem mluvíme o průtoku oleje od PV směrem k výstupu řídicí kostky (hydr. schéma: $T \rightarrow T$). Tvar celé geometrie odpadního vedení je k dispozici na obr. 26. Značnou komplikací představuje napojení tří různých průměrů vrtání setkávajících se ve špičce vytvořené hrotem vrtáku s největším průměrem - tento případ můžeme vidět na obr. 26 - detail 1. Pro představu uvádíme, že pouze toto napojení tvoří celkem 53 jednotlivých objemů. Další náročnou část tvoří také mimoosé vrtání do zahloubení, ve kterém je zhotoven závit určený pro redukční šroubení viz detail 1. Celkově se jedná se o relativně složitý model kanálu, který sestává z 230 jednotlivých objemů.



Obrázek 26: Řídicí kostka - odpadní vedení řídicí kostky

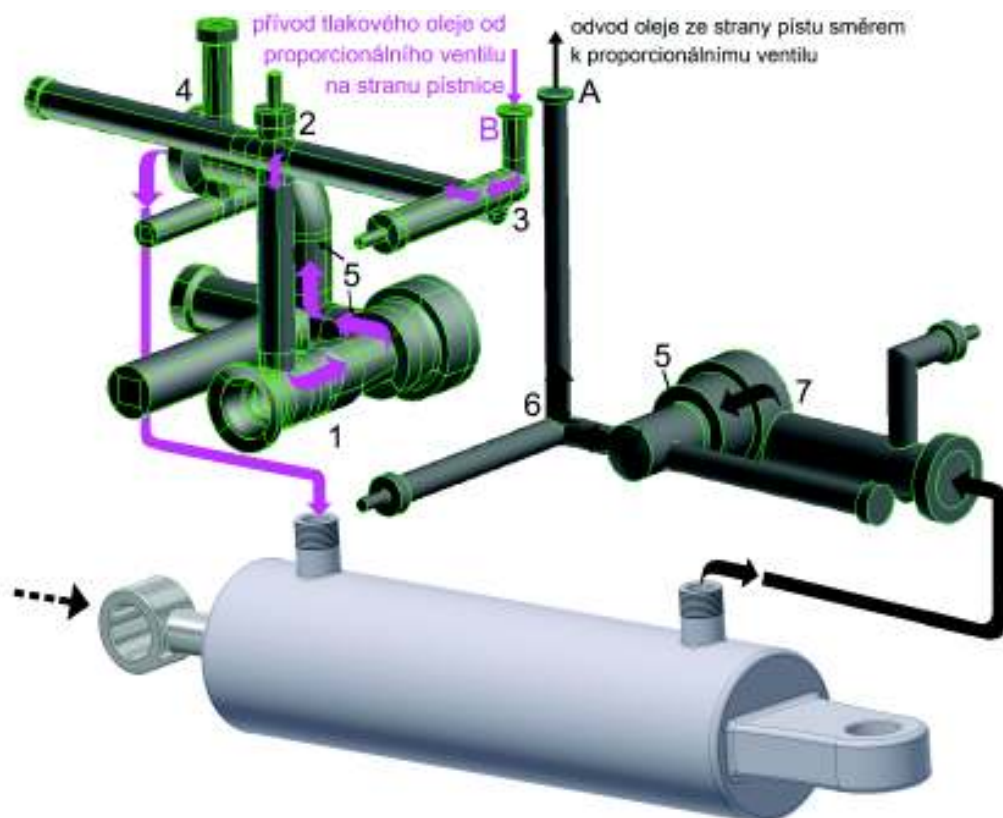
Výpočetní síť sestává z 0,957 miliónu buněk. Nejhorší buňka dosahuje svojí kvalitou hodnoty 0,824. Na obr. 27 je tato výpočetní síť zobrazena.



Obrázek 27: Rozložení sítě - odpadní vedení

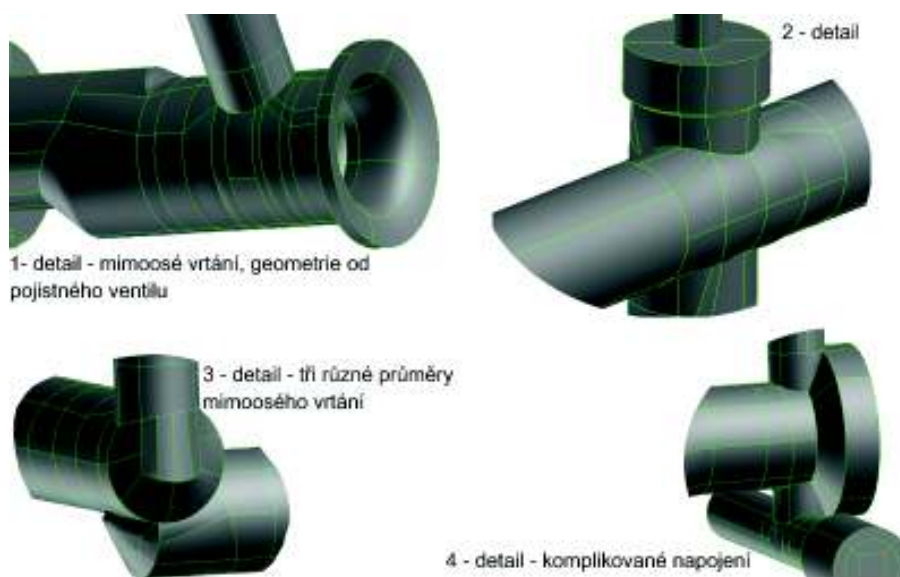
5.3.4 Tvorba 3 – D geometrie - pracovní fáze zvedání břemene

Zvedání břemene zajišťuje přívod tlakového oleje na stranu pístnice (hydr. schéma: B → pístnice). Dochází tak k jejímu zasouvání a tím zvedání břemene. Jak můžeme vidět na obr. 28, olej je přiváděn od PV na kanál, dopravující olej směrem k pístnici. Odpadní olej vytlačovaný ze strany pístu odchází kanálem, který odvádí olej zpět k PV (hydr. schéma píst → A). Dodejme také, že oba zmíněné kanály jsou téměř shodné s kanály ve fázi spouštění břemene, které jsou uvedeny v kapitole 5.3.5. Detaily zobrazené na obr. 29 jsou tedy shodné pro oba případy. Pro fázi spouštění břemene, je průtok oleje pouze v opačném smyslu, nemá tak v následující podkapitole význam věnovat se zobrazování veškerých zde uvedených detailů. Na obr. 28 představují místa s označením č.5 objem nahrazující logické a zpětné ventily.

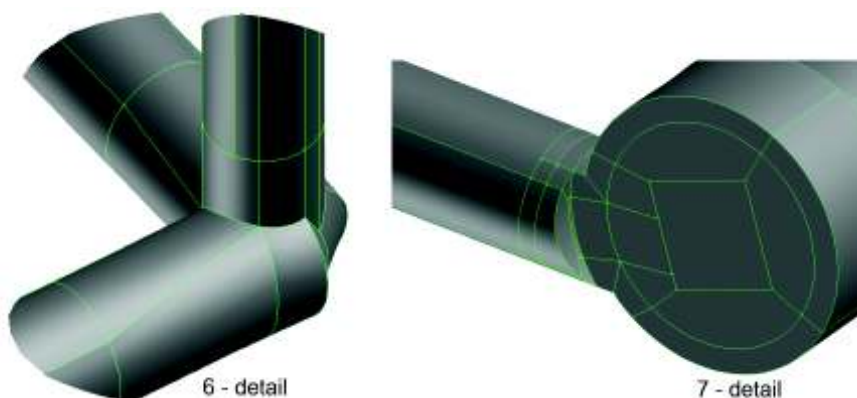


Obrázek 28: Řídicí kostka - fáze zvedání břemene

Rozeberme nyní blíže geometrii jednotlivých kanálů, kterými protéká olej ve fázi zvedání břemene. Na obr. 29 jsou uvedeny detaily části přivádějící tlakový olej na stranu pístnice. Zde tvořil výraznou komplikaci při modelování detail 1. Jedná se o protiběžné, mimoosé vrtání různých průměrů, které se setkává přibližně v polovině tloušťky řídicí hydraulické kostky. Komplikace spočívá zejména ve tvorbě náročných ploch od hrotů vrtáků a náročného modelování vnitřní části tohoto úseku. Vnitřní část je tvořena hlavici od pojistného ventilu, který v tomto úseku není protékán, proto bylo možné část geometrie pojistného ventilu - tedy hlavici modelovat dle odměřených rozměrů. K tomuto způsobu modelování bylo přistoupeno s ohledem na možnost co nejpřesnějšího zachycení proudění tímto kanálem v programu Ansys Fluent. Veškeré zbylé detaily zachycují případy mimoosého vrtání, špice od hrotů vrtáků apod. Obr. 30 pak zobrazuje detaily vedení protékaného oleje ze strany pístu, popřípadě na stranu pístu.



Obrázek 29: Detaily kanálu - přívod oleje na stranu pístnice



Obrázek 30: Průtok oleje na stranu, respektive ze strany pístu

Výpočetní síť kanálu na obr. 31 tvoří 2,1 miliónu buněk. Kvalita nejhorší buňky je 0,793. Hydraulický kanál na obr. 32 je pak tvořen počtem 0,79 milionu buněk, z nichž nejhorší buňka má hodnotu kvality 0,796.



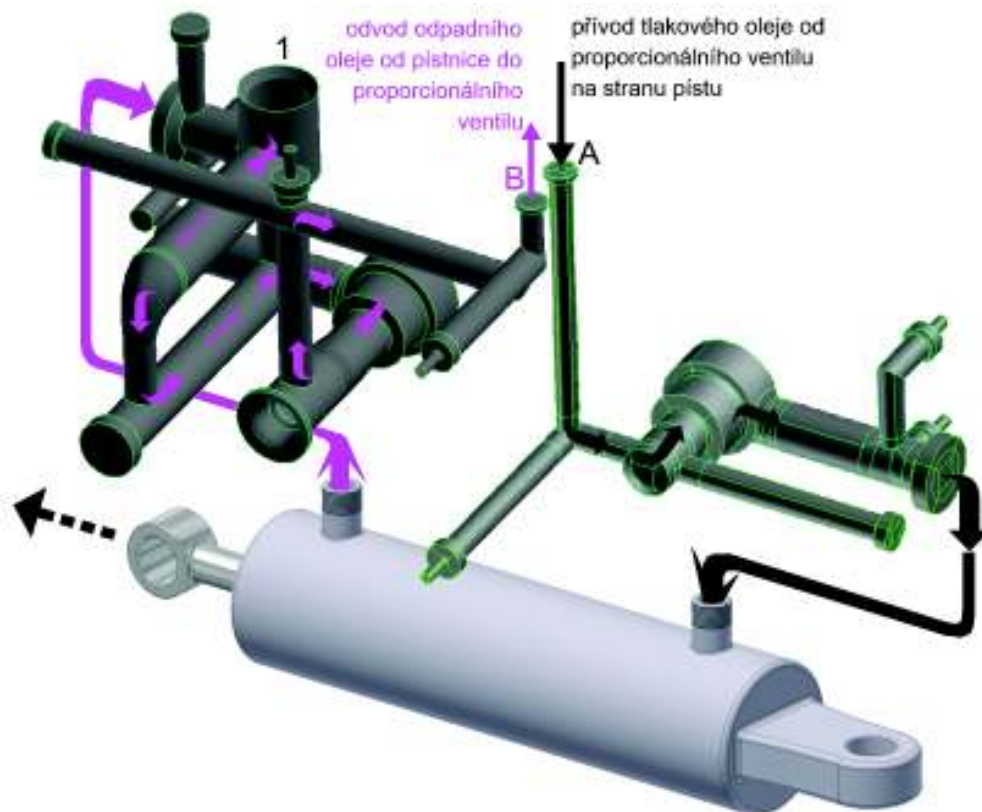
Obrázek 31: Rozložení sítě - kanál dopravující olej na stranu pístnice



Obrázek 32: Rozložení sítě - kanál určený pro průtok oleje na píst, respektive od pístu

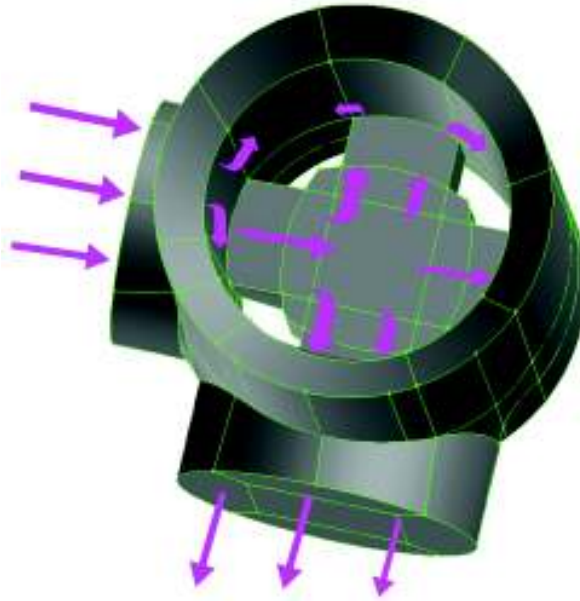
5.3.5 Tvorba 3 – D geometrie - pracovní fáze spouštění břemene

Pracovní fáze spouštění břemene zahrnuje dopravu oleje od PV na stranu pístu (hydr. schéma: A → píst) a dále zahrnuje odvod odpadního oleje ze strany pístnice do PV (hydr. schéma: pístnice → B). Tato sekce se bude věnovat pouze části odvádějící olej od pístnice, neboť kanál: PV → píst byl popsán v kapitole 5.3.4. Jak můžeme vidět na obr. 33, hydraulický kanál umožňující průtok oleje od pístnice k PV je téměř shodný s kanálem popsáným taktéž v kapitole 5.3.4. V tomto případě ovšem zpětný ventil (č. 1 na obr. 33) usměrňuje proud oleje směrem k pojistnému ventilu. Část geometrie zpětného ventilu byla tedy modelována alespoň přibližně, a to z důvodu maximálně přesného zachycení proudění. Modelování této části bylo značně náročné, jak naznačuje zobrazení geometrie na obr. 34. Pojistný ventil je jako v předešlých případech modelován náhradním objemem a jeho vrtané okolí náhradní geometrií. Na obr. 33 jsou tak pouze detaily neuvedené geometrie v kapitole 5.3.4.



Obrázek 33: Řídicí kostka - fáze spouštění břemene

Obr. 34 zobrazuje modelování části zpětného ventilu (detail 1 z obr. 33). Je zde naznačeno proudění částí zpětného ventilu a jeho vrtaným okolím. Komplikaci celého modelu naznačuje celkový počet 41 objemů nutných pro zjednodušené modelování této části zpětného ventilu.



Obrázek 34: Detail 1

Rozložení sítě hydraulického kanálu zobrazené na obr. 35 tvoří 2,2 miliónu buněk. Kvalita nejhorší buňky je 0,793.

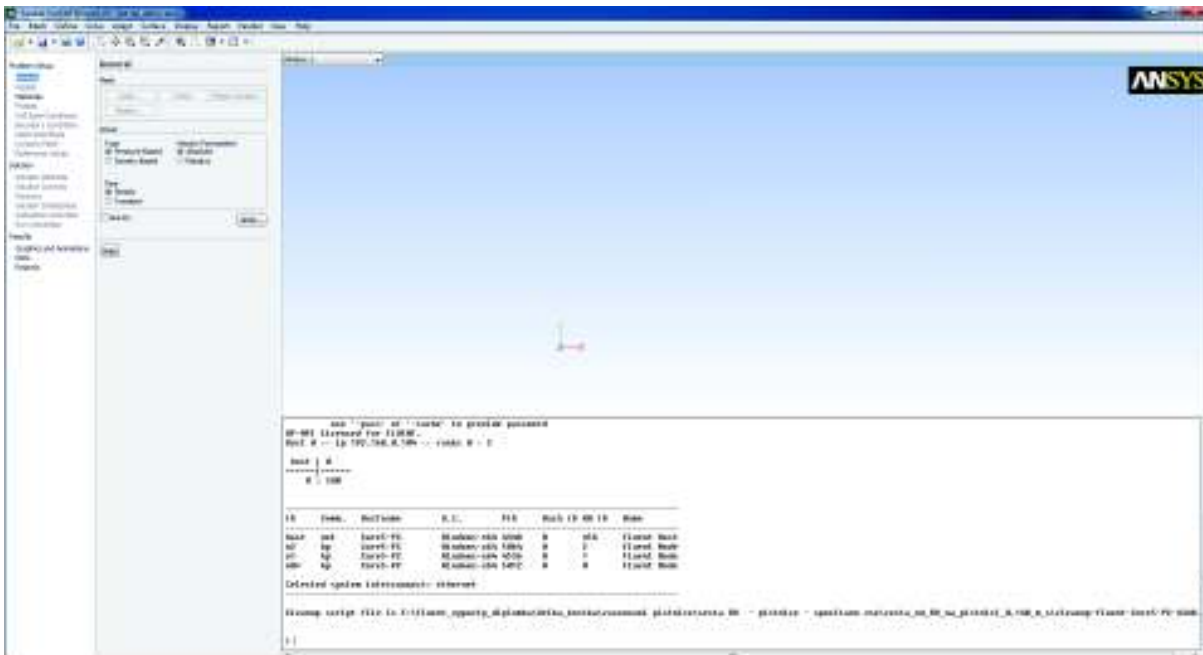


Obrázek 35: Rozložení sítě - kanál odvádějící olej ze strany písnice

Z veškerých výše uvedených poznatků a obrázků je zřejmá náročnost tvorby geometrie v programu GAMBIT. Problémy s modelováním jednotlivých „podobemů“, s ohledem na následné využití obdelníkových buněk o co nejlepší kvalitě, často vedly k mnohonásobné opravě, či dokonce kompletnímu přemodelování již hotových hydraulických cest. Časová náročnost při tvorbě geometrie představovala přibližně 300 pracovních hodin. Pro modelování veškeré výše uvedené geometrie v programu GAMBIT byl použit PC s hardwarovým profilem: CPU Intel Pentium 1,6 Ghz, RAM - 1,5 Gb, grafická karta Geforce go 7300 - 256 MB. Lze říci, že se jedná o parametry na hranici únosnosti. Např. při tvorbě sítě s počtem 2,2 milionu buněk vznikaly značné časové prodlevy mezi jednotlivými operacemi.

5.4 Výpočet tlakových a tepelných ztrát v programu ANSYS Fluent

Program Ansys Fluent je určen k výpočtům matematicko - fyzikálního modelování proudění. Jedná se o velice důmyslný systém, který využívá hydraulických předpokladů, matematických rovnic a také poloempirických metod k výpočtu a popisu jak laminárního, tak turbulentního proudění. Pracovní prostředí programu Ansys Fluent zobrazuje obr. 36. Na levé straně jsou umístěny definiční nástroje určené pro nastavení požadovaných parametrů, jako jsou okrajové podmínky, stěnové funkce, modely proudění. Dále také umožňuje nastavení viskozity, hustoty pracovního média atd. Horní část obr. 36 nazýváme roletové menu, které slouží pro klasické úkony jako ukládání a načítání dat, ukládání obrázků, nastavení grafických oken atp. Roletové menu obsahuje rovněž stejné funkce jako definiční nástroje. Mimo zmíněné funkce disponuje roletové menu položkami, které využíváme pro tzv. postprocessing, nebo-li položky, umožňující vyhodnocení řešených modelů a veškerých závislostí potřebných pro kompletní vyhodnocení konkrétního problému. Uprostřed obr. 36 vidíme grafické okno, ve spodní části pak popisové a příkazové okno. V případě potřeby hlubšího seznámení s pracovním prostředím programu Ansys Fluent čtenáře odkážeme např. na [9].



Obrázek 36: Pracovní prostředí programu Ansys Fluent

5.5 Základní nastavení dat v programu Ansys Fluent

Začátkem zdůrazníme, že smyslem této práce není vysvětlení a popis veškerých níže uvedených funkcí a příkazů v programu Ansys Fluent. V případě potřeby čtenáře odkážeme opět např. na [9]. První fází je načtení výpočetní sítě příkazem *read* do systémového prostředí programu Ansys Fluent, následuje kontrola sítě příkazem *check*, vizuální kontrola sítě v grafickém okně - tedy eliminace případného výskytu nežádoucích ploch a objemů.

Tímto krokem ověřujeme mimo jiné i úplnost sítě ve všech objemech, které tvoří kompletní geometrii. Příkazem *scale*, který je umístěn v roletovém menu, zadáváme správné měřítko geometrie. Výše uvedené kroky uzavírají základní kontrolu výpočetní sítě.

V kapitole 4.2 byla uvedena hodnota $Re \in \langle 100; 2400 \rangle$, která říká, že v celém systému dochází k laminárnímu proudění. Před samotným zahájením výpočtů v programu Ansys Fluent bylo nutné provést obecnou úvahu nad typem proudění uvnitř kanálů hydraulických kostek. Touto úvahou se dospělo k závěru, který předpokládá odtržení proudu a zavíření v místech náhlých zlomů, náhlých rozšíření, zúžení apod. Veškeré prováděné výpočty se tedy řešily modelem turbulentním.

Nyní přistoupíme k popisu modelů turbulence a stěnových funkcí. Kompletní systém hydraulických kanálů obou kostek byl řešen následujícím způsobem: stěnové funkce byly voleny *enhanced wall treatment*, a to z důvodu nízkých Reynoldsových čísel a tedy nízkých rychlostí proudění. Předběžnými výpočty byla zjištěna hodnota $Wall Yplus \in \langle 0; 30 \rangle$. Ovšem v rozmezí $Wall Yplus \in \langle 4; 30 \rangle$ se pohybovaly jen velmi malé plochy v porovnání s celkovou plochou geometrie. Z tohoto důvodu se přistoupilo k výběru stěnové funkce *enhanced wall treatment*, která řeší jádro proudu pomocí modelu *realizable $K-\epsilon$* a proudění u stěn 1 - rovnicovým *$K-\epsilon$* modelem. Tento přístup je vhodný zejména v případě potřeby zachytit přesná místa odtržení mezní vrstvy.

V odborné literatuře bývá uveden předpoklad, který obecně říká, za jakých podmínek je nutné při proudění kapalin uvažovat jejich stlačitelnost. Např. pro vodu je nutné uvažovat stlačitelnost v případech, kdy tlak dosahuje hodnoty 50 MPa a vyšší. LIHJ pracuje s tlakovým rozpětím přibližně 0 – 15 MPa. Spokojíme-li se s úvahou, že fyzikální vlastnosti oleje jsou „podobné“ vlastnostem vody, vliv stlačitelnosti pak můžeme při výpočtech zanedbat. Ověření výše uvedeného předpokladu se provede na přívodním kanále tlakového oleje do řídicí kostky, ve kterém se pro oba výpočetní případy, tedy stlačitelné i nestlačitelné kapaliny, uvažují tlaky na vstupním průřezu 14,5 MPa. O tomto řešení pojednává také kapitola 5.9, kde je uveden výpočet přívodního vedení řídicí kostky se zohledněním na stlačitelnost pracovní kapaliny [3].

5.6 Hodnoty fyzikálních veličin v programu Ansys Fluent - případ nestlačitelné kapaliny

Do programu Ansys Fluent byly zadány následující hodnoty: hustota hydraulického oleje $\rho = 878 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, dynamická viskozita oleje $\eta = 0,041266 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$. Hodnoty zadávané na plochy představující okrajové podmínky, tedy na vstupní respektive výstupní plochy ustalovacích délek jsou pro každý hydraulický kanál různé, proto budou uvedeny níže společně s vizualizací a výsledky. Obecně ovšem lze vyjádřit z rovnice kontinuity vztah pro výpočet rychlosti kapaliny na vstupních, respektive výstupních plochách

$$v = \frac{Q}{S_v} \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1}),$$

kde člen $S_v \text{ (m}^2\text{)}$ vyjadřuje vstupní, respektive výstupní plochu.

5.7 Dílčí simulační výsledky odlehčovací hydraulické kostky

Veškeré vrtané kanály odlehčovací kostky řešíme následujícím způsobem: vstupní okrajová podmínka - velocity inlet, výstupní okrajová podmínka - pressure outlet. V kapitole 4 byla uvedena závislost tlakové ztráty jako funkce kvadrátu rychlosti, není tedy nutné zadávat

tlakové okrajové podmínky popisující reálný stav, neboť tlak zadaný na výstupní okrajové podmínce nemá žádný vliv na výslednou tlakovou diferencí mezi vstupem a výstupem daného kanálu. Na výstupní okrajovou podmínku všech kanálů odlehčovací kostky byla tedy dosazována hodnota atmosférického tlaku.

S ohledem na kvalitní grafické zaznamenání závislosti tlakové ztráty a tepelného výkonu na průtoku jsou všechny hydraulické kanály počítány minimálně se třemi různými hodnotami průtoku. Z vypočítaných hodnot následně získáme grafické vyjádření tlakových ztrát a tepelného výkonu v závislosti na průtoku. Dodejme také, že s ohledem na přehlednost není průtok hydraulickými kostkami vyjádřen v SI jednotkách, stejně tak i tlaková diference.

Následující tabulky obsahují vstupní hodnoty zadávané do výpočtů a výsledky simulace. Výsledkem simulace je vždy pouze tlaková ztráta, tedy rozdíl totálních tlaků mezi vstupním a výstupním průřezem kanálu, ze které je následně dle vztahu 4.6 vyjádřen tepelný výkon. Tabulky obsahující kompletní výsledky matematické simulace pro obě hydraulické kostky jsou k dispozici na přiloženém DVD (DVD \ *simulacni_vysledky*)

Hydraulický agregát disponuje konstantním průtokem $4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Další hodnoty průtoků nutné pro vyjádření závislosti volíme např. $2, \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $6 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

5.7.1 Fáze cirkulace oleje

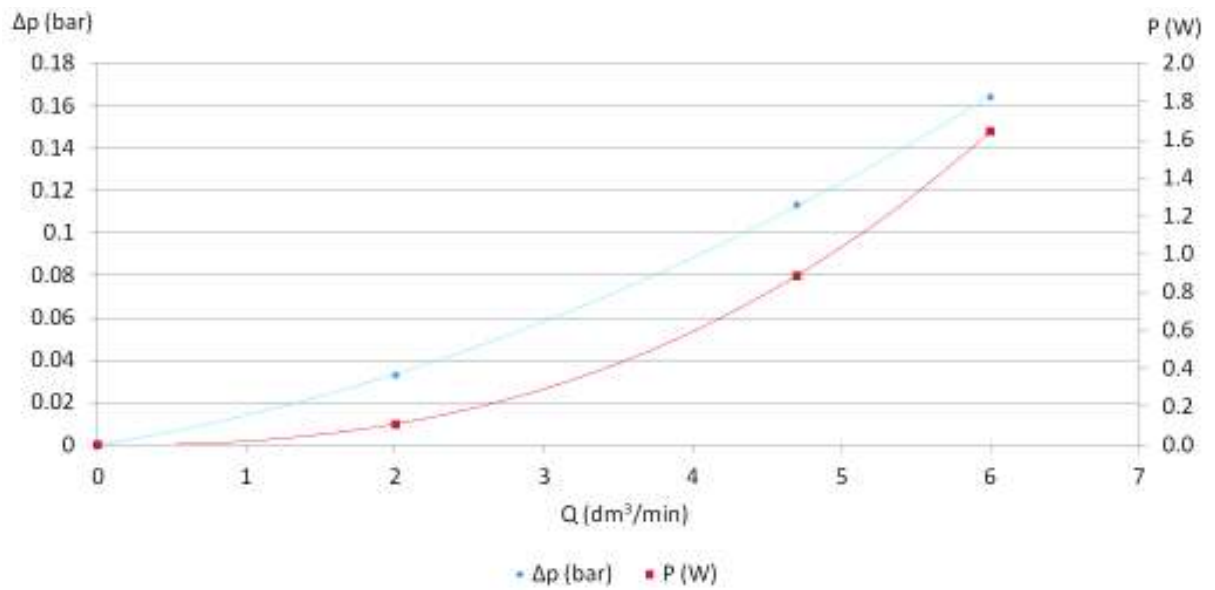
Jak již bylo zmíněno, tato fáze sestává z průtoku oleje směrem od hydraulického čerpadla k RV a zpět od RV do olejové nádrže.

- **VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL: ČERPADLO → RV**

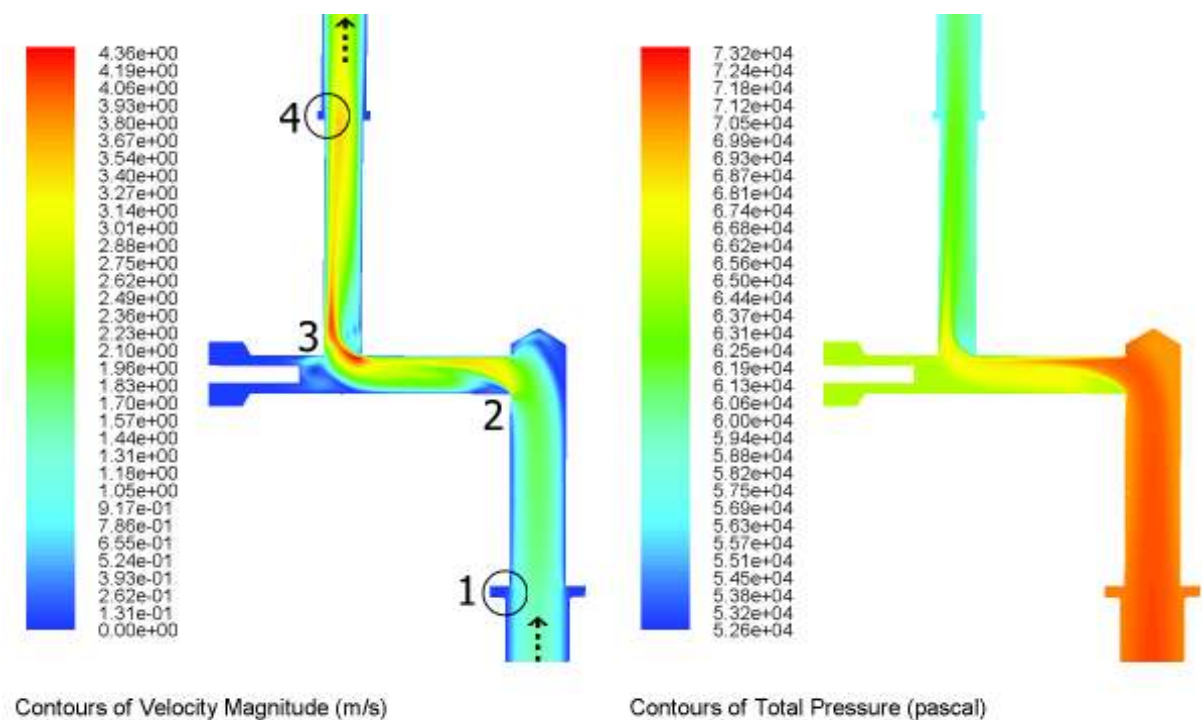
vstupní data		simulační výsledky	
průtok Q ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	vstupní rychlost v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	0	0	0
2	0,324	0,033	0,11
4,7	0,761	0,113	0,888
6	0,972	0,164	1,643

Tabulka 1: Vstupní data, výsledky simulace, kanál: čerpadlo → RV

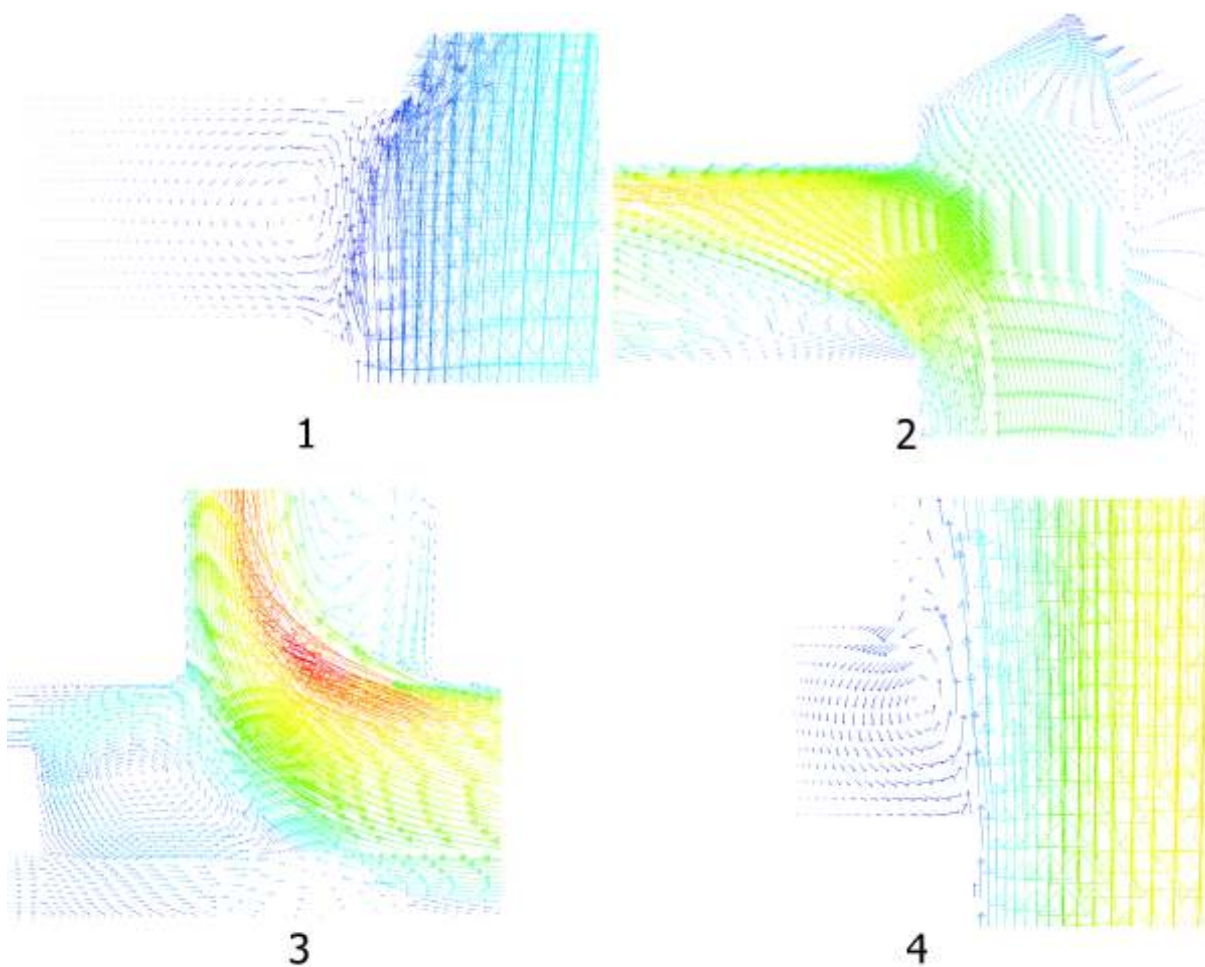
- výsledky simulace - graf závislosti, vizualizace řešení



Obrázek 37: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: čerpadlo → RV



Obrázek 38: Kontury rychlosti a totálního tlaku, kanál: čerpadlo → RV, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 4 viz obr. níže



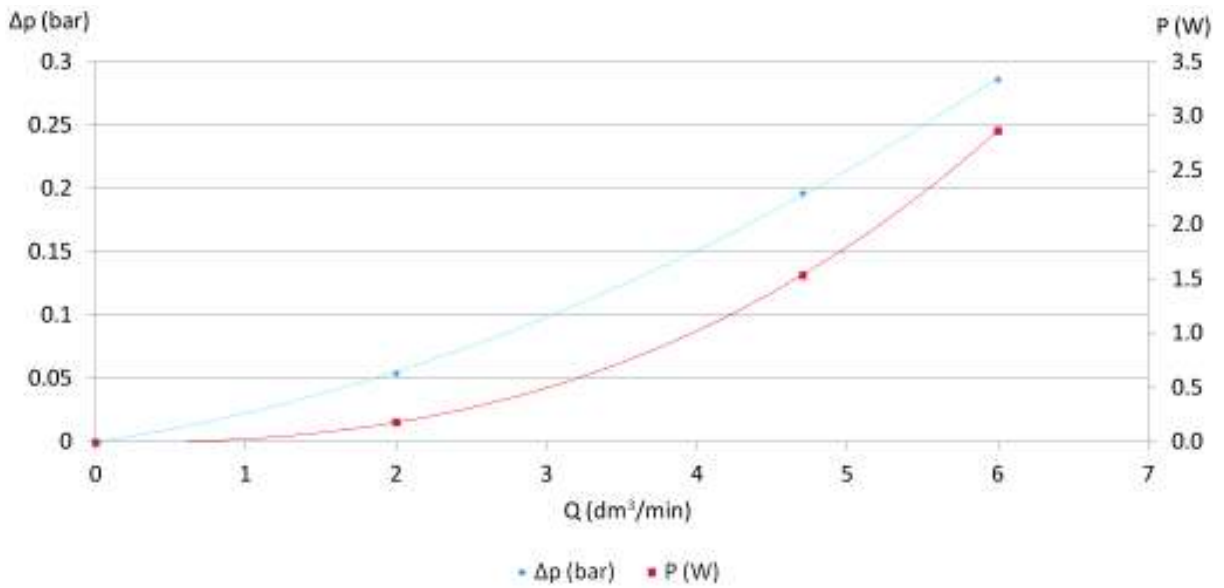
Obrázek 39: Detaily proudění (vektory rychlosti), kanál: čerpadlo \rightarrow RV, při $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

• **VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL:
RV \rightarrow OLEJOVÁ NÁDRŽ**

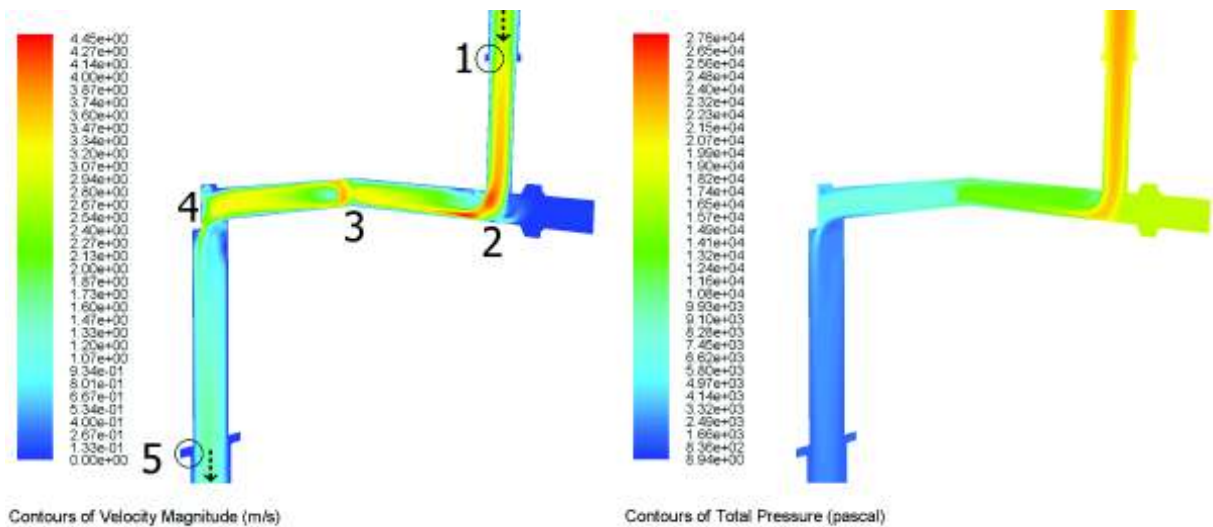
vstupní data		simulační výsledky	
průtok Q ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	vstupní rychlost v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	0	0	0
2	0,663	0,054	0,182
4,7	1,558	0,196	1,537
6	1,989	0,287	2,865

Tabulka 2: Vstupní data, výsledky simulace kanál: RV \rightarrow olejová nádrž

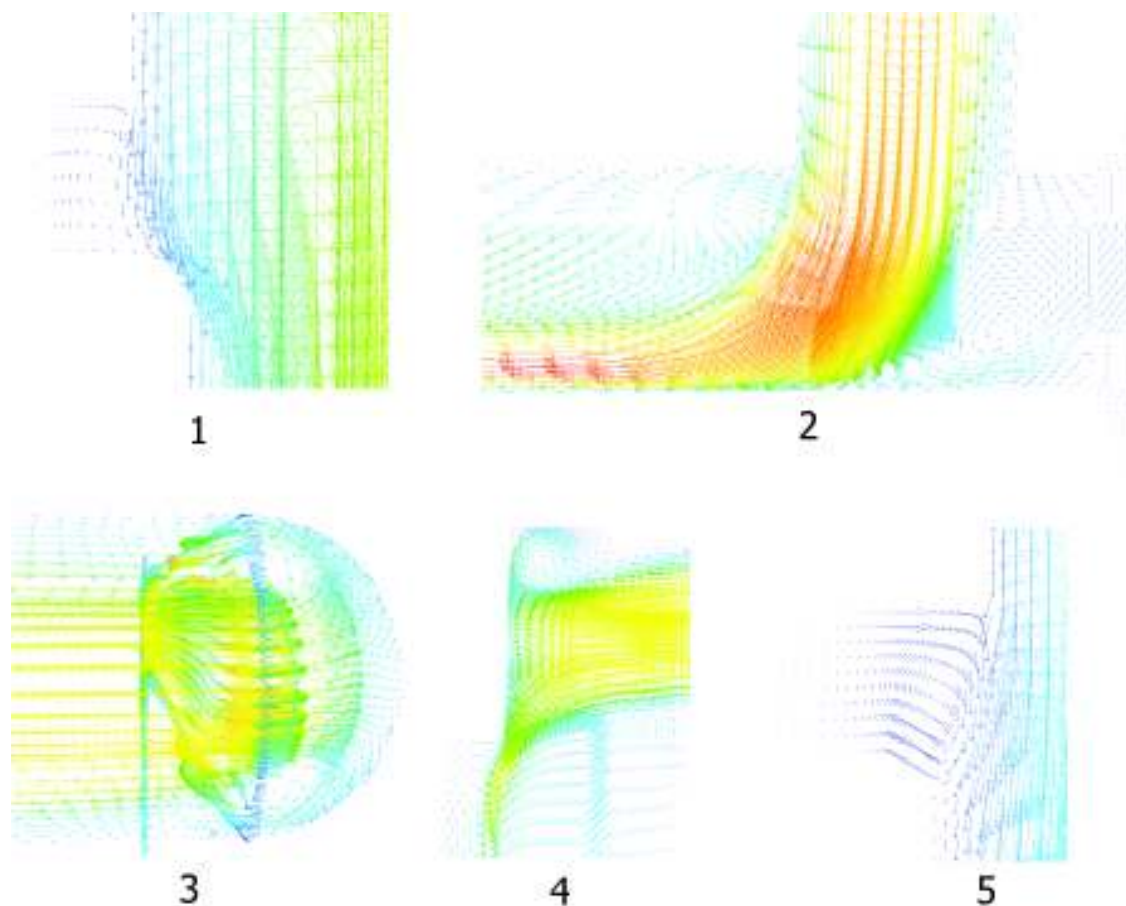
- výsledky simulace - graf závislostí, vizualizace řešení



Obrázek 40: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: RV → olejová nádrž



Obrázek 41: Kontury rychlosti a totálního tlaku, cesta: RV → olejová nádrž, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 5 viz obr. níže



Obrázek 42: Detaily proudění (vektory rychlosti), cesta: RV → olejová nádrž, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

5.7.2 Fáze nabíjení akumulátoru

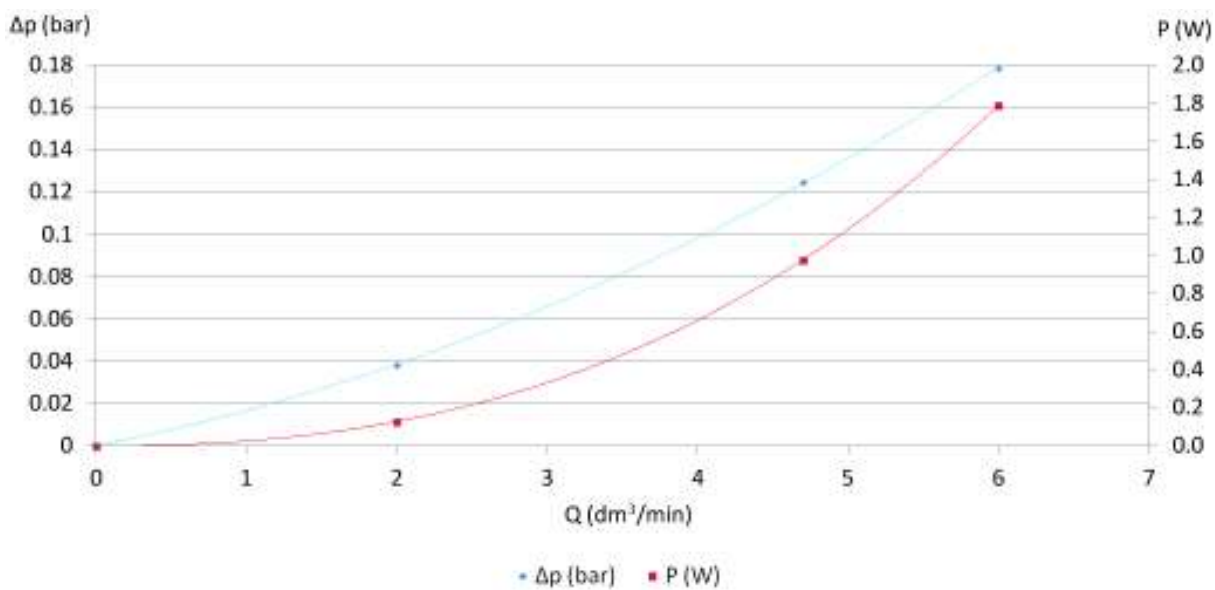
Tato fáze sestává z proudění oleje od hydraulického agregátu směrem k rozváděcímu ventilu. Závislost této cesty zobrazuje obr. 37. Z tohoto důvodu jsou zde uvedeny pouze výsledky simulace vedení: RV → akumulátor.

- VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL:
RV → AKUMULÁTOR**

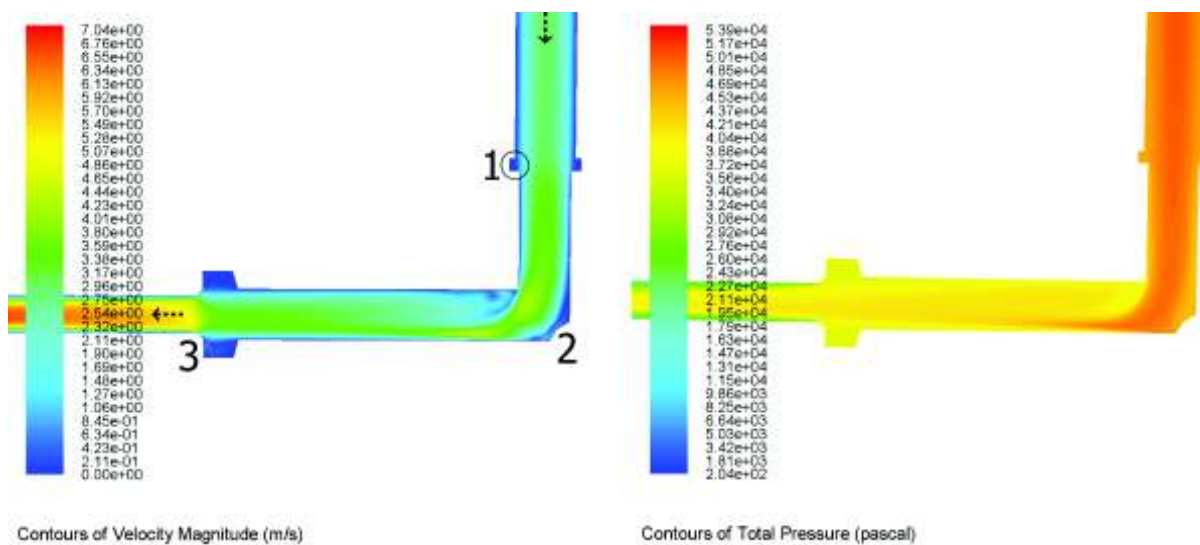
vstupní data		simulační výsledky	
průtok Q ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	vstupní rychlost v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	0	0	0
2	0,663	0,038	0,127
4,7	1,558	0,125	0,978
6	1,989	0,179	1,789

Tabulka 3: Vstupní data, výsledky simulace kanál: RV → akumulátor

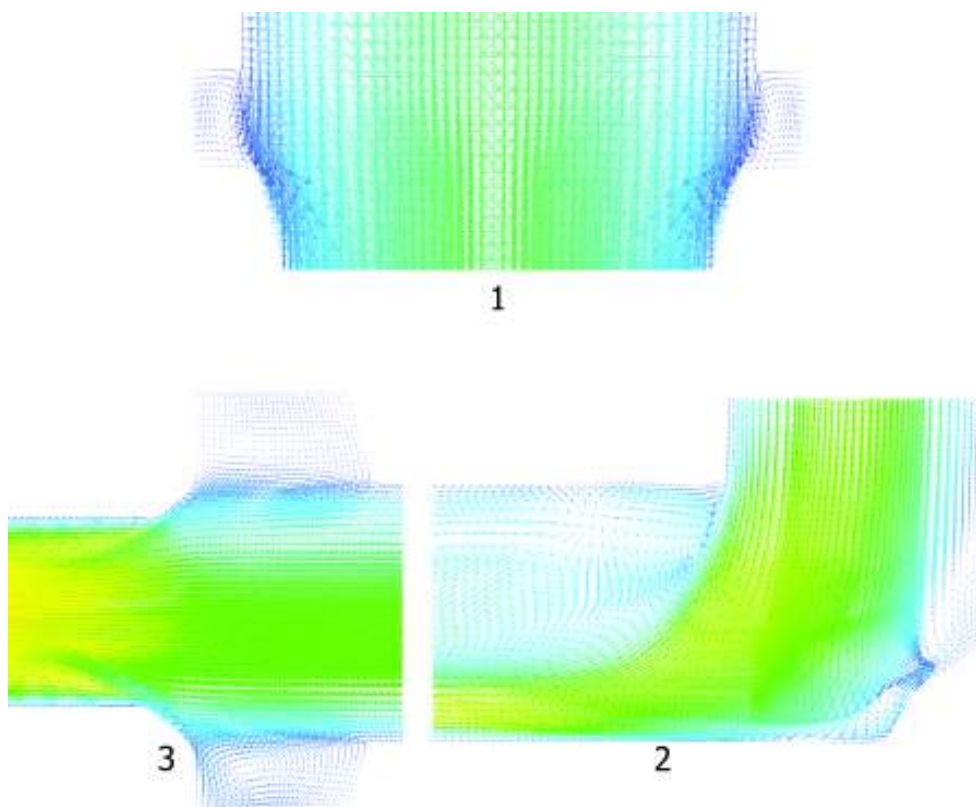
- výsledky simulace - graf závislosti, vizualizace řešení



Obrázek 43: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: RV → akumulátor



Obrázek 44: Kontury rychlosti a totálního tlaku, cesta: RV → olejová nádrž, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 3 viz obr. níže



Obrázek 45: Details proudění (vektory rychlosti), cesta: RV \rightarrow olejová nádrž, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

5.7.3 Zpětný tok oleje od řídicí kostky do olejové nádrže skrze odlehčovací kostku

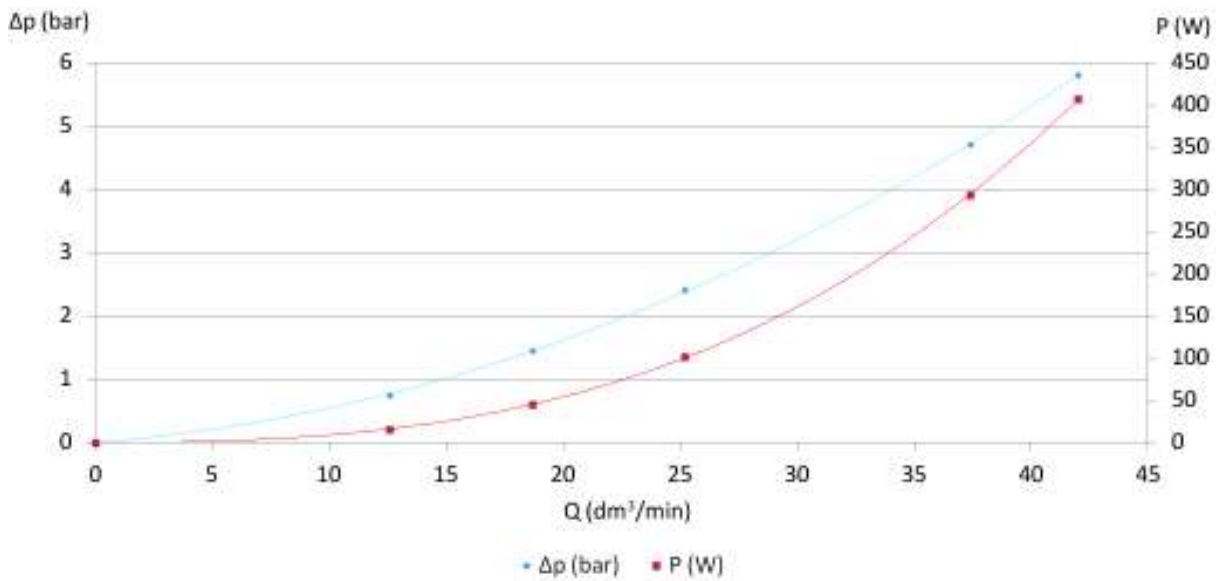
Jedná se o průtok od redukčního šroubení, které přivádí olej od řídicí hydraulické kostky skrze odlehčovací kostku do olejové nádrže.

- **VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL: ZPĚTNÝ TO OLEJE SKRZE ODLEHČOVACÍ KOSTKU**

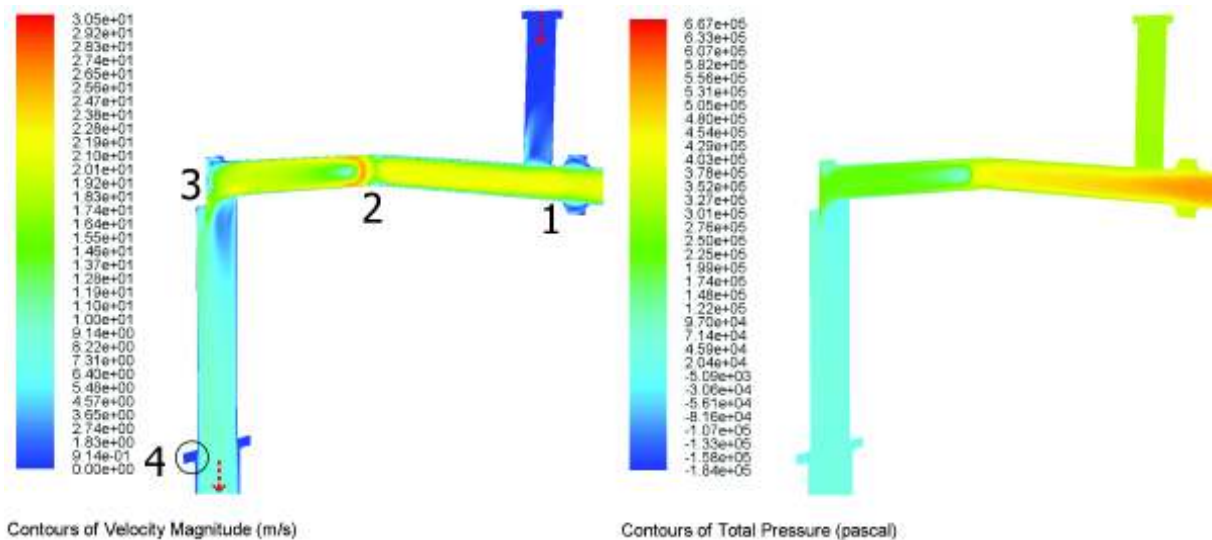
vstupní data		simulační výsledky	
průtok Q ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	vstupní rychlost v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	0	0	0
12,596	5,455	0,742	15,577
18,703	8,1	1,447	45,120
25,192	10,91	2,412	101,269
37,407	16,2	4,699	292,961
42	18,189	5,808	406,504

Tabulka 4: Vstupní data, výsledky simulace kanál: zpětný tok oleje skrze odlehčovací kostku

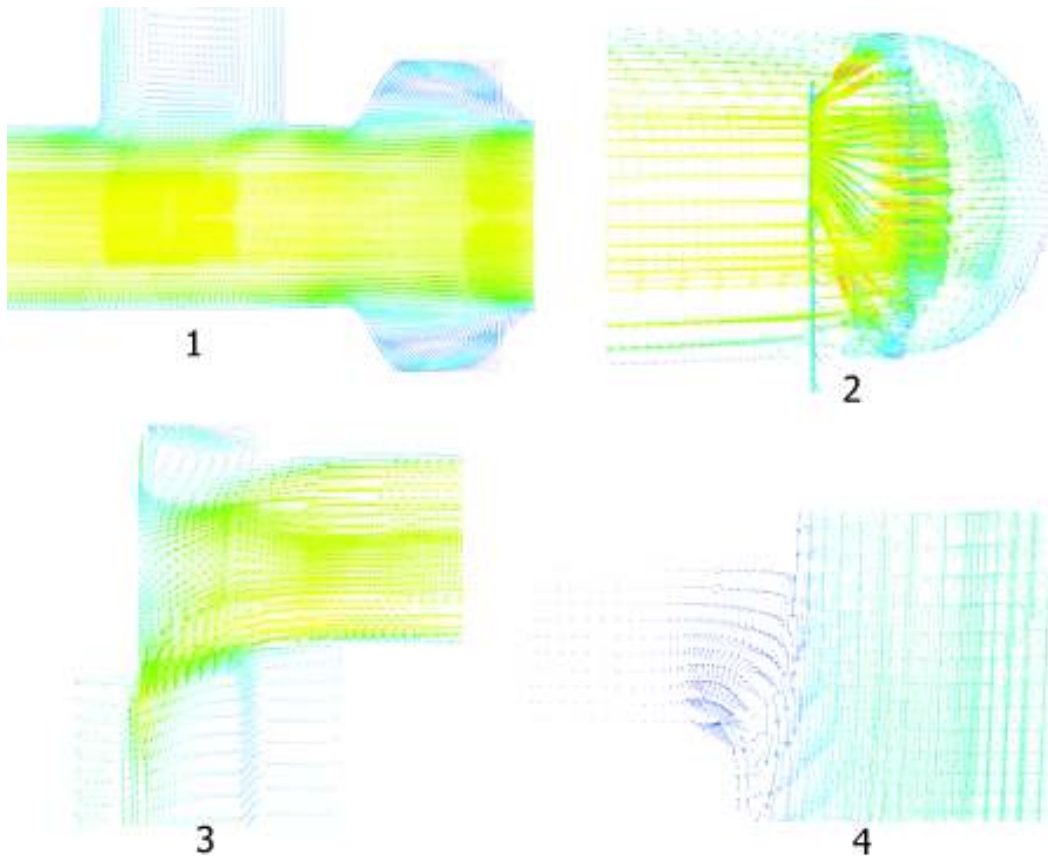
- výsledky simulace - graf závislosti, vizualizace řešení



Obrázek 46: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku zpětného toku oleje skrze odlehčovací kostku



Obrázek 47: Kontury rychlosti a totálního tlaku, zpětný tok oleje skrze odlehčovací kostku, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 4 viz obr. níže



Obrázek 48: Detaily proudění (vektory rychlosti), zpětný tok oleje skrze odlehčovací kostku, při $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

5.8 Dílčí simulační výsledky řídicí hydraulické kostky

Na každý kanál řídicí hydraulické kostky byly zadávány specifické tlakové okrajové podmínky, a to z důvodu možnosti porovnání části vedení s výpočtem, jenž uvažuje stlačitelnost kapaliny. Dále také z důvodu možnosti objektivního porovnání výsledků s výsledky experimentálního měření. Typ okrajových podmínek na vstupu a výstupu daného kanálu bude zřetelný z níže uvedených tabulek.

Vně veškerých hydraulických cest jsou umístěny logické, pojistné nebo zpětné ventily. Náhradnímu řešení z pohledu geometrie byla věnována pozornost v kapitole 5.3.1, v níž vystupovala mimo jiné konstanta zajišťující vznik tlakové ztráty v objemu, jenž představuje daný typ ventilu. Zmíněnému objemu v programu Ansys Fluent přiřadíme vlastnost porous zone, nebo-li porézní vrstva. Konstantu, která reprezentuje tlakovou ztrátu, označme C_2 , posléze určíme z následujícího vzorce

$$C_2 = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot |v_k| \cdot v_k \cdot \Delta l} \quad (m^{-1}),$$

kde Δp (Pa) je v rozdíl tlaků na vstupu a výstupu nahrazovaného ventilu, v_k ($m \cdot s^{-1}$) je rychlost proudění pracovní látky porézní vrstvou, $\Delta l = 2mm$ je tloušťka porézní vrstvy, která je pro všechny případy uvažovaných porézních vrstev shodná. Simulační výpočty hydraulické řídicí kostky probíhaly včetně uvažování výše zmíněných ztrát od ventilů, ovšem při vyhodnocování dat bylo nutné výsledky upravit, a to s ohledem na následující požadavky:

- **stanovit tlakové ztráty řídicí kostky tak, aby bylo možné výsledky porovnat s výsledky z experimentů**

Abychom byli schopni porovnat tlakové ztráty získané simulačními výpočty se ztrátami, které byly naměřeny experimentálním měřením, je nutné do simulačních výpočtů zahrnout tlakové ztráty vznikající od ventilů, kterými je řídicí hydraulická kostka osazena. Tomuto porovnání se věnuje kapitola 7. Hodnoty konstant C_2 zde neuvádíme, neboť by se tabulky staly příliš obsáhlé. V případě potřeby lze dohledat konstanty C_2 na přiloženém DVD: (*DVD\simulacni_vysledky*).

- **stanovit tlakové ztráty čistě vrtaných cest řídicí kostky**

Tzn. stanovit tlakové ztráty čistě vrtaných cest za účelem dalšího zpracování simulačním programem, jehož duševním vlastníkem je společnost OCHI Inženýring, spol. s r.o., Ostrava. Vyhodnocení těchto ztrát je uvedeno v následujících podkapitolách. Tlakové ztráty, které vznikají na příslušných ventilech, jimiž jsou osazeny všechny kanály řídicí kostky byly při vyhodnocení dat odečteny od výsledné tlakové ztráty daného kanálu. Získaly se tak pouze tlakové ztráty čistě vrtaných kanálů řídicí kostky.

Stejně tak, jako v případě odlehčovací kostky, i zde byly s ohledem na kvalitní grafické vyjádření závislosti tlakové ztráty a tepelného výkonu na průtoku veškeré hydraulické cesty počítány minimálně se třemi různými hodnotami průtoků. Z následujících tabulek je zřejmý typ okrajové podmínky uvedeného kanálu. Jsou zde uvedeny také veškeré hodnoty tlaků a rychlostí dosazovaných na plochy reprezentující okrajové podmínky, dále také simulační výsledky. Hodnoty volených průtoků jsou odvozeny z rychlostí pohybu pístnice a ze známých průřezů pístu a průřezu mezikruží pístnice, viz následující tabulka.

rychlost pohybu pístnice v ($m \cdot s^{-1}$)	průtok na straně pístu Q ($dm^3 \cdot min^{-1}$)	průtok na straně pístnice Q ($dm^3 \cdot min^{-1}$)
0,1	18,703	12,596
0,135	25,192	-
0,148	-	18,703
0,2	37,407	25,192

Tabulka 5: Průtok oleje hydraulickými kostkami v závislosti na rychlosti pohybu pístnice

5.8.1 Přívod tlakového oleje

Jedná se o průtok oleje od pístového akumulátoru směrem k proporcionálnímu ventilu (PV). Pro tyto výpočty uvažujeme vstupní okrajovou podmínku typu pressure inlet, na níž byla zadána průměrná hodnota pracovního tlaku v akumulátoru, tedy $p_{str} = 145 \text{ bar}$. Výstupní podmínka je velocity inlet.

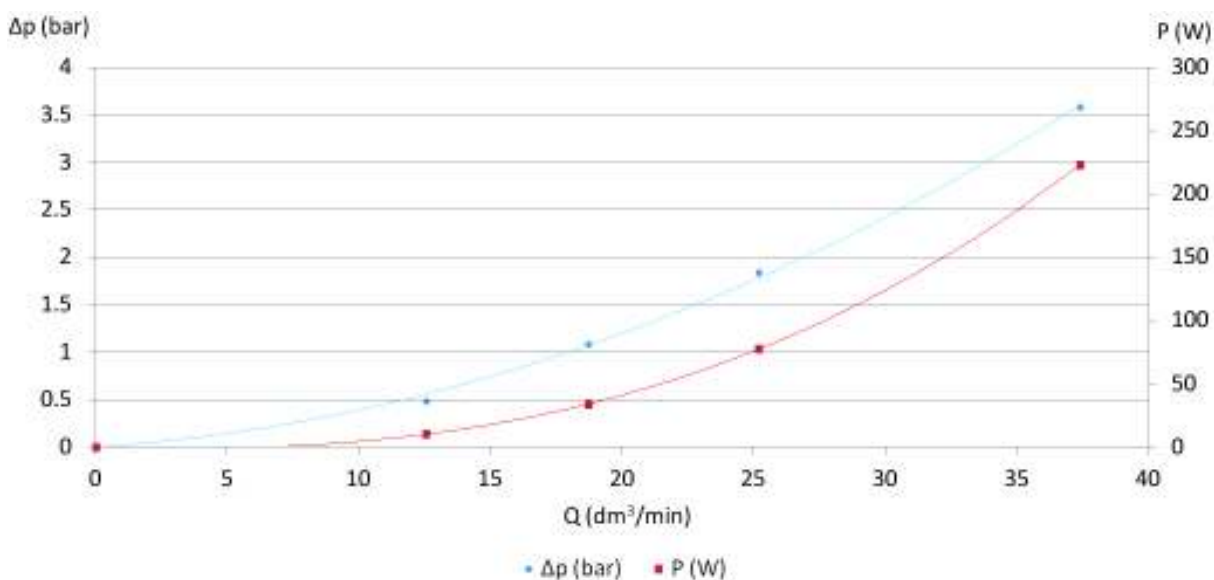
Veškeré níže uvedené případy, u nichž byla do programu Ansys Fluent zadána kombinace okrajových podmínek typu: vstup - pressure inlet a výstup - velocity inlet, vyžadují dosazení záporné hodnoty rychlosti proudění za podmínku velocity inlet.

- **VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL: PŘÍVOD TLAKOVÉHO OLEJE**

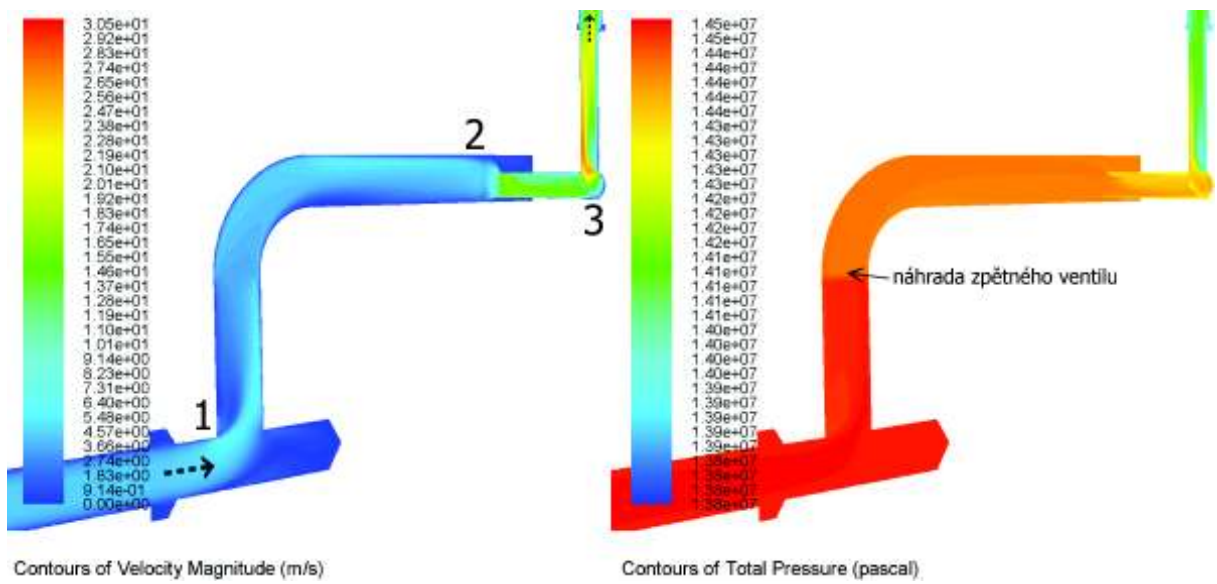
vstupní data			simulační výsledky	
průtok Q ($dm^3 \cdot min^{-1}$)	vstupní podmínka p (bar)	výstupní podmínka v ($m \cdot s^{-1}$)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	145	145	0	0
12,596	145	-4,177	0,48	10,043
18,703	145	-6,202	1,084	33,797
25,192	145	-8,353	1,84	77,259
37,407	145	-12,403	3,579	223,16

Tabulka 6: Vstupní data, výsledky simulace, kanál: přívod tlakového oleje

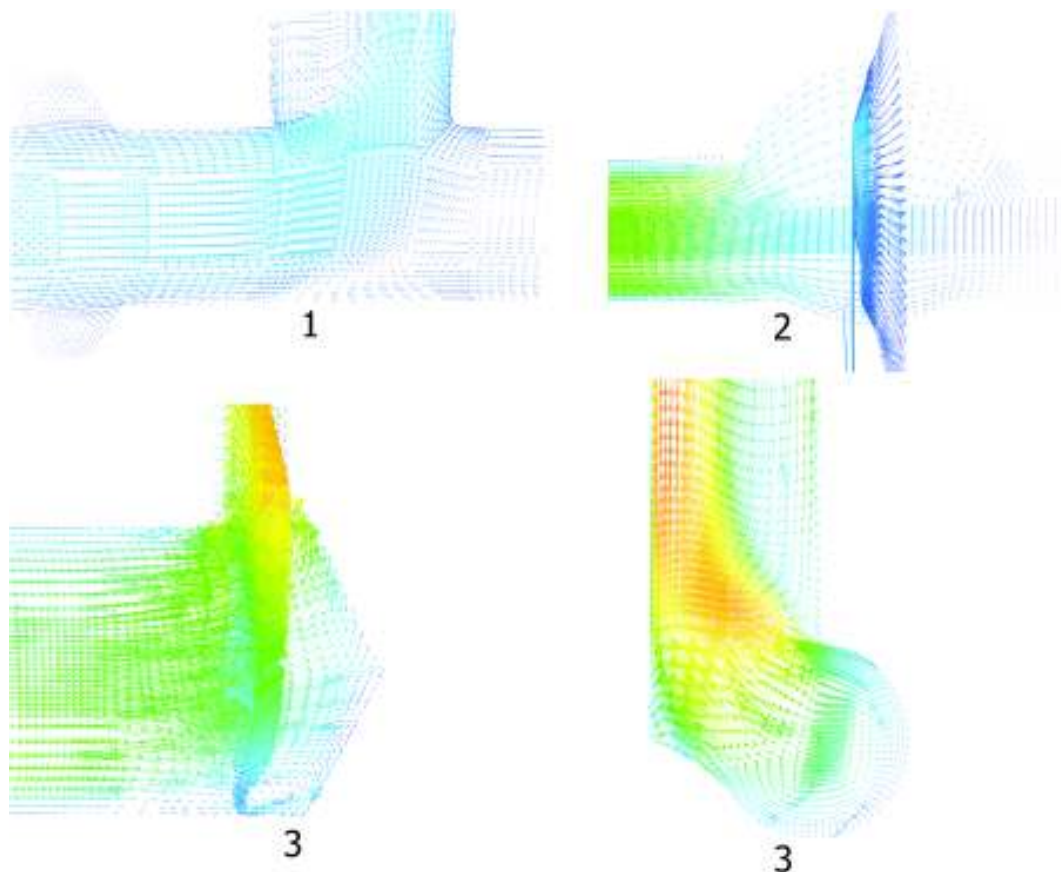
- **výsledky simulace - graf závislosti, vizualizace řešení**



Obrázek 49: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: přívod tlakového oleje



Obrázek 50: Kontury rychlosti a totálního tlaku, řídicí kostka - přívod oleje, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 3 viz obr. níže



Obrázek 51: Detaily proudění (vektory rychlosti), řídicí kostka - přívod oleje, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

5.8.2 Odpadní vedení oleje

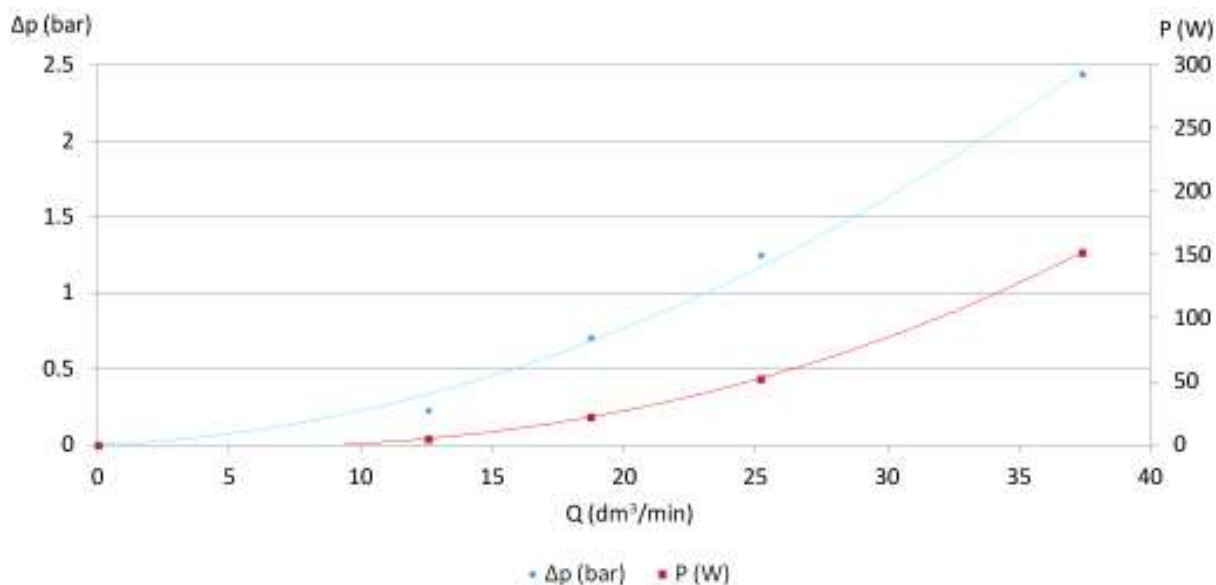
Jedná se o kanál, který odvádí olej od PV směrem k odlehčovací kostce. Pro veškeré výpočty uvažujeme vstupní okrajovou podmínku typu velocity inlet a výstupní okrajovou podmínku typu pressure outlet. Dosazený tlak na výstupní okrajové podmínce je odvozen z hodnoty totálního tlaku na vstupu do odlehčovací kostky, dále byly zohledněny tlakové ztráty vznikající v systému hadic, jež spojuje odlehčovací kostku s kostkou řídicí. Rovněž byla zohledněna tlaková ztráta na ustalovací délce. Data poskytující informaci o těchto tlakových ztrátách jsou k dispozici na přiloženém DVD v souboru (*DVD\simulacni_vysledky\ridici_kostka*).

- **VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL: ODPADNÍ VEDENÍ OLEJE**

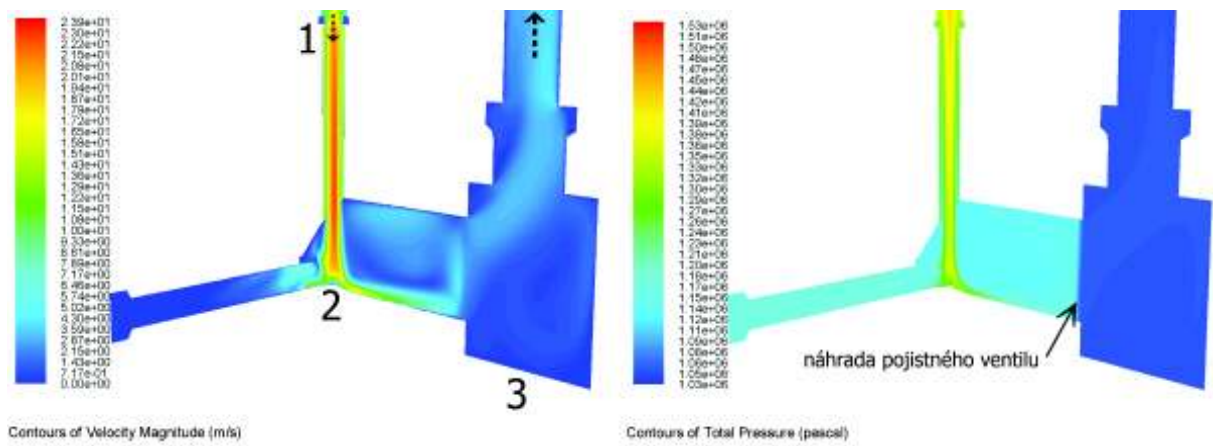
vstupní data			simulační výsledky	
průtok Q ($dm^3 \cdot min^{-1}$)	vstupní podmínka v ($m \cdot s^{-1}$)	výstupní podmínka p (bar)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	0	0	0	0
12,596	4,177	5,873	0,228	4,775
18,703	6,202	6,673	0,708	22,608
25,192	8,353	7,759	1,249	52,439
37,407	12,403	10,323	2,442	152,274

Tabulka 7: Vstupní data, výsledky simulace kanál: odpadní vedení oleje

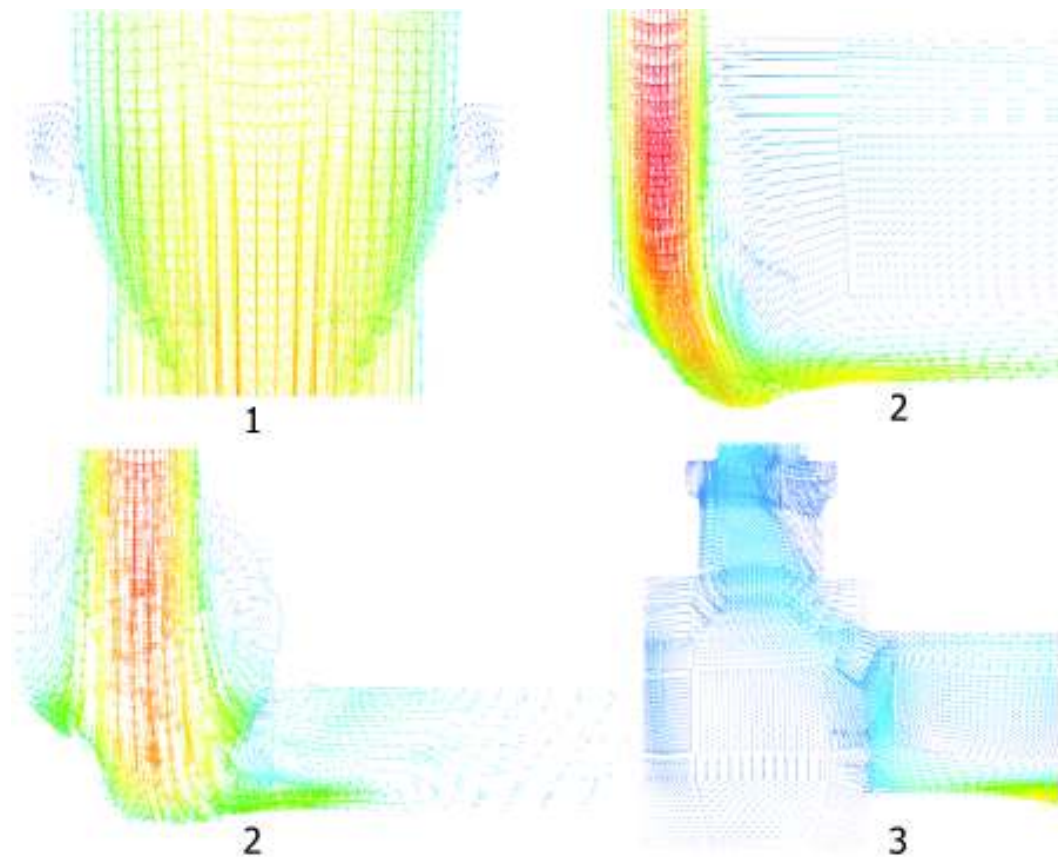
- **výsledky simulace - graf závislosti, vizualizace řešení**



Obrázek 52: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: odpadní vedení oleje



Obrázek 53: Kontury rychlosti a totálního tlaku, řídicí kostka - odpadní vedení, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 3 viz obr. níže



Obrázek 54: Detaily proudění (vektory rychlosti), řídicí kostka - odpadní vedení, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

5.8.3 Zvedání břemene

Při zvedání břemene je tlakový olej dopravován skrze řídicí hydraulickou kostku od PV na stranu pístnice. Ze strany pístu pak odchází směrem k PV.

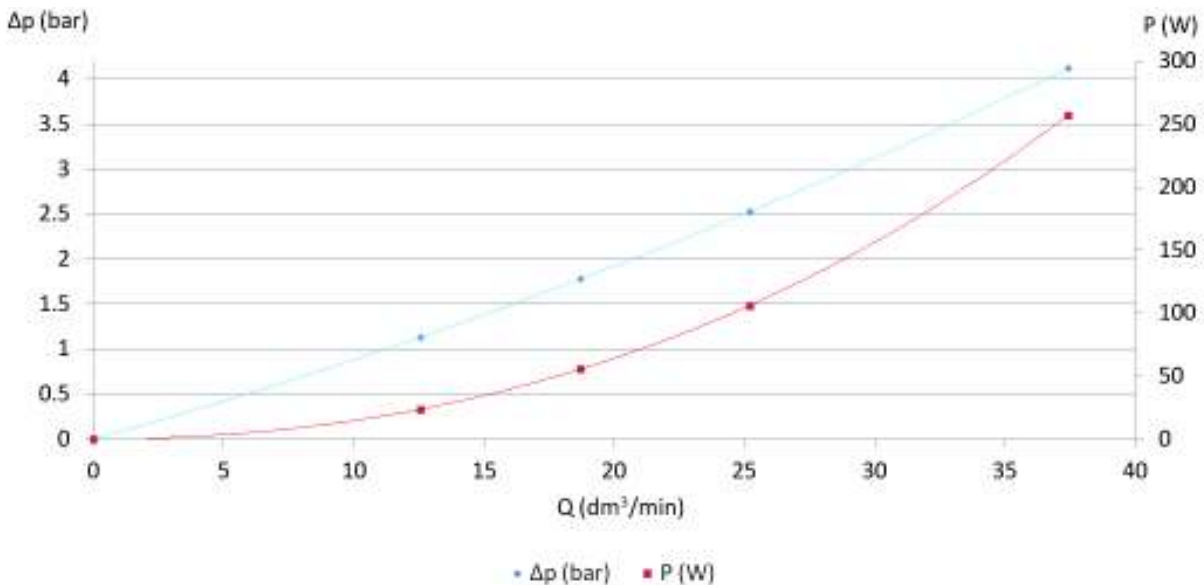
- **VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL: PV → PÍSTNICE**

V tomto případě je vstupní okrajová podmínka typu pressure inlet, která byla do počítána z hodnoty totálního tlaku na výstupu přívodního vedení řídicí kostky. Dále byly zohledněny ztráty vznikající na proporčním ventilu a na ustalovací délce, viz příložené DVD ve složce (*DVD\simulacni_vysledky\ridici_kostka*). Výstupní okrajová podmínka představuje typ velocity inlet.

vstupní data			simulační výsledky	
průtok Q ($dm^3 \cdot min^{-1}$)	vstupní podmínka p (bar)	výstupní podmínka v ($m \cdot s^{-1}$)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	0	0	0	0
12,596	119,416	-1,044	0,48	10,043
18,703	119,095	-1,55	1,084	33,797
25,192	118,609	-2,088	1,84	77,259

Tabulka 8: Vstupní data, výsledky simulace, kanál: PV → pístnice

- **výsledky simulace - graf závislosti**



Obrázek 55: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: PV → pístnice

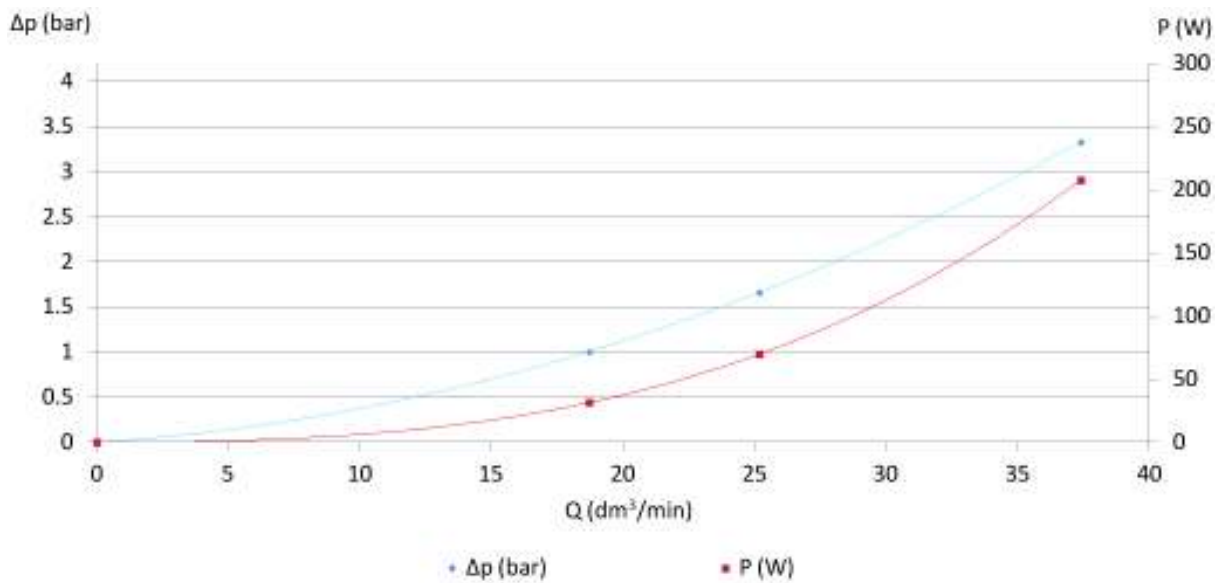
- **VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL: PÍST → PV**

Okrajové podmínky: vstup - velocity inlet, výstup - pressure outlet.

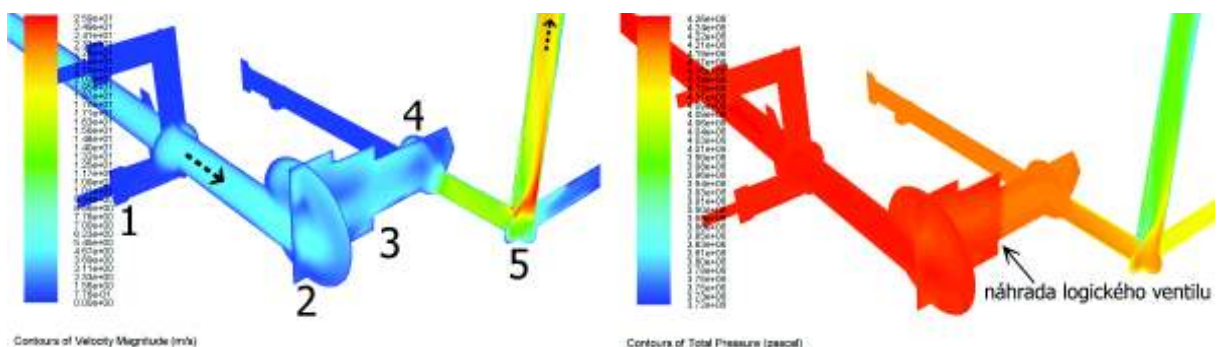
vstupní data			simulační výsledky	
průtok Q ($dm^3 \cdot min^{-1}$)	vstupní podmínka v ($m \cdot s^{-1}$)	výstupní podmínka p (bar)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	0	0	0	0
18,703	32,384	6,202	1,004	31,297
25,192	32,350	8,353	1,663	69,844
37,407	37,14	12,403	3,336	207,97989

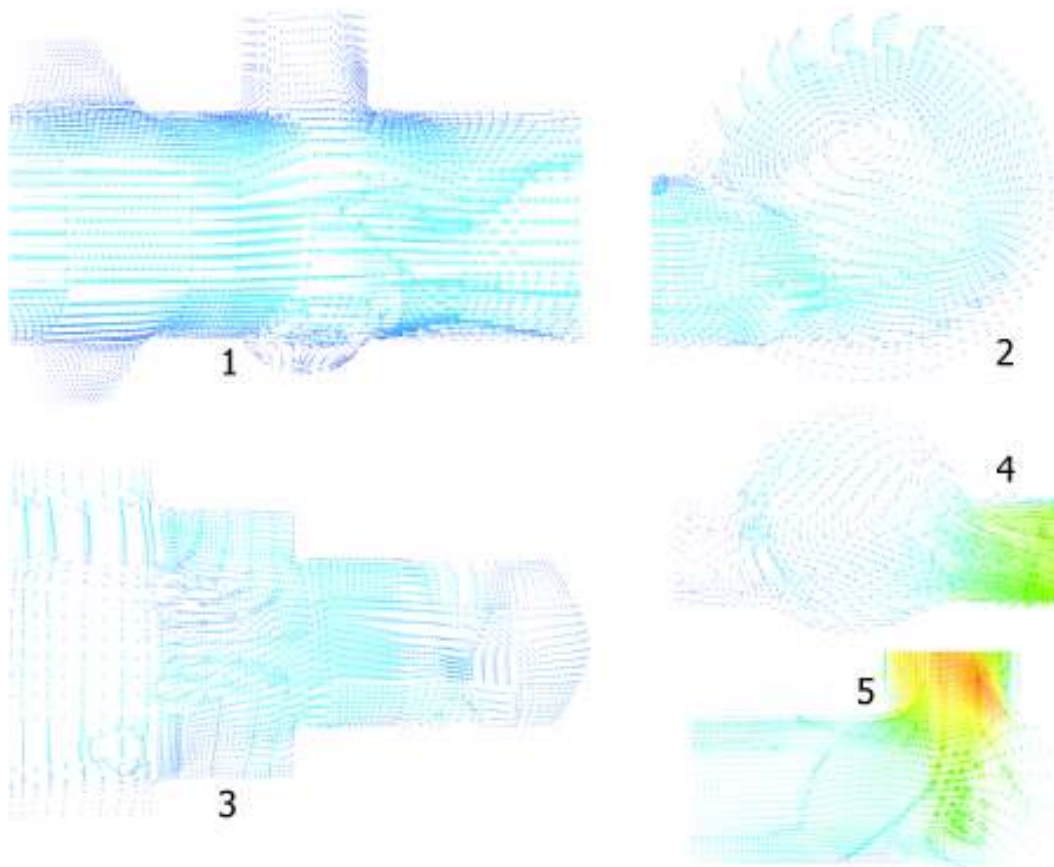
Tabulka 9: Vstupní data, výsledky simulace, kanál: píst → PV

- výsledky simulace - graf závislosti, vizualizace řešení



Obrázek 56: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: píst → PV

Obrázek 57: Kontury rychlosti a totálního tlaku, řídicí kostka - píst → PV, při průtoku $Q = 37,4 dm^3 \cdot min^{-1}$, detaily 1 - 5 viz obr. níže



Obrázek 58: Detaily proudění (vektory rychlosti), řídicí kostka - píst → PV, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

5.8.4 Spouštění břemene

Spouštění břemene umožňuje průtok tlakového oleje skrze řídicí hydraulickou kostku od PV na stranu pístu. Následně pak odchází ze strany pístnice zpět směrem k PV.

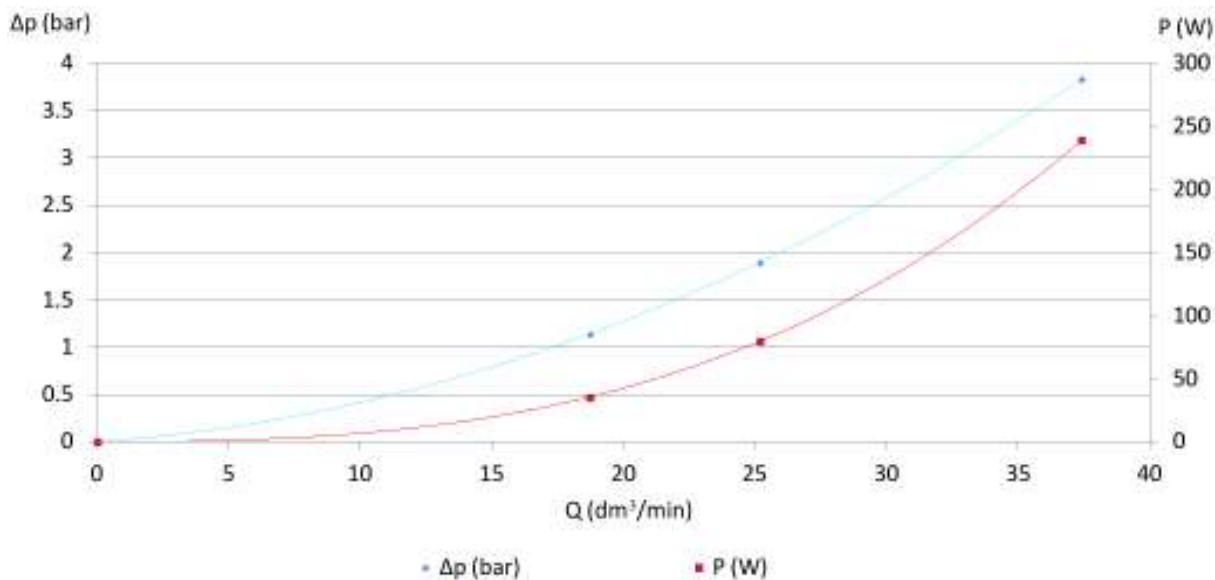
- **VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL:
PV → PÍST**

Okrajové podmínky: vstup - pressure inlet, výstup velocity inlet. Hodnota tlaku na vstupní podmínce opět vychází z tlaku odečteného na vstupním vedení oleje s ohledem na ztráty vznikající na proporcionálním ventilu a na ustalovacích délkách.

vstupní data			simulační výsledky	
průtok Q ($dm^3 \cdot min^{-1}$)	vstupní podmínka p (bar)	výstupní podmínka v ($m \cdot s^{-1}$)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	0	0	0	0
18,703	103,285	-1,55	1,139	35,508
25,192	102,76	-2,088	1,9	79,778
37,407	101,384	-3,1	3,835	239,072

Tabulka 10: Vstupní data, výsledky simulace kanál: PV → píst

- **výsledky simulace - graf závislosti, vizualizace řešení**



Obrázek 59: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: PV → píst

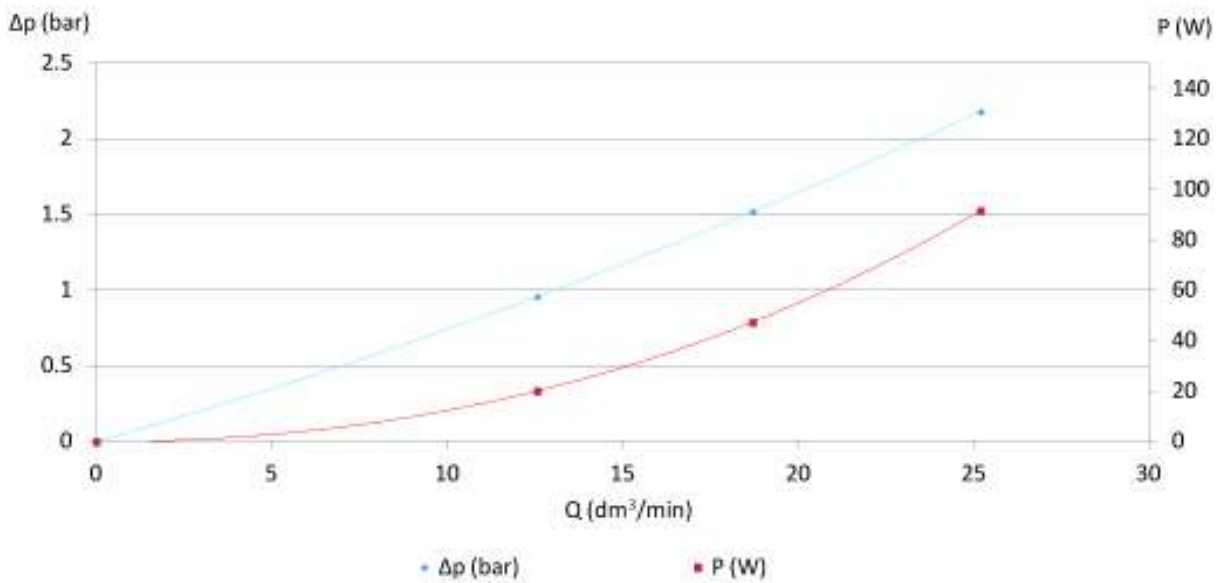
- **VSTUPNÍ DATA, SIMULAČNÍ VÝSLEDKY, KANÁL:
PÍSTNICE → PV**

Okrajové podmínky: vstup - velocity inlet, výstup - pressure outlet. I zde byla hodnota dosaženého tlaku na výstupu odvozena stejným způsobem jako v předchozích případech.

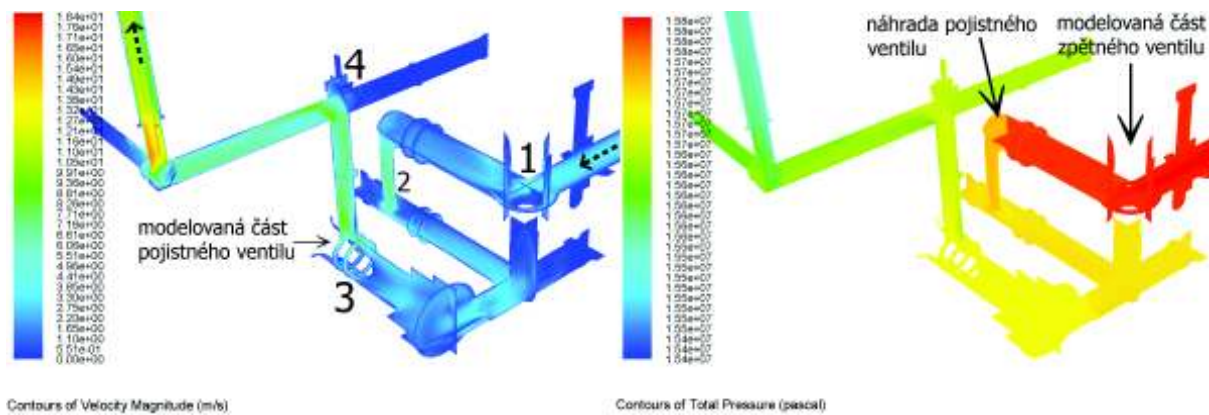
vstupní data			simulační výsledky	
průtok Q ($dm^3 \cdot min^{-1}$)	vstupní podmínka v ($m \cdot s^{-1}$)	výstupní podmínka p (bar)	tlaková ztráta Δp (bar)	tepelný výkon P (W)
0	0	0	0	0
12,596	1,044	46,962	0,956	20,021
18,703	1,55	48,117	1,52	47,382
25,192	2,088	49,62	2,179	91,485

Tabulka 11: Vstupní data, výsledky simulace kanál: pístitnice → PV

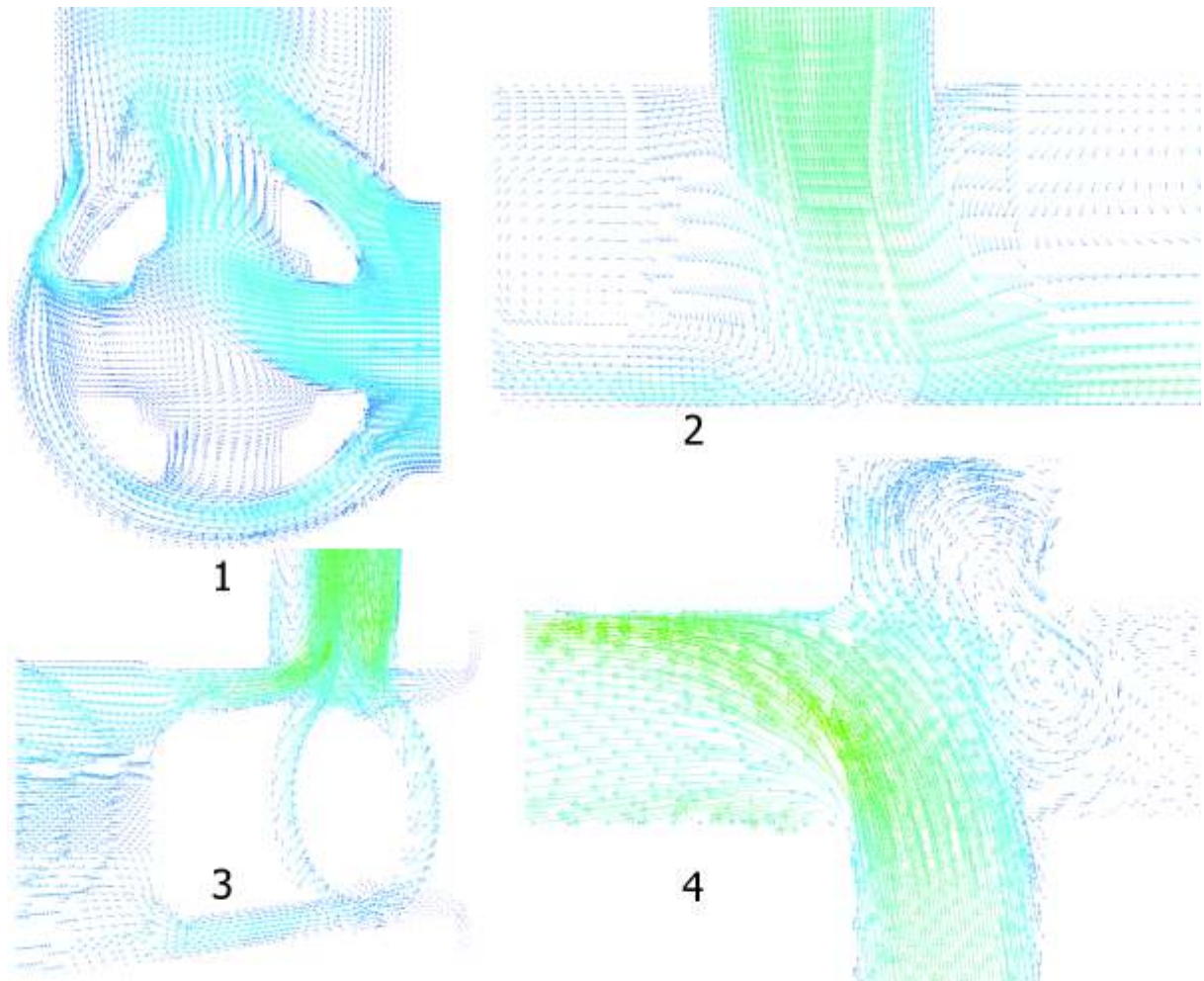
• výsledky simulace - graf závislosti, vizualizace řešení



Obrázek 60: Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: pístitnice → PV



Obrázek 61: Kontury rychlosti a totálního tlaku, řídicí kostka - pístitnice → PV, při průtoku $Q = 25,2 dm^3 \cdot min^{-1}$, detaily 1 - 4 viz obr. níže



Obrázek 62: Detaily proudění (vektory rychlosti), řídicí kostka - pístnice → PV, při průtoku $Q = 25,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

V kapitole 5.5 byl uveden předpoklad, který uvažuje vznik turbulentního proudění vně kanálů hydraulických kostek. Na všech výše uvedených obrázcích, které obsahují detaily vektorů rychlosti jednotlivých kanálů, jsou patrná místa zavírání a odtržení proudu. Lze tak říci, že předběžný rozbor možného vzniku turbulentního proudění byl správný.

5.9 Vliv stlačitelnosti hydraulického oleje

V kapitole 5.5 byl uveden předpoklad, který uvažuje hydraulický olej jako nestlačitelnou kapalinu na základě připodobnění hydraulického oleje s vodou. Bylo řečeno, že v případě pracovního tlaku do 50 MPa není nutné uvažovat stlačitelnost kapaliny. Tento předpoklad byl ověřen výpočtem v programu Ansys Fluent. Využit byl následující zdrojový kód, jímž definujeme program Ansys Fluent zohlednění stlačitelnosti,

```
#include "udf.h"

#define BMODULUS 1.6e9
#define rho_ref 878.0

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_operating;
    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_operating;
    a = (1.-dp/BMODULUS)*sqrt(BMODULUS/rho_ref);
    return a;
}
```

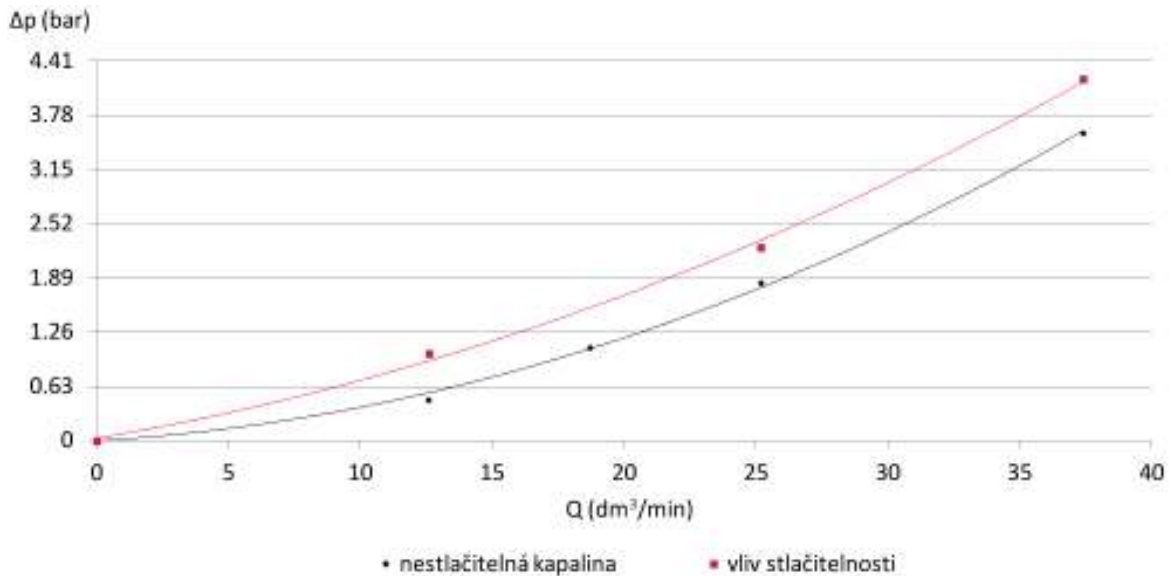
Obrázek 63: Zdrojový kód definující vliv stlačitelnosti

kde *DEFINE BMODULUS 1,6e9* je součinitel stlačitelnosti $K = 1.6 \cdot 10^9 \text{ Pa}$, dále *DEFINE RHO_REF 878.0* je hustota pracovní látky $\rho = 878 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

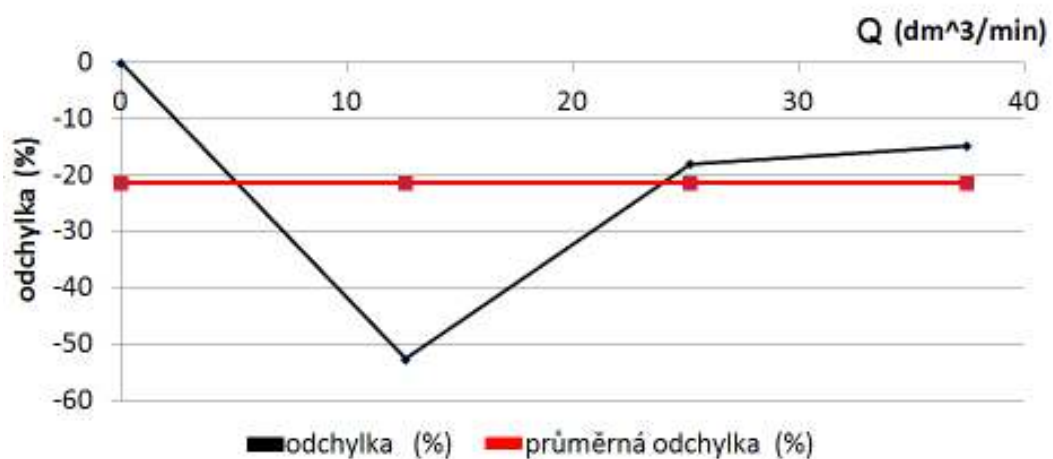
Nejvyšších výpočetních tlaků bylo dosaženo v případě řídicí kostky, a to konkrétně v přírodním vedení tlakového oleje od akumulátoru. Dosazeny byly shodné počáteční podmínky jako v případě bez uvažování vlivu stlačitelnosti.

vstupní data			simulační výsledky	
průtok Q ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	vstupní podmínka p (bar)	výstupní podmínka v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	tlaková ztráta Δp s uvaž. stlačitelnosti (bar)	tlaková ztráta Δp bez uvaž. stlačitelnosti (bar)
0	145	0	0	0
12,596	145	-4,177	1,0143	0,48
25,192	145	-8,353	2,243	1,84
37,407	145	-12,403	4,198	3,58

Tabulka 12: Srovnání vlivu stlačitelnosti na hydraulickém vedení: přívod tlakového oleje



Obrázek 64: Graf závislosti tlakové ztráty na průtoku, srovnání vlivu stlačitelnosti na hydraulickém vedení: přívod tlakového oleje



Obrázek 65: Graf závislosti procentuální odchylky na průtoku, porovnání vlivu stlačitelné a nestlačitelné kapaliny

Jednotlivé kroky nastavení veškerých náležitostí potřebných pro výpočet zohledňující vliv stlačitelnosti v programu Ansys Fluent lze dohledat v [13]. Je patrné, že vliv stlačitelnosti nemusí být vždy zanedbatelný. Na obr. 65 je patrná chyba, která může vzniknout výpočtem, jenž neuvažuje stlačitelnost kapaliny. V době provádění výpočtů, které zahrnují vliv stlačitelnosti kapaliny, ovšem neměl autor této práce k dispozici přesnou hodnotu součinitele stlačitelnosti pro hydraulický olej Renolin VG 46. Do výpočtu tak byla zadána hodnota součinitele objemové stlačitelnosti obecně známá pro podobné typy olejů. Dále by bylo vhodné provést výpočty zahrnující vliv stlačitelnosti pro více kanálů a následně provést porovnání s výpočty bez uvažování stlačitelnosti oleje. Kompilace výše uvedeného zdrojového kódu ovšem není možná v PC vybaveném standardními verzemi operačním systémem Windows. Kompilace je podporována systémem Linux, který autor této práce neměl v době simulačních výpočtů k dispozici. K tomuto srovnávacímu výpočtu byl využit školní cluster vybavený operačním systémem Linux, který je umístěn na FSI, VUT v Brně. S ohledem na vytíženost tohoto clusteru nebylo možné provést simulační výpočty

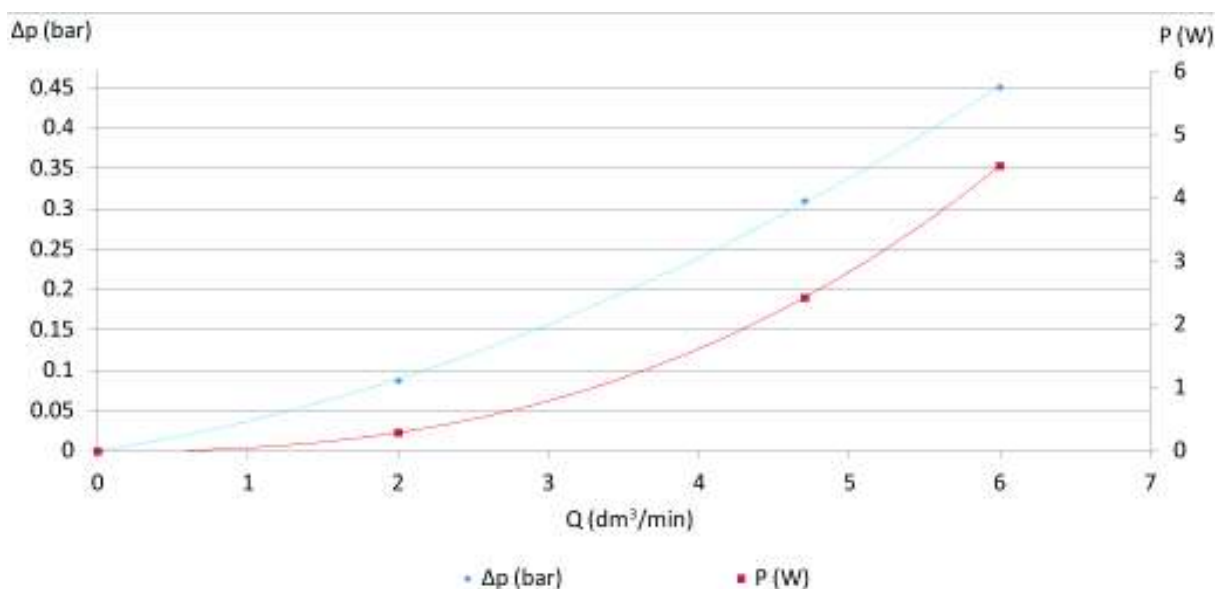
u více hydraulických cest.

5.10 Kompletní vyhodnocení simulačních výsledků

Kompletní vyhodnocení simulačních výsledků bude provedeno pro jednotlivé fáze, tedy fázi klidovou, reprezentovanou cirkulací oleje, a fáze pracovní, zahrnující nabíjení akumulátoru, zvedání a spouštění břemene. Pro přehlednost je v textu níže opět značen rozváděcí ventil (RV) a proporcionální ventil (PV).

- **fáze cirkulace**

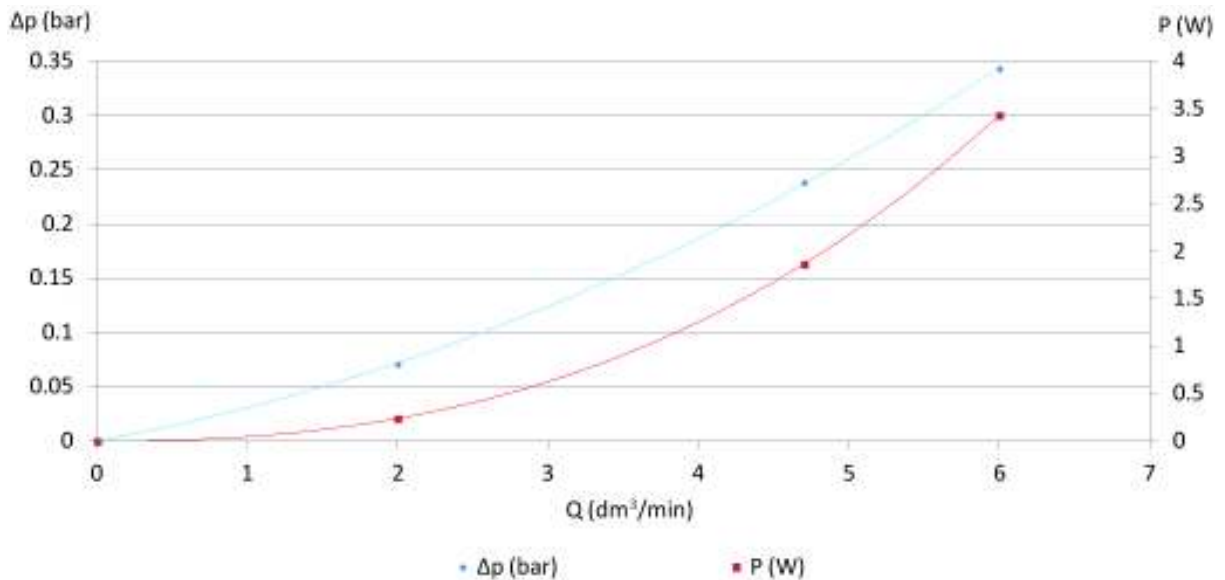
Jelikož fáze cirkulace sestává z hydraulických cest odlehčovací kostky: olejové čerpadlo → RV a také RV → výstup na olejovou nádrž, je výsledná tlaková ztráta součtem tlakových ztrát uvedených kanálů. Stejně tak i výkon je součtem jednotlivých výkonů všech kanálů.



Obrázek 66: Graf závislosti tlakové ztráty a výkonu na průtoku - fáze cirkulace

- **fáze nabíjení akumulátoru**

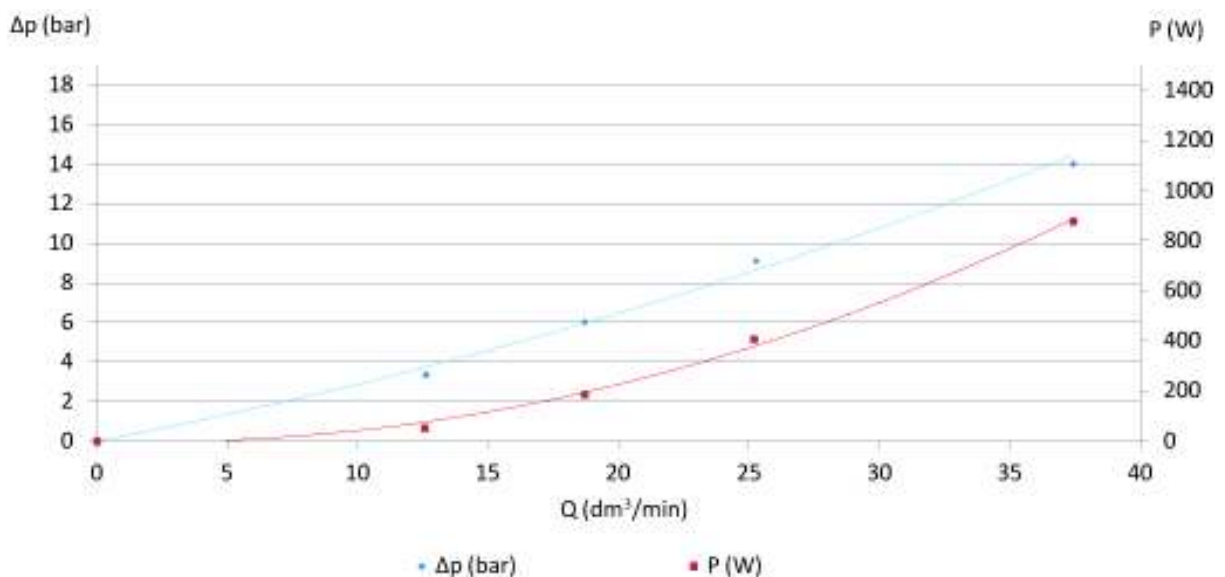
Fáze nabíjení akumulátoru sestává z těchto hydraulických kanálů vrtaných v odlehčovací kostce: olejové čerpadlo → RV a také RV → výstup na pístový akumulátor. Výsledná tlaková ztráta a tepelný výkon představuje součet tlakových ztrát obou kanálů. Stejně tak i výkon je součtem jednotlivých výkonů všech kanálů.



Obrázek 67: Graf závislosti tlakové ztráty a výkonu na průtoku - fáze akumulace oleje

- **fáze zvedání břemene**

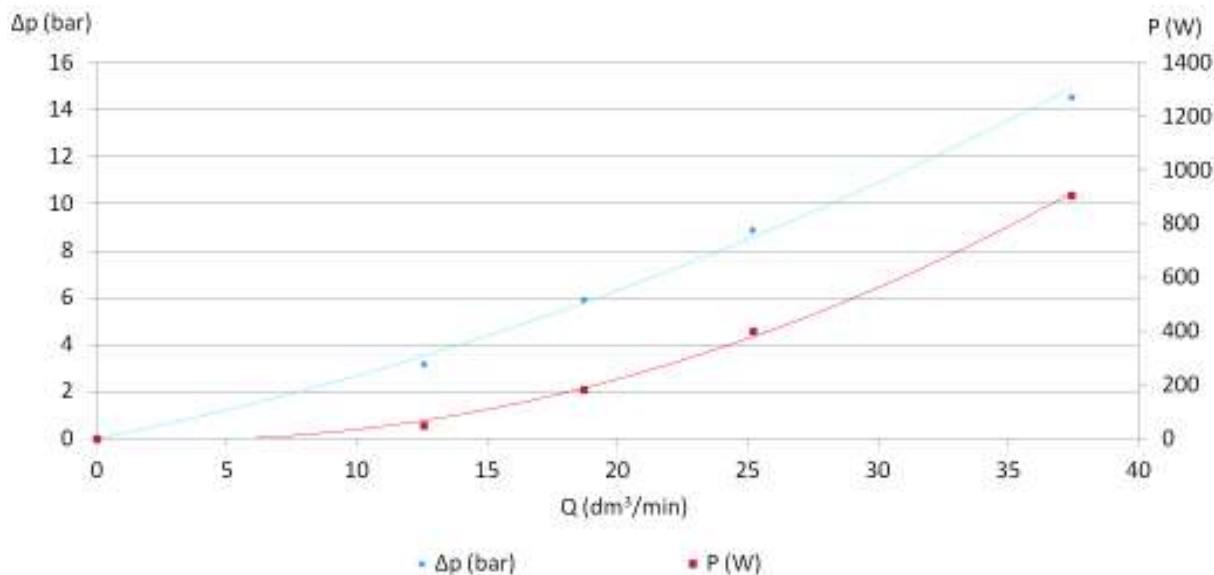
Fáze zvedání břemene je tvořena z těchto hydraulických kanálů: přívod oleje → PV, PV → strana pístnice, strana pístu → PV, PV → odpadní vedení a konečně také zpětného vedení oleje v odlehčovací kostce. Hodnota výsledné tlakové ztráty je tvořena součtem veškerých tlakových ztrát, které vznikají ve výše uvedených kanálech. Stejně tak i výkon je součtem jednotlivých výkonů všech kanálů.



Obrázek 68: Graf závislosti tlakové ztráty a výkonu na průtoku - fáze zvedání břemene

- **fáze spouštění břemene**

Olej protéká řídicí kostkou v případě fáze spouštění břemene opačným směrem, tedy: přívod oleje → PV, PV → strana pístu, strana pístnice → PV, PV → odpadní vedení a dále také skrze zpětné vedení oleje v odlehčovací kostce. Hodnotu výsledné tlakové ztráty představuje součet veškerých tlakových ztrát, které vznikají ve výše uvedených kanálech. Opět i výkon je součtem jednotlivých výkonů všech kanálů.



Obrázek 69: Graf závislosti tlakové ztráty a výkonu na průtoku - fáze spouštění břemene

Pro veškeré výše uvedené simulační výpočty v programu Ansys Fluent byl použit PC s hardwarovým profilem: CPU Intel Core i 5 3,4 Ghz, RAM - 8 Gb, grafická karta ATI EAH6870 - 1 GB. Veškeré výše uvedené výpočty mimo výpočtu, ve kterém uvažujeme vliv stlačitelnosti, byly počítané na výše zmíněném PC. Čas nutný na simulační výpočty představuje přibližně 900 hodin. Je zřejmé, že jak z časového hlediska, tak i hardwarových nároků se v případě simulačních výpočtů jedná o velice náročnou aplikaci.

6 Experimentální měření

Experimentální měření probíhalo na zkušebně společnosti OCHI Inženýring, spol. s r.o. na prototypovém zařízení LIHJ. Provedena byla dvě různá měření, a to měření s cílem stanovit průběhy tlaků na vybraných místech řídicího bloku při zvedání a spouštění břemene a dále měření s cílem zaznamenat teplotní průběh ohřevu hydraulického oleje při kontinuálním provozu LIHJ.

6.0.1 Rozsah experimentálního měření

Tlakové závislosti byly měřeny v rozsahu 0 – 160 *bar*, což je oblast pracovních tlaků LIHJ. Rozsah teploty se při měření pohyboval v rozmezí 20 – 60 °C. Hodnota 20 °C koresponduje přibližně s teplotou okolního prostředí a hodnota 60 °C odpovídá přibližně maximální teplotě, při které by mělo být hydraulické zařízení provozováno.

6.0.2 Popis měřicí techniky

K měření výše uvedených veličin byl použito měřicí přístroj *Hydrotechnik Multi System 5050*. Toto zařízení umožňuje měření tlaku a teploty, je vybaveno čtyřmi analogovými vstupy a dvěma vstupy frekvenčními. Náhled na zařízení poskytuje obr. 70. Měřicí přístroj disponuje interní pamětí o velikosti 1 MB. Chyba měření se pohybuje u analogového vstupu v rozmezí $\pm 0,1\%$ a u frekvenčního vstupu pak $\pm 0,15\%$ z celkového měřicího rozsahu. Podrobné informace o tomto zařízení jsou k dispozici v manuálu [11].



Obrázek 70: Hydrotechnik Multi System 5050 [11]

6.1 Typy prováděných experimentů

Tato kapitola popisuje jednotlivé typy prováděných experimentů. Pro přehlednost budou v textu níže uváděna místa připojení tlakových snímačů a místa připojení snímačů teploty dle schématu v příloze č. 4. Snímače se upevňují na tzv. minimessové přípojky, které jsou trvale připojeny k hydraulickému obvodu LIHJ.

6.1.1 Tlakové poměry v řídicím bloku LIHJ

Tlakové poměry byly měřeny na sedmi místech řídicího bloku a teplota byla měřena na odlehčovacím bloku čerpadla pomocí snímače teploty. Jelikož měřicí zařízení disponuje celkem čtyřmi analogovými vstupy, bylo nutné měření rozdělit na dvě fáze. Vzorkovací frekvence přístroje Hydrotechnik Multi System 5050 byla nastavena na hodnotu $f_v = 100 \text{ Hz}$.

- Během první části měření byly snímány hodnoty tlaků na minimessových přípojkách MA1, M1, M3, M4, kde BT1 umožňuje snímání teploty na výtlaku olejového čerpadla, MA1 představuje tlak na straně pístu, M1 - tlak pod logickým ventilem na straně pístu, M3 - tlak za pojistným ventilem na straně pístnice a M4 - tlak na straně pístnice.
- Během druhé části měření byly snímány hodnoty tlaků na přípojkách M2, M3, MT2, MT. Tlak na přípojce M3 byl tedy společný a referenční pro obě části měření. M2 vyjadřuje tlak za logickým ventilem pístnice, MT2 - tlak na odpadním vedení u PV, MT - tlak na výstupu odpadního vedení z řídicí kostky. Měřicí místo M3 je popsáno v předchozím odstavci.

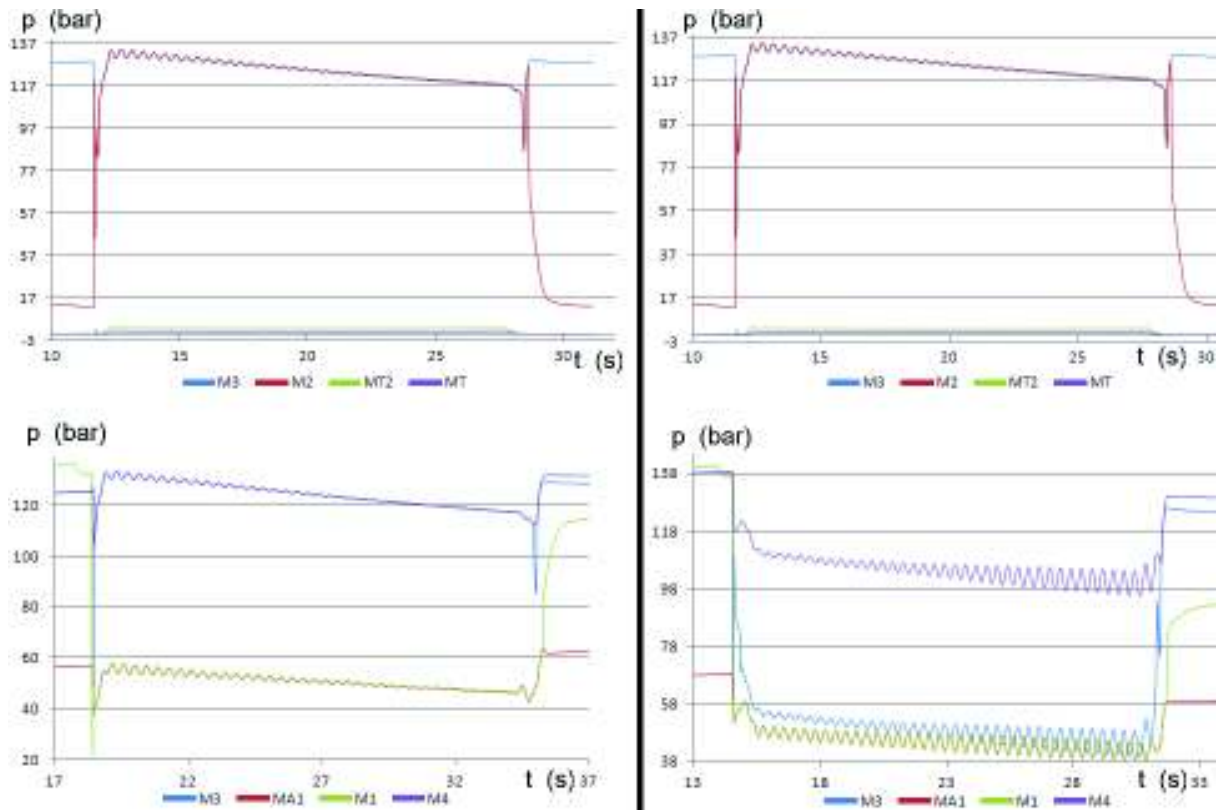
Mezi jednotlivými částmi měření (a také mezi fází zdvihu a spouštění břemene) byla zaznamenávána teplota oleje. Ta byla měřena na odlehčovacím bloku čerpadla v místě přípojky BT1.

Obě části měření zaznamenávaly tlakové poměry při polohování pístnice v rozmezí zdvihu $x_{min} = 300 \text{ mm}$, a $x_{max} = 1100 \text{ mm}$ ve fázi zvedání a spouštění břemene. Poloha pístnice hydraulického válce byla odečtena na panelu operátora, který tento údaj získává od absolutního rotačního snímače polohy (položka 1.18). Snímač je upevněn na rámu zařízení a přímočarý pohyb pístnice je pomocí ocelového lanka a kladky převáděn na rotační pohyb hřídele. Během první a druhé části měření byly zaznamenány hodnoty tlaků jak při zdvihu, tak i při spouštění břemene. Pro každou část měření byla získána jedna sada hodnot.

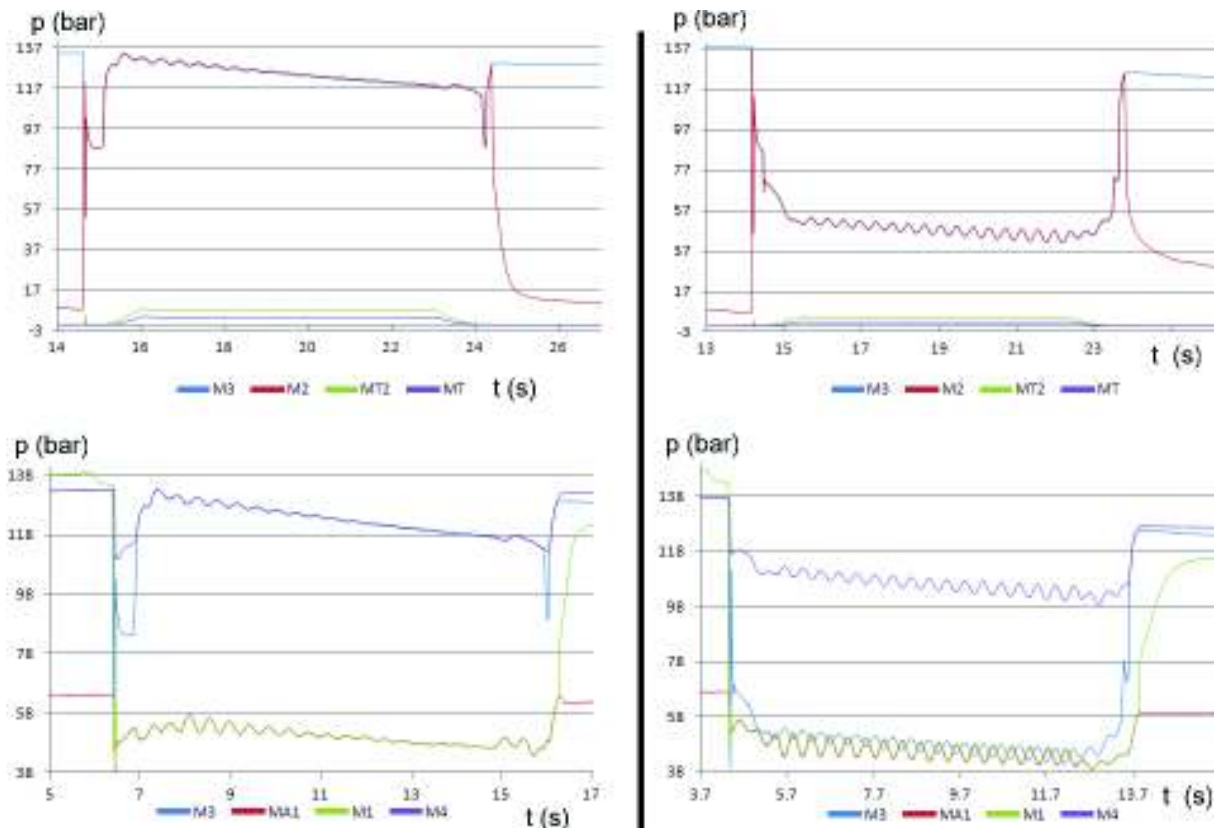
Tímto způsobem probíhalo měření pro rychlost pohybu pístnice $v = 0,05; 0,1; 0,15$ a $0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Výsledkem tak byly hodnoty odpovídající tlakovým poměrům v řídicím hydraulickém bloku při různých rychlostech polohování břemene, jehož hmotnost včetně závěsu činila $m = 198,3 \text{ kg}$. Převodový poměr zalanování kladkostroje byl $i = 1 : 5$. Měření teploty mělo nyní spíše informativní charakter, a proto teplota v následujících grafech nevystupuje. Naměřené hodnoty jsou zobrazeny na níže uvedených grafech, viz obr. 71 až 74. Tabulka 13 zobrazuje typy použitých snímačů a jejich umístění při měření tlakových poměrů na řídicím hydraulickém bloku.

seznam měřidel			
umístění snímače	název snímače	výrobní číslo	měřicí rozsah
M1, MT2	tlakový snímač HT-PD (ISDS)	3403-15-S-E5.33 (0701210048)	0 – 400 bar
MA1, M2	tlakový snímač HT-PD (ISDS)	3403-15-S-E5.33 (0701210040)	0 – 400 bar
M3	tlakový snímač HT-PD (ISDS)	3403-15-S-E5.33 (0701210027)	0 – 400 bar
MT, M4	tlakový snímač HT-PD (ISDS)	3403-10-S-E5.33 (0701210007)	0 – 400 bar
BT1	snímač teploty	3973-04-S-01.00 (6256)	–50 až +200 °C

Tabulka 13: Seznam použitých měřidel - experimentální část stanovení tlakových poměrů v řídicím bloku



Obrázek 71: Experimentální měření - tlakové poměry v řídicím bloku při pohybu pístnice rychlostí $v = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Grafy vlevo - zasouvání pístnice, vpravo - vysouvání pístnice



Obrázek 72: Experimentální měření - tlakové poměry v řídicím bloku při pohybu pístnice rychlostí $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Grafy vlevo - zasouvání pístnice, vpravo - vysouvání pístnice

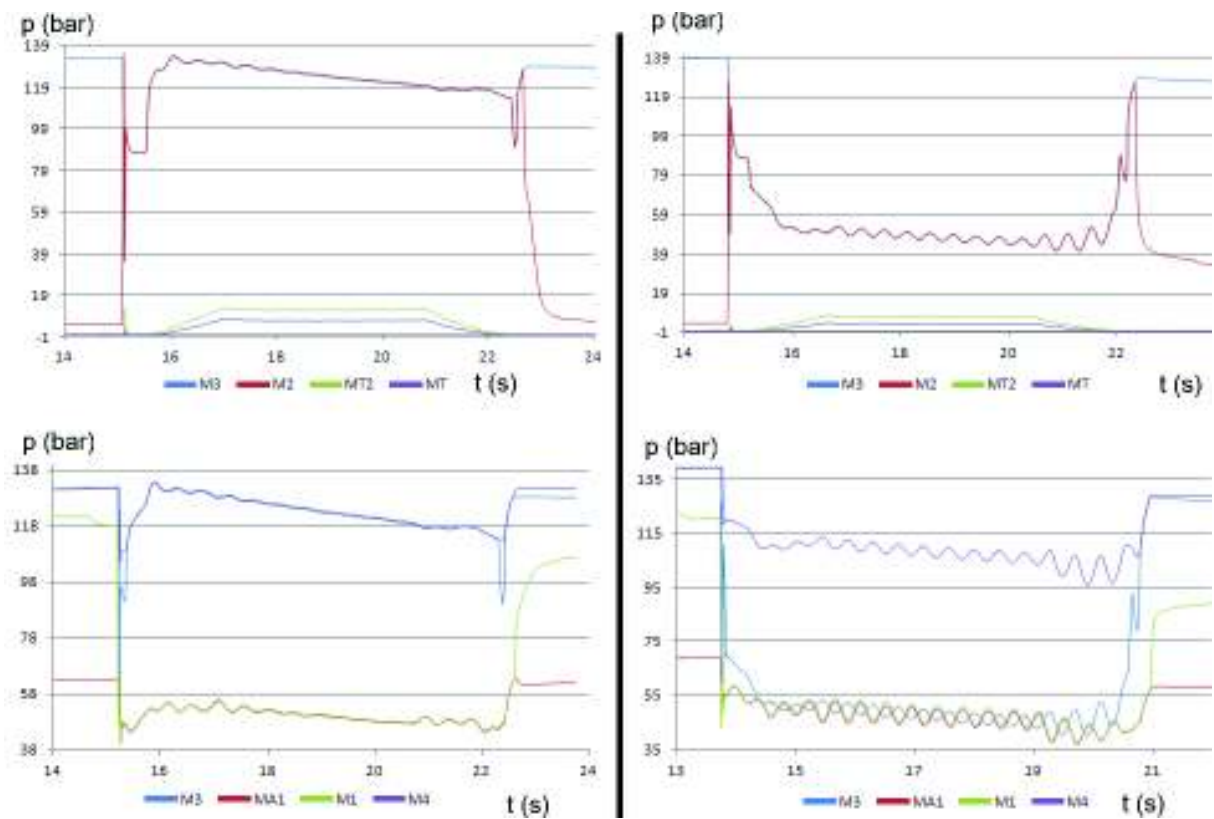
6.1.2 Měření ohřevu oleje v hydraulickém obvodu LIHJ

Měření ohřevu oleje v hydraulickém obvodu probíhalo za neustálého provozu LIHJ, při kterém bylo vykonáno 25 pracovních cyklů. To představuje 25 zdvihů a spuštění břemene. Tlak akumulátoru byl udržován v rozmezí 130 – 160 bar. Měření trvalo přibližně 5400 s a teplota oleje vzrostla až na hodnotu $46,7 \text{ }^\circ\text{C}$. Polohování pístnice probíhalo v rozmezí zdvihu $x_{min} = 250 \text{ mm}$ až $x_{max} = 1150 \text{ mm}$. Poloha pístnice hydraulického válce byla odečítána na panelu operátora.

Snímač teploty byl umístěn na odlehčovacím bloku čerpadla v místě BT1. Zároveň s teplotou se měřil také tlak na výtlaku z čerpadla na minimessové přípojce M, dále tlak na straně pístu, tj. na přípojce MA1 a na straně pístnice viz přípojka M4. Vzorkovací frekvence měřícího přístroje Hydrotechnik Multi System 5050 byla nastavena na $f_v = 20 \text{ Hz}$. Teplota okolního prostředí LIHJ se pohybovala v rozmezí $\tau_{ok} = 23 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$. Čistá hmotnost břemene $m_b = 125 \text{ kg}$, hmotnost závěsu $m_z = 73,3 \text{ kg}$ a převodový poměr zalánování kladkostroje $i = 1 : 5$.

Cílem experimentu bylo provést minimálně takový počet pracovních cyklů, aby teplota oleje vzrostla přibližně na $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Vzhledem k potížím s neodladěným řídicím systémem LIHJ byl experiment přerušen. Následně byl proveden opakovaný restart řídicího systému, což je také vidět na obr. 75.

Pro další vyhodnocení dat bylo uvažováno prvních 2700 s, tj., že z výše uvedeného grafu se tak odstranily výpadky způsobené poruchou řídicího systému. Na obr. 76 je zobrazena tato část záznamu experimentálního měření ohřevu oleje a tlaků. Výrazněji je v tomto grafu zobrazen průběh teploty. Průběh tlaků je zobrazen na obr. 77. Na tomto obr. je patrná „periodicita“ průběhu tlaků během jednotlivých fází pracovních cyklů.

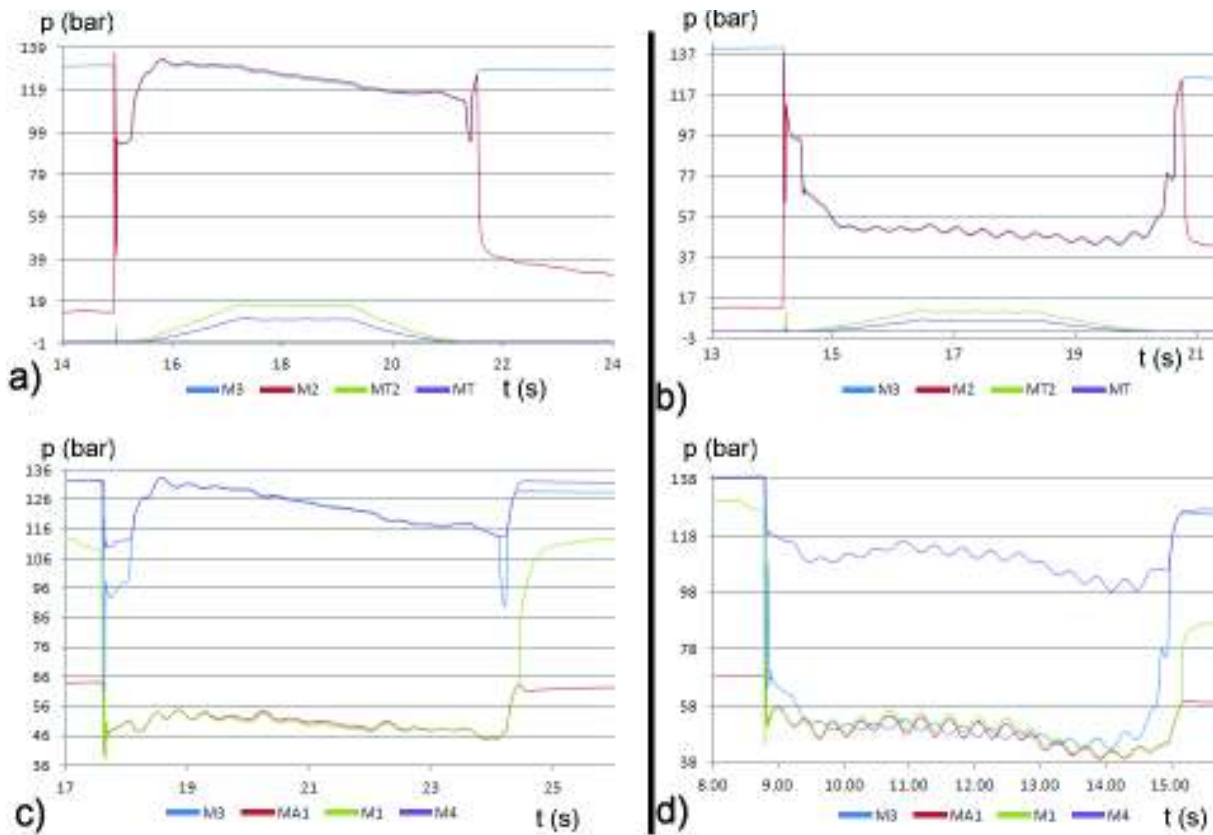


Obrázek 73: Experimentální měření - tlakové poměry v řídicím bloku při pohybu pístnice rychlostí $v = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Grafy vlevo - zasouvání pístnice, vpravo - vysouvání pístnice

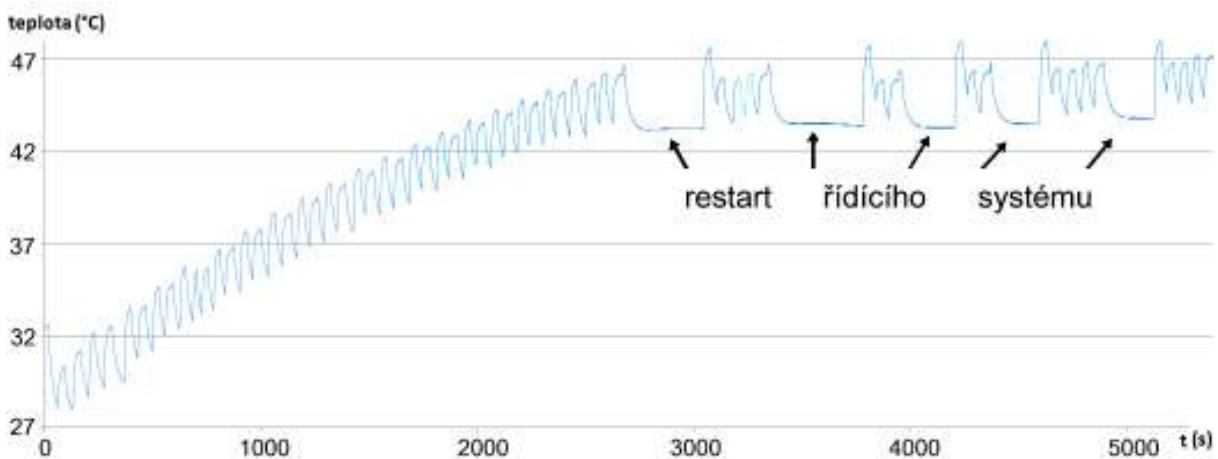
V následující tabulce je uveden seznam měřidel a jejich umístění.

seznam měřidel			
umístění snímače	název snímače	výrobní číslo	měřicí rozsah
MA1	tlakový snímač HT-PD (ISDS)	3403-15-S-E5.33 (0701210048)	0 – 400 bar
M	tlakový snímač HT-PD (ISDS)	3403-15-S-E5.33 (0701210027)	0 – 400 bar
M4	tlakový snímač HT-PD (ISDS)	3403-10-S-E5.33 (0701210007)	0 – 400 bar
BT1	snímač teploty	3973-04-S-01.00 (6256)	–50 až +200 °C

Tabulka 14: Seznam použitých měřidel - experimentální část stanovení doby ohřevu oleje v hydraulickém obvodu zvedacího zařízení



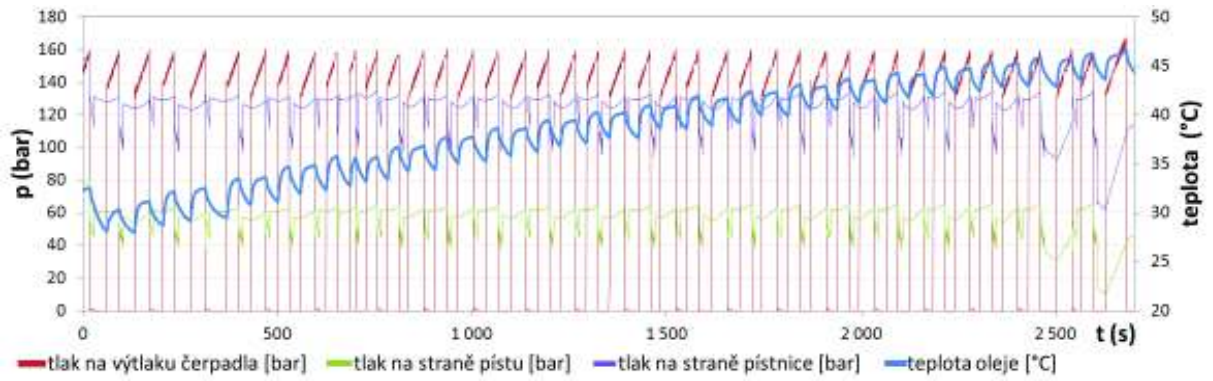
Obrázek 74: Experimentální měření - tlakové poměry v řídicím bloku při pohybu pístnice rychlostí $v = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Grafy vlevo - zasouvání pístnice, vpravo - vysouvání pístnice



Obrázek 75: Experimentální měření ohřevu oleje v hydraulickém obvodu LIHJ

6.2 Shrnutí výsledků experimentálního měření

Experimentálním měřením na řídicím bloku jsme získali přehled o tlakových poměrech uvnitř jednotlivých kanálů při různých rychlostech a při různých směrech pohybu pístnice. Tyto hodnoty v následující kapitole využijeme k přímému porovnání tlakových ztrát jednoho z kanálů řídicího bloku. Dále byl získán časový průběh teploty oleje během provozu LIHJ. Ten v následující kapitole porovnáme s výsledky ze simulačních výpočtů. Získáme tím mimo jiné informaci o přesnosti vytvořené geometrie v programu GAMBIT



Obrázek 76: Experimentální měření - časové průběhy tlaků a teploty v LIHJ [4]



Obrázek 77: Experimentální měření - detail časových průběhů tlaků

a prováděných simulačních výpočtů v programu Ansys Fluent. Dodejme také, že tlakové snímače byly před zahájením veškerých zde zmíněných měření zkalibrovány (mají platné kalibrační certifikáty - Vítkovice Testing Center), ovšem u snímače teploty kalibrace nebyla z technických důvodů provedena.

7 Srovnání simulace s experimentem

Nyní budou porovnány výsledky simulace s naměřenými hodnotami z experimentálního měření. Pro toto srovnání jsou k dispozici data z měření tlakových poměrů na řídicím bloku a také hodnoty z měření ohřevu oleje uvnitř hydraulického obvodu LIHJ. K přímému srovnání budou využity data z měření tlakových poměrů na řídicím bloku a výsledky simulace získané v programu ANSYS Fluent. Nepřímé srovnání bude provedeno z výsledků měření ohřevu oleje a simulace v software IHJ Heating Calculation.

7.1 Přímé srovnání výsledků simulace s experimentem

Přímé srovnání výsledků simulace s experimentem provedeme např. na kanálu řídicí kostky, který přivádí tlakový olej od proporcionálního ventilu (PV) směrem na píst. Tento kanál volíme z toho důvodu, že tato geometrie byla pro simulaci minimálně upravována a také proto, že jsou v tomto kanálu modelovány veškeré vrtané otvory, včetně otvorů nutných pro umístění logického ventilu. Lze tedy předpokládat podobné hodnoty tlakových ztrát simulačních výsledků v porovnání s experimentem. Jelikož olej proudí při vysouvání pístnice od PV směrem ke straně pístu, zcela jistě bude vyšší hodnota tlaku na minimessové přípojce M1, která je umístěna blíže PV. Nižší hodnota tlaku bude na přípojce MA1. Výsledná tlaková ztráta mezi zmíněnými přípojkami bude ve tvaru

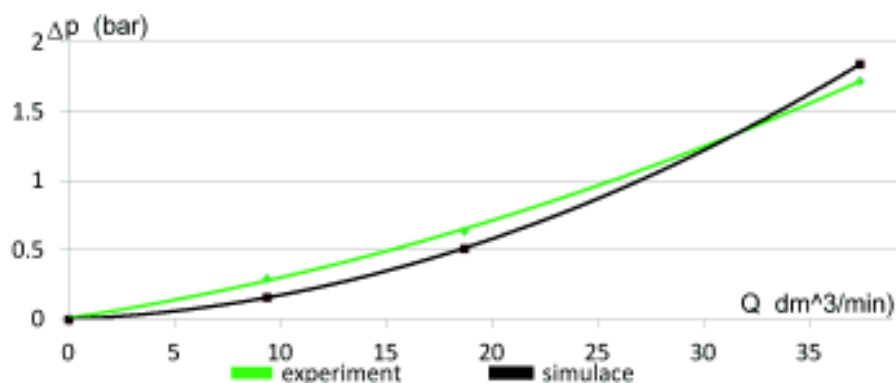
$$\Delta p = p_{M1} - p_{MA1} \quad (Pa).$$

Z výsledku simulace byly v programu Ansys Fluent odečteny hodnoty tlaku v místě minimessových přípojek M1 a MA1. Odečítání tlaků bylo provedeno pro hodnoty průtoků, jež odpovídají množství dopravovaného oleje na stranu pístu, který se pohybuje rychlostí $v = 0,05; 0,1; a 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Získáme tak výslednou tlakovou ztrátu na tomto kanálu pomocí simulačních výpočtů.

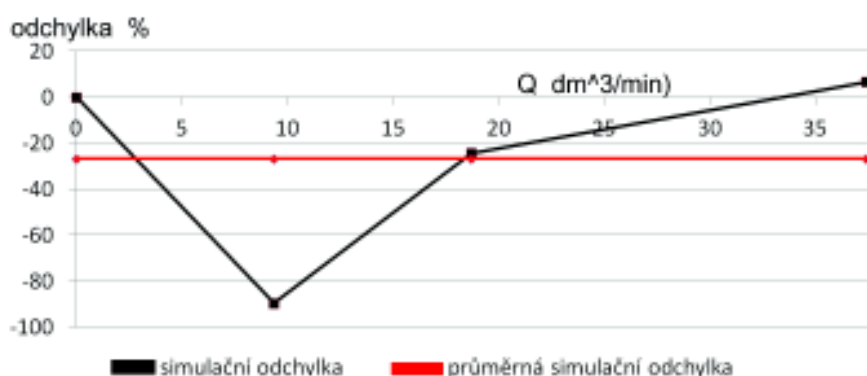
Z experimentálního měření nejprve určíme průměrné hodnoty tlaků na minimessových přípojkách v místech M1 a MA1, a to v časovém úseku vysouvání pístnice „konstantní“ rychlostí $v = 0,05; 0,1; a 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Např. na obr. 74 d) odečítáme tlaky M1 a MA1 v čase od 10 s do 13,5 s. Ze získaných hodnot tlaků určíme aritmetický průměr pro tlak na přípojkách M1 a MA1. Následně porovnáme tlakové ztráty ze simulačních výpočtů s výsledky z experimentálního měření. Výsledky jsou uvedeny v tab. 15 a graficky na obr. 78 a 79.

Tabulka 15: Přímé srovnání simulačních výsledků s experimentem

		výsledky simulace	výsledky experimentu
Q ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	rychlost vysouvání pístnice v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	Δp (bar)	Δp (bar)
0	0	0	0
9,352	0,05	0,156	0,296
18,703	0,1	0,512	0,637
37,407	0,2	1,841	1,72



Obrázek 78: Graf závislosti tlakové ztráty na průtoku - přímé porovnání simulačních výsledků s experimentálním měřením



Obrázek 79: Graf závislosti procentuální odchylky na průtoku, přímé porovnání simulačních výpočtů

Jak můžeme vidět na výše uvedených grafech, výsledná tlaková ztráta vypočítána pomocí softwaru Ansys Fluent není totožná se ztrátou z experimentálního měření, ale jsou zde určité rozdíly. Ve vybraném hydraulickém kanálu řídicí kostky, jež dopravuje tlakový olej od PV na stranu pístu, vzniká průměrná záporná chyba 26,8 %. Velikost této chyby může být zapříčiněna nepřesností zadaných okrajových podmínek - zejména pak rychlostí proudícího oleje. Velikost průtoku tímto kanálem nebyla při experimentu ověřena žádným způsobem. Stejně tak nebyla experimentálně ověřena tlaková ztráta, která vzniká na logickém ventilu. Tlaková ztráta na tomto ventilu byla získána aproximací z příslušného grafu uvedeného v katalogovém listu pro logický ventil (1.13.1).

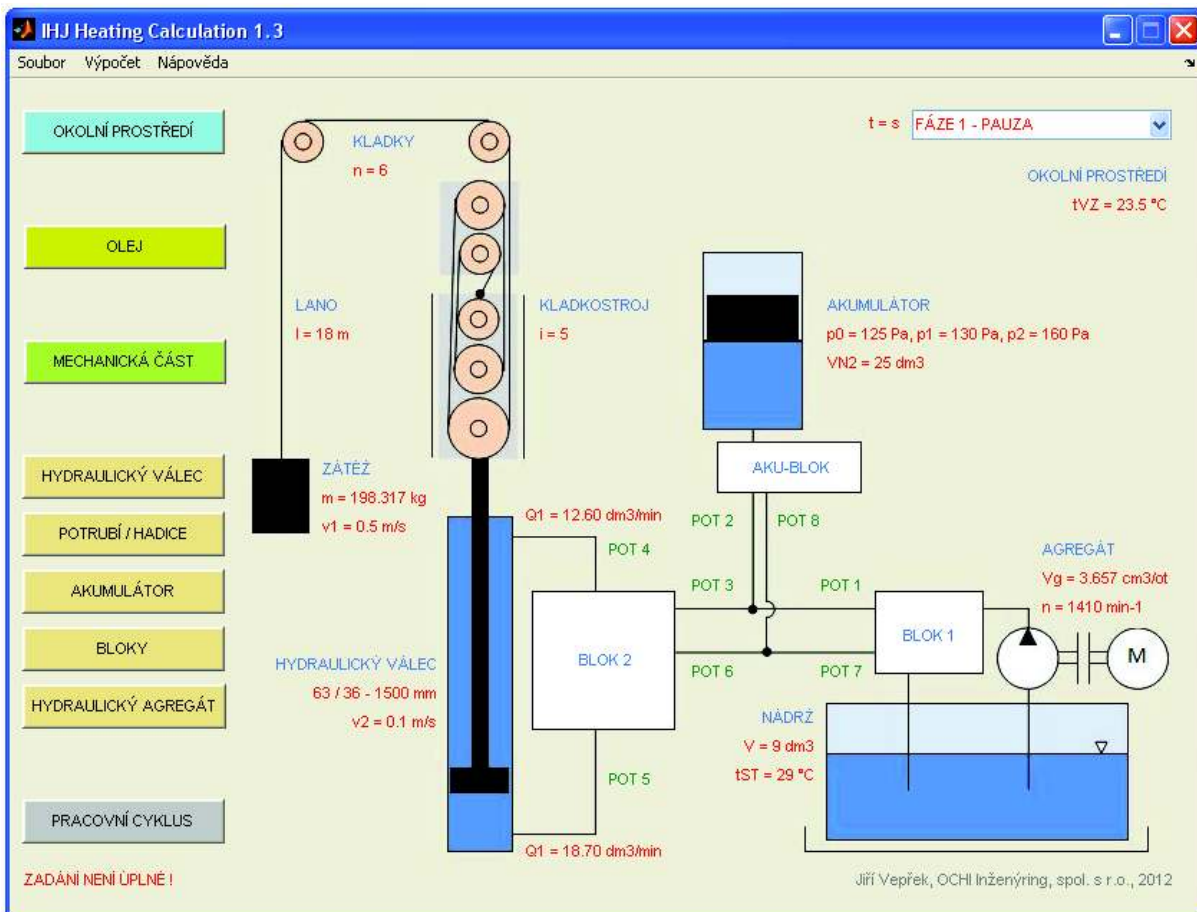
Velikosti tlakových ztrát jsou pro malé průtoky oleje přes tyto ventily z grafů jen velmi obtížně čitelné. Je tedy nutné spoléhat se pouze na vhodně zvolenou aproximaci. Za těchto předpokladů lze říci, že tlaková ztráta uvedeného kanálu „přibližně odpovídá“ naměřeným hodnotám s průměrnou zápornou chybou 26,8 %.

7.2 Nepřímé porovnání výsledků simulace s experimentem

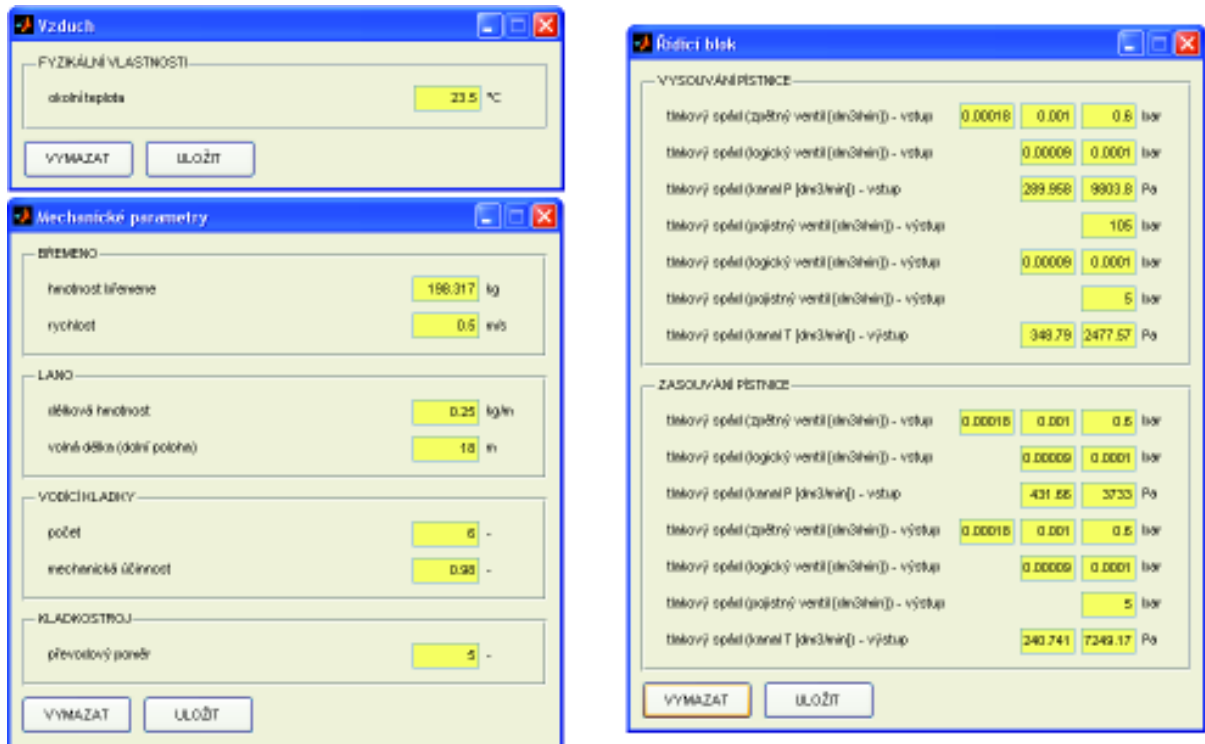
Pro nepřímé srovnání simulačních výsledků s experimentem byl využit software IHJ Heating Calculation viz [4] vyvinutý v prostředí Matlab, který slouží k simulování ohřevu hydraulického oleje v LIHJ. Tento software je duševním vlastnictvím společnosti OCHI

Inženýring, spol. s r.o. Program využívá mimo jiné vypočítaných závislostí tlakových ztrát na průtoku v kanálech hydraulických kostek, které byly získány simulačními výpočty v prostředí Ansys Fluent. Tlakové ztráty v hydraulických blocích jsou do softwaru IHJ Heating Calculation dosazeny zvlášť pro vnitřní kanály a ventily, a to ve formě konstant aproximačních funkcí. Tyto funkce jsou definované ve zdrojovém kódu programu. Hlavní okno výše zmiňovaného softwaru zobrazuje obr. 80, na kterém je zachyceno blokové schéma celé LIHJ. Na obr. 81 je pak uveden přehled ostatních oken, jejichž prostřednictvím se do programu zadávají konstanty stanovené jak ze simulačních výsledků z programu Ansys Fluent, tak konstanty odečtené z katalogových listů nebo fyzikálních tabulek. Kompletní výpočet simulace ohřevu oleje v čase zahrnuje mnoho matematických rovnic a fyzikálních předpokladů zejména z oblasti termomechaniky a hydrodynamiky.

Níže uvedené výsledky reprezentují simulační výpočet, který byl nastaven na 25 pracovních cyklů, přičemž rychlost pohybu pístnice byla nastavena na hodnotu $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, Čistá hmotnost břemene je $m_b = 125 \text{ kg}$ a hmotnost závěsu je $m_z = 73,3 \text{ kg}$. Celkem LIHJ Zvedá a spouští závaží o hmotnosti $m_{celk} = 198,3 \text{ kg}$.

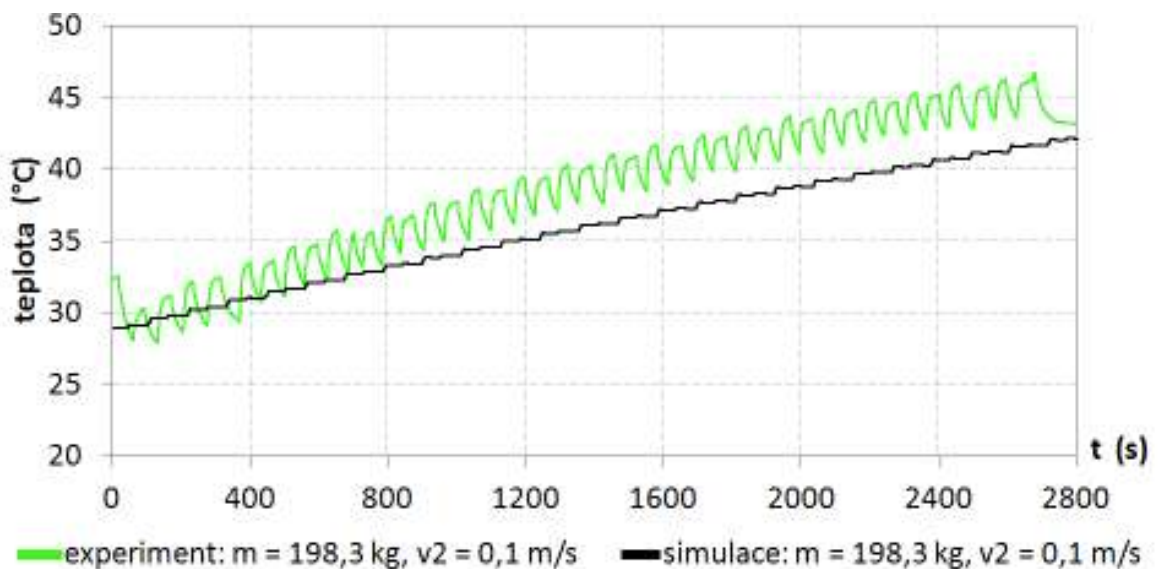


Obrázek 80: Hlavní okno simulačního softwaru [4]

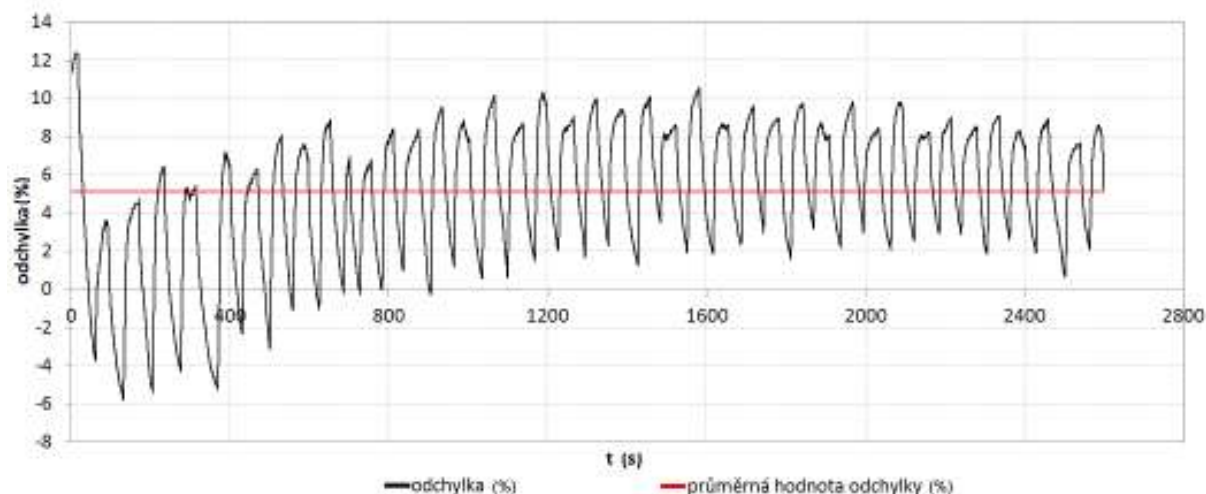


Obrázek 81: Ostatní okna simulačního softwaru

Výstupem z tohoto programu je simulovaný průběh teploty hydraulického oleje v čase. Tento průběh byl následně porovnán s výsledky z experimentálního měření. Porovnání výsledků simulace s naměřenými hodnotami zobrazuje graf na obr. 82. Procentuální vyjádření odchylky znázorňuje obr. 83.



Obrázek 82: Graf - ohřev oleje v čase - nepřímé porovnání simulačních výsledků s experimentálním měřením [4]



Obrázek 83: Graf - Odchylka naměřených a simulovaných hodnot - nepřímé porovnání simulačních výpočtů [4]

Jak můžeme vidět z výše uvedených grafů, simulace ohřevu oleje byla provedena s průměrnou chybou 5,12 %. Tento prvotní výsledek simulace vykazuje malou odchylku vůči výsledkům experimentu. Chyba i v tomto případě může být způsobena tím, že některé konstanty byly voleny přibližně, např. součinitele přestupu tepla, a byly zanedbány určité předpoklady, viz konstantní viskozita oleje při výpočtu tlakových ztrát ventilů. Nesmíme také zapomenout na chyby při odečítání hodnot tlakových ztrát z katalogových listů ventilů umístěných v hydraulickém obvodu LIHJ.

8 Zhodnocení tepelného výkonu hydraulických kostek vůči ostatním prvkům a celému zařízení LIHJ

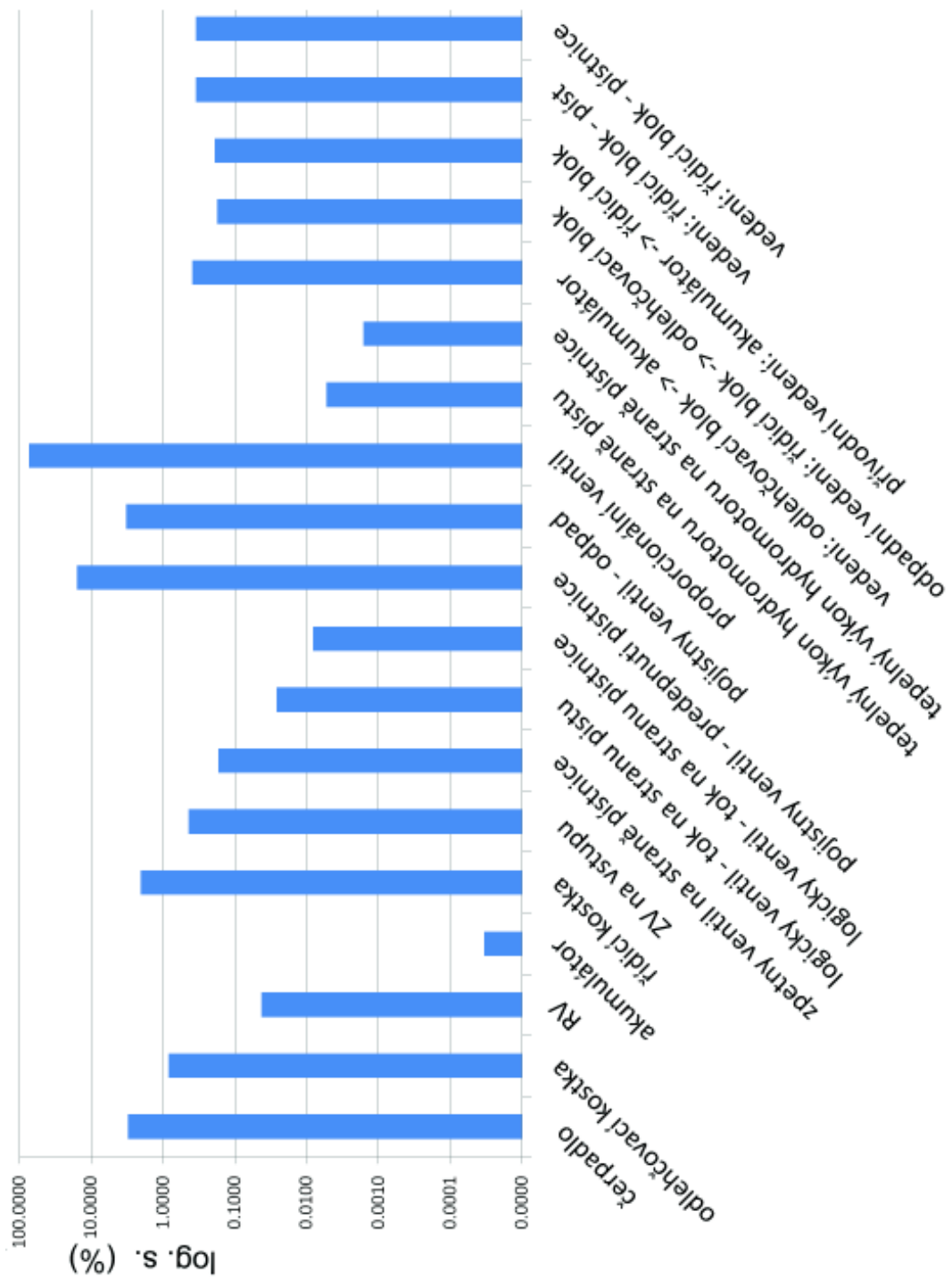
Zhodnocení tepelného výkonu hydraulických kostek vůči ostatním prvkům a celému systému bylo provedeno pomocí simulačního výpočtu v softwaru IHJ Heating Calculation. Provozní režim LIHJ byl při simulačním výpočtu nastaven na 26 pracovních cyklů, přičemž pístnice se pohybovala rychlostí $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, hmotnost břemene je $m_b = 125 \text{ kg}$ a hmotnost závěsu je $m_z = 73,3 \text{ kg}$.

Tepelný výkon jednotlivých hydraulických prvků je uveden v následující tabulce. Při klidových fázích LIHJ nedochází k průtoku oleje hydraulickými prvky a tepelný výkon je tedy nulový. Jinak je tomu v případě pracovních fází, které jsou reprezentovány nabíjením akumulátoru 1, zvedáním břemene, nabíjením akumulátoru 2 a spouštěním břemene, jak můžeme vidět v uvedené tabulce na obr. 84. V níže uvedeném grafu na je pro přehlednost uveden procentuální podíl tepelného výkonu jednotlivých hydraulických prvků na celkovém tepelném výkonu LIHJ.

Níže uvedené výsledky poskytují přehlednou informaci o tepelném výkonu hydraulických prvků, které se podílejí na zvyšování teploty hydraulického oleje. Dle daných provozních podmínek má největší podíl na ohřevu oleje při provozu LIHJ proporcionální a rozváděcí ventil. Následuje čerpadlo, pojistný ventil na odpadním vedení řídicího bloku, řídicí kostka a odlehčovací kostka. Tepelný výkon zbylých prvků je ve srovnání s výše zmiňovanými téměř zanedbatelný. Společnost OCHI Inženýring, spol. s r.o. tak získala přehled tepelných výkonů jednotlivých prvků, který může napomoci při zvažování realizace případných úprav geometrie hydraulických kostek. Pro zařízení s malým objemem oleje a bez chladiče, jako je LIHJ, je smysluplné zabývat se snížením tepelného výkonu.

	celkový tepelný výkon (W) hydraulických	tepelný výkon (W) jednotlivé fáze, polohování pístnice v = 0.1 m/s, 26 pracovních cyklů				
		klidové fáze	nabíjení 1	zvedání břemene	nabíjení 2	
čerpadlo	243.56	0	123.30		120.25	
odlehčovací kostka	65.82	0	2.23	45.12	2.23	
RV	3.41	0	1.71		1.71	
akumulátor	0.0027	0	0.00004	0.0006	0.00004	
řídící kostka	163.54	0		56.59		
ZV na vstupu	34.71	0		13.46		
zpětný ventil na straně pístnice	13.46	0		13.46		
logický ventil - tok na stranu pístu	2.08	0		1.04	1.04	
logický ventil - tok na stranu	0.65	0		0.33	0.33	
pojistný ventil - předepnutí pístnice	1259.60	0			1259.60	
pojistný ventil - odpad	260.83	0		155.86	104.97	
proporcionální ventil	5773.20	0		1764.80	4008.40	
tepelný výkon hydromotoru na straně pístu	0.43	0		0.21	0.21	
tepelný výkon hydromotoru na straně pístnice	0.13	0		0.07	0.07	
vedení: odlehčovací blok -> akumulátor	30.83	0	1.86		1.93	
odpadní vedení: řídicí blok -> odlehčovací blok	14.01			27.04		
přívodní vedení: akumulátor -> řídicí blok	15.00			2.15		
vedení: řídicí blok - píst	27.57	0		10.09		
vedení: řídicí blok - pístnice	27.57	0		17.47		
			129.17	2107.00	126.12	
			součet tepelného výkonu (W)			5563.40

Obrázek 84: Tabulka tepelných výkonů hydraulických prvků



Obrázek 85: Graf procentuálního podílu tepelného výkonu, zadané parametry: 26 pracovních cyklů, rychlost pohybu pístnice $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, hmotnost břemene $m_b = 125 \text{ kg}$, hmotnost závěsu je $m_z = 73,3 \text{ kg}$.

9 Možnost snížení tlakových ztrát v hydraulických kostkách

Možností snížení tlakových ztrát v hydraulických kostkách je více. První a základní je rozvaha nad vnitřní geometrií kanálů kostek. Obecně lze říci, že minimalizace tlakových ztrát dosáhneme eliminací míst, v nichž vzniká zavíření a odtržení proudu. Z Weisbachova vztahu 4.5 vyplývá že, snížíme-li kvadrát rychlosti proudícího média kanálem, dosáhneme snížení tlakových ztrát. Obecné doporučení při návrhu hydraulických kostek zní:

- Je-li to z technického hlediska možné, realizujeme vrtání kanálů v hydraulických kostkách s co možná největším průměrem vrtáku. Docílíme tak snížení rychlosti proudícího oleje a tedy snížení délkových ztrát
- Při návrhu hydraulických kostek minimalizujeme výskyt míst náhlých zlomů, zúžení, rozšíření apod. Dosáhneme tak snížení místních ztrát.
- Místa náhlých zlomů navrhujeme tak, aby v nich docházelo k minimálnímu zavíření. Tento návrh představuje úvahu nad hloubkou vrtání kostky, dále také zvážení možnosti využití „šikmých ploch“ od vrtáků k ovlivnění „tvaru“ proudění. K tomuto účelu mohou být vhodnými nástroji právě programy GAMBIT a Ansys Fluent.

Při vyhodnocování výsledků diplomové práce byly zaznamenávány hodnoty tlaků na veškerých důležitých průřezích náhlých zlomů, zúžení, rozšíření apod. V budoucnosti je tak možné z těchto dat vycházet v případě, že by se společnost OCHI Inženýring, spol. s r.o. rozhodla provést určitou minimalizaci tlakových ztrát pomocí výsledků modelování proudění, kterých bylo při tvorbě této práce dosaženo. Další variantou snižování tlakových ztrát představuje metoda 3-D lití hydraulických kostek.

9.1 Možnost snížení tlakových ztrát metodou 3-D lití hydraulických kostek.

Jednou z perspektivních možností snížení hydraulické ztráty od proudícího média se jeví metoda 3-D lití hydraulických kostek, která je v současnosti značně podporována vývojovými centry mnoha společností. Jedná se o metodu 3-D lití vhodných materiálů, jako je např. polyamid. Další možnost výroby hydraulických kostek představuje metodu SLS (Selectiv Laser Sintering). „*SLS je jednou z nejstarších metod výroby prototypových prvků. Tato metoda využívá vysoce výkonný laserový paprsek k tavení a zapékání jemných zrněk tiskového materiálu do požadovaného tvaru. Pro tisk lze použít široké spektrum komerčních materiálů, dodávaných v práškové formě - plasty, kov, či dokonce sklo*“ [7].

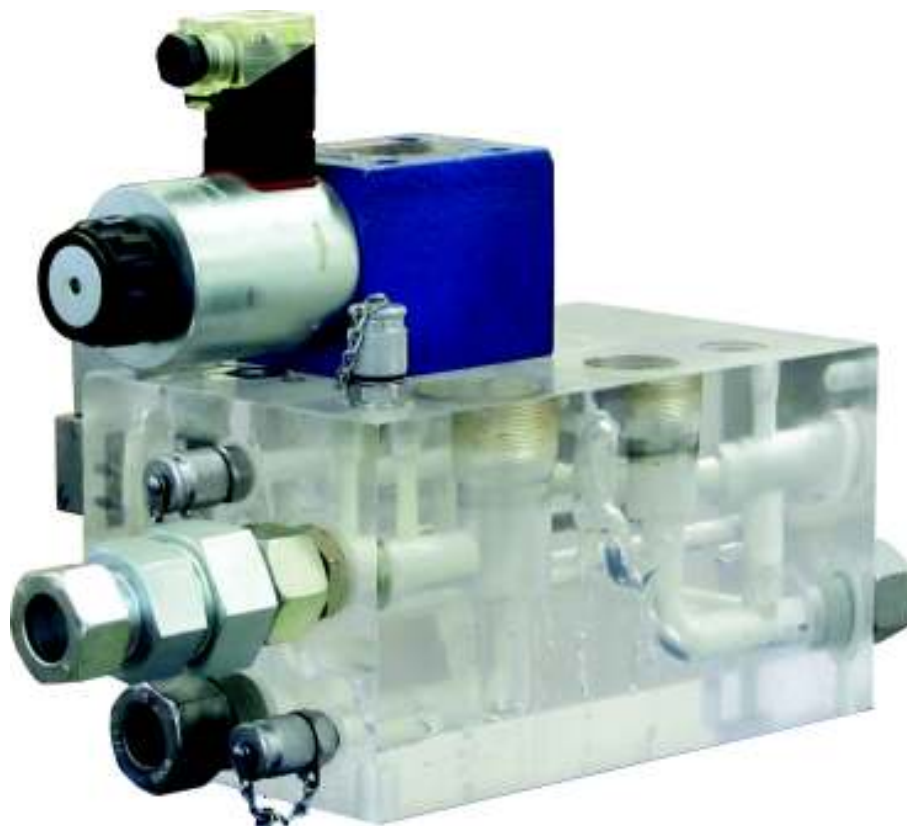
Společnost OCHI Inženýring, spol. s r.o. zadala vypracování cenové nabídky na výrobu hydraulické řídicí kostky jak metodou 3-D lití, tak metodou SLS společností Hacker Řevničov a Innomia a.s. Jaroměř. Pro srovnání cenových návrhů těchto společností je níže uvedena tabulka včetně přibližné ceny výroby hydraulické řídicí kostky klasickou metodou.

Po zvážení těchto cenových návrhů se přistoupilo k realizaci výroby řídicí hydraulické kostky od jiné, výše neuvedené společnosti. Výsledek metody 3-D lití znázorňuje obr. 86. Tato metoda ovšem není při současných technických možnostech naprosto bezchybná, a nelze tak výsledný výrobek řídicí kostky osadit trvale na LIHJ. Obr. řídicí kostky vyrobené metodou 3-D lití zde uvádíme pouze pro seznámení se s další možností snižování ztrátové měrné energie.

způsob výroby hydraulické kostky	výrobce	náklady (Kč bez DPH)
klasická metoda	OCHI Inženýring, spol. s r.o.	21200
metoda 3-D lití	Hacker Řevničov	39900
SLS metoda	Innomia a.s.	818000

Tabulka 16: Srovnání cen jednotlivých typů výroby hydraulické řídicí kostky

Obrázek 86: Řídicí hydraulická kostka - metoda 3-D lití



V této kapitole byly uvedeny příklady, jakým způsobem lze snížit tlakové ztráty na hydraulických kostkách. Metoda 3-D lití se jeví jako velmi zajímavá možnost snižování tlakových ztrát v budoucnosti. Stanovení tlakové ztráty hydraulické kostky vyrobené metodou 3-D lití by mohlo poskytnout srovnání tlakových ztrát, respektive doby ohřevu oleje s klasickou metodou.

Výsledky simulačních výpočtů, které byly získány vypracováním této práce, mohou společnosti OCHI Inženýring, spol. s r.o. být přínosné při rozhodování, zda se z ekonomického hlediska vyplatí investice do hydraulických kostek vyráběných právě zmíněnou metodou 3-D lití.

10 Závěr

V kapitole 2 byla popsána lineární integrovaná hydraulická jednotka (LIHJ). Jedná se o zařízení určené pro zvedání a spouštění břemen v divadlech, kulturních a jiných zařízeních podobného charakteru. LIHJ vyvinula v rámci grantového projektu TIP a v současnosti ji testuje společnost OCHI Inženýring, spol. s r.o. se sídlem v Ostravě. Hlavními částmi LIHJ jsou kompaktní hydraulický agregát, odlehčovací blok, hydropneumatický pístový akumulátor s pojistným blokem, řídicí hydraulický blok, lineární dvoučinný hydromotor, rám a soustava kladek. V kapitole 2.2 byla popsána jejich funkce. Řídicí systém zařízení umožňuje snadnou a bezpečnou manipulaci s břemeny.

Pracovní cyklus LIHJ se skládá ze čtyř klidových a čtyř pracovních fází. Během klidových fází neprotéká hydraulickým obvodem olej. Pracovní fáze jsou následující: nabíjení akumulátoru 1, zvedání břemene, nabíjení akumulátoru 2 a spouštění břemene. Pracovní cyklus LIHJ začíná klidovou fází, při které jsou na ovládacím panelu obsluhy nastaveny parametry pohybu. Samotnému pohybu pístnice hydraulického válce a tedy manipulaci s břemenem vždy předchází fáze nabíjení akumulátoru. Nabíjení je prováděno nastavením šoupátka rozváděcího ventilu na odlehčovacím bloku, přičemž dochází k toku oleje od nádrže do pístového akumulátoru. V okamžiku, kdy je akumulátor nabit na hodnotu 160 bar, je vypnuto čerpadlo agregátu a následně lze provést zdvih nebo spuštění. Obsluha tak může pomocí ovládacího panelu nastavit např. rychlost a zrychlení pohybu pístnice, dále také meze zdvihu pístnice. Při zvedání (spouštění) břemene protéká olej z akumulátoru skrz řídicí blok na stranu pístnice nebo pístu hydraulického válce. Současně se olej ze strany pístu (pístnice) vrací přes řídicí blok do nádrže.

Poté, co byla vysvětlena funkce LIHJ, byly v kapitole 3 vymezeny hlavní cíle této práce. Při průtoku oleje veškerými prvky, které LIHJ obsahuje, dochází bezesporu k tlakovým ztrátám, jež mají za následek ohřev hydraulického oleje v celém hydraulickém obvodu. Protože není v hydraulickém obvodu LIHJ zařazen chladič, je velmi důležité stanovit závislost ohřevu oleje na čase. Eliminuje se tak možnost přehřátí hydraulického systému a následné poškození zařízení a degradace oleje.

V kapitole 4 byly uvedeny vztahy popisující místní a délkové ztráty v hydraulickém obvodu. Tyto vztahy lze aplikovat na vrtané kanály prototypových hydraulických kostek. Z hodnot Reynoldsova čísla vyplývá, že uvnitř kanálů obou kostek dochází k laminárnímu proudění.

Hlavní a nejrozsáhlejší část diplomové práce je uvedena v kapitole 5. V této části byl popsán způsob výpočtu tlakových ztrát na hydraulických kostkách. Vysvětlen byl postup tvorby geometrie a výpočetní síť v programu GAMBIT. Zdůrazněny byly náročné prvky modelování jako např. plochy, které vznikly od hrotů vrtáků, plochy od ucpávek, komplikovaná mimoosá napojení více vrtání v jednom místě apod. Veškeré modely geometrie byly doplněny o obrázky. Následně byla věnována pozornost simulačním výpočtům v programu Ansys Fluent. Dále zde byla uvedena rozvaha nad druhem proudění, která vzhledem k četnému výskytu míst náhlých zlomů, zúžení a rozšíření v kanálech hydraulických kostek rozhodla o nutnosti uvažovat při simulačních výpočtech turbulentní proudění. Popsáno bylo také základní nastavení programu Ansys Fluent. Postupně byly popsány způsoby výpočtů tlakových ztrát u všech kanálů hydraulických kostek. Závěr kapitoly 5 obsahuje výsledky simulací v podobě tabulek a grafů, které zobrazují závislosti tlakových ztrát a tepelného výkonu v čase pro jednotlivé kanály. Jsou zde zobrazeny detaily výsledného proudění (vektory rychlosti) ze simulačních výpočtů, které dokazují vznik zavíření a upřesňují místa vzniku odtržení proudu, čímž byl potvrzen předpoklad vzniku turbulentního proudění při proudění oleje hydraulickými kanály. Dále byl v kapitole 5

uveden výpočet, jenž zohledňuje vliv stlačitelnosti kapaliny na výsledné tlakové ztráty. Tato kapitola byla uzavřena kompletním vyhodnocením simulačních výsledků veškerých pracovních fází a fází klidových.

Poté jsme se v kapitole 6 seznámili s typy prováděných experimentů. Nejprve bylo stručně popsáno měřicí zařízení, které bylo využito při realizaci experimentálního měření. Následně byl vysvětlen postup prvního měření tlakových poměrů v řídicím hydraulickém bloku. Tlakové poměry stanovené měřením slouží v další kapitole k přímému srovnání s výsledky poměrů tlakových ztrát získaných matematickou simulací. Cílem druhého měření bylo stanovit ohřev oleje v hydraulickém obvodu zvedacího zařízení. Výsledky z tohoto měření byly využity rovněž v další kapitole, ovšem pro nepřímé porovnání s výsledky simulačních výpočtů získanými v programu Ansys Fluent.

Výsledky z kapitol 5 a 6 byly využity pro přímé srovnání simulace s experimentem. Ze získaných dat experimentálního měření se odečetly hodnoty tlaků ve zvolených místech kanálu, kterým je přiváděn olej od proporcionální ventilu na stranu pístnice. Hodnoty tlaků ze simulačních výpočtů byly odečteny na shodných místech jako v případě experimentu na řídicím bloku. Výsledné tlaky byly porovnány a stanovila se tak průměrná odchylka simulačních výpočtů se zápornou hodnotou 26,8 %, Možné příčiny nepřesnosti byly popsány v kap. 6. Nepřímé srovnání simulačních výsledků s experimentem bylo provedeno pomocí simulačního softwaru, který byl vyvinut ve vývojovém prostředí MATLAB. Do tohoto software byly dostazeny konstanty prvků hydraulického obvodu LIHJ, (také řídicí a odlehčovací kostky) a následně byla provedena simulace. Odchylka mezi výsledky simulace a experimentu dosahuje v průměru 5,12 %. Ve stručnosti byl také porovnán tepelný výkon hydraulických kostek vůči tepelnému výkonu ostatních hydraulických prvků a celému systému.

Poslední kapitola stručně pojednává o možnosti snížení tlakových ztrát v hydraulických kostkách. Snížení tlakových ztrát je možné docílit obecnou úvahou nad teorií ztrátové energie. Ovšem případné úvahy, které plynou z této teorie, není možné vždy z technického hlediska realizovat. Další variantou, která byla uvedena za účelem snížit tlakové ztráty hydraulických kostek, je možnost výroby kostek metodou 3-D lití, popř. SLS metodou.

Tlakové ztráty a tepelný výkon obou hydraulických kostek byly s ohledem na možné chyby, které simulační výpočty doprovázely, stanoveny s uspokojující přesností.

11 Seznam použitých zdrojů

Literatura

- [1] ŠOB, František.: *Hydromechanika*. Brno: Cerm, 2002. ISBN 80-214-2037-5.
- [2] PEŇÁZ, Václav - BENŽA, Dušan.: *Tekutínové mechanismy*. Brno, Rektorát Vysokého učení technického, 1990. ISBN 80-214-0082-X.
- [3] PIVOŇKA, Josef a kol.: *Tekutínové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987.
- [4] VEPŘEK, Jiří.: *Ohřev lineární integrované hydraulické jednotky (lineární IHJ)*. Ostrava: [b.j.], 2012.
- [5] VEPŘEK, Jiří.: *Tepelná bilance lineární integrované hydraulické jednotky - IHJ*. Ostrava: [b.j.], 2010.
- [6] *Hydropneumatic piston accumulators - katalogový list* [online]. c2006, poslední revize 17.4.2006 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <<http://www.epeitaliana.it/ENG/prodottiapistone.html>> .
- [7] *Informace o technologiích 3D tisku* [online]. c2012, poslední revize 23.5.2012 [cit. 2012-05-22]. Dostupné z: <<http://www.easycnc.cz/inpage/informace-o-technologiich-3d-tisku/>> .
- [8] *Malé kompaktní agregáty - katalogový list* [online]. Poslední revize 21.6.2004 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <<http://ulbrich.sk/data/hc/hc7205.pdf>> .
- [9] BOJKO, Marian. *3-D proudění - ANSYS Fluent* [online]. Poslední revize 22.9.10 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/3D-Proudeni-ANSYS-Fluent.pdf>> .
- [10] *Moody diagram* [online]. poslední revize 29.3.2012 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: <http://www.engineeringtoolbox.com/moody-diagram-d_618.html> .
- [11] *Multi System 5050 - user manual* [online]. Poslední revize 14.5.2007 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://www.hydrotechnik.com/download/pdf/Hydrotechnik_MultiSystem5050_BA10E.pdf> .
- [12] HOLEČEK, Oldřich, SCHREIBEROVÁ, Lenka. *Ztráty tlaku při proudění tekutin v přímém potrubí a v místních odporech* [online]. Poslední revize 26.10.2010 [cit. 2012-04-24]. Dostupné z: <<http://www.vscht.cz/uchi/ped/labchi/H.pdf>> .
- [13] *Vane Pump Modeling in FLUENT* [online]. c2007, poslední revize 23.5.2012 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <<http://www.scribd.com/doc/51292469/Tutorial-Vane-Pump-Modeling-in-FLUENT>> .

Fotografie a obrázky zobrazeny na obr. 1, 3, 5, 7, 76, 81 a 84 byly použity se souhlasem jejich autora pana Ing. Jiřího Vepřeka, Ph.D.

12 Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin

symbol	význam	jednotka
<i>BT1</i>	snímač tlaku na výtlaku z čerpadla	-
<i>C2</i>	koeficient tlakové ztráty v programu Ansys Fluent	-
<i>D_h</i>	charakteristický rozměr průtočného profilu	<i>m</i>
<i>f</i>	frekvence	<i>Hz</i>
<i>H</i>	geodetická výška	<i>m</i>
<i>i</i>	poměr zalanování kladkostroje	-
<i>K</i>	součinitel objemové stlačitelnosti	<i>Pa</i>
<i>l</i>	vzdálenost	<i>m</i>
<i>LHJ</i>	lineární integrovaná hydraulická jednotka	-
<i>m</i>	hmotnost	<i>kg</i>
<i>M1</i>	minimessová přípojka za log. ventilem na straně pístu	-
<i>M2</i>	minimessová přípojka za log. ventilem na straně pístnice	-
<i>M3</i>	minimessová přípojka za poj.ventilem na straně pístnice	-
<i>M4</i>	minimessová přípojka na straně pístnice	-
<i>MA1</i>	minimessová přípojka na straně pístu	-
<i>MT</i>	minimessová přípojka na výstupu z odpadního vedení	-
<i>MT2</i>	minimessová přípojka na odpadním vedení u prop. ventilu	-
<i>n</i>	otáčky	<i>min⁻¹</i>
<i>O</i>	omočený obvod	<i>m</i>
<i>p</i>	tlak	<i>Pa/bar</i>
<i>P</i>	příkon/výkon	<i>W</i>
<i>PV</i>	proporcionální ventil	-
<i>Q</i>	průtok	<i>m³ · s⁻¹</i> <i>dm³ · min⁻¹</i>
<i>Re</i>	Reynoldsovo číslo	-
<i>RV</i>	rozváděcí ventil	-
<i>S</i>	plocha, průřez	<i>m²</i>
<i>SLS</i>	metoda selective laser sintering	-
<i>t</i>	čas	<i>s</i>
<i>U</i>	napětí	<i>V</i>
<i>V</i>	objem	<i>m³</i>
<i>v</i>	rychlost	<i>m · s⁻¹</i>
<i>v_s</i>	střední rychlost	<i>m · s⁻¹</i>
<i>x</i>	poloha	<i>m/mm</i>
<i>Y_{zl}</i>	délková měrná ztrátová energie	<i>J · kg⁻¹</i>
<i>Y_{zm}</i>	místní měrná ztrátová energie	<i>J · kg⁻¹</i>
<i>α</i>	Coriolisovo číslo	-
<i>ν</i>	kinematická viskozita	<i>mm² · s⁻¹</i>
<i>η</i>	dynamická viskozita	<i>N · s · m⁻²</i>
<i>Δp</i>	tlaková diference	<i>Pa/bar</i>
<i>λ</i>	koeficient tření	-
<i>ξ</i>	součinitel místních ztrát	-
<i>ρ</i>	měrná hustota	<i>kg · m⁻³</i>
<i>τ</i>	teplota	<i>°C</i>

13 Seznam obrázků a grafů

Seznam obrázků

1	Lineární integrovaná hydraulická jednotka	15
2	Kompaktní hydraulický agregát [8]	16
3	Odlehčovací hydraulický blok	17
4	Řez pístovým akumulátorem [6]	17
5	Řídicí hydraulický blok	18
6	Dvoučinný lineární hydromotor - ilustrační obr	18
7	Kladkostroj LIHJ	19
8	Moodyho diagram - závislost koeficientu tření na Re a na relativní drsnosti [10]	25
9	Pracovní prostředí programu GAMBIT	27
10	Odlehčovací hydraulický blok - GAMBIT	30
11	Vrtané kanály odlehčovací kostky	30
12	Odlehčovací kostka - fáze cirkulace oleje, vpravo - ukázka ustalovacích délek	31
13	Kanál RV → olejová nádrž, detaily vrtání	32
14	Kanál čerpadlo → RV, detaily vrtaných cest	32
15	Rozložení sítě - fáze cirkulace	33
16	Odlehčovací kostka - fáze akumulace oleje	34
17	Rozložení sítě - fáze akumulace	34
18	Odlehčovací kostka - zpětný tok oleje od řídicí kostky do olejové nádrže . .	35
19	Rozložení sítě - zpětný tok oleje od řídicí kostky do olejové nádrže	36
20	Řídicí hydraulický blok - GAMBIT	36
21	Veškeré vrtané kanály řídicí kostky	37
22	Hydraulické kanály řídicí kostky určené k modelování	37
23	Náhradní geometrie pojistného ventilu	38
24	Řídicí kostka - přívod tlakového oleje od pístového akumulátoru k PV . . .	39
25	Rozložení sítě - přívod tlakového oleje	39
26	Řídicí kostka - odpadní vedení řídicí kostky	40
27	Rozložení sítě - odpadní vedení	41
28	Řídicí kostka - fáze zvedání břemene	41
29	Detaily kanálu - přívod oleje na stranu pístnice	42
30	Průtok oleje na stranu, respektive ze strany pístu	42
31	Rozložení sítě - kanál dopravující olej na stranu pístnice	43
32	Rozložení sítě - kanál určený pro průtok oleje na píst, respektive od pístu .	43
33	Řídicí kostka - fáze spouštění břemene	44
34	Detail 1	45
35	Rozložení sítě - kanál odvádějící olej ze strany pístnice	45
36	Pracovní prostředí programu Ansys Fluent	46
37	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: čerpadlo → RV	49
38	Kontury rychlosti a totálního tlaku, kanál: čerpadlo → RV, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 4 viz obr. níže	49
39	Detaily proudění (vektory rychlosti), kanál: čerpadlo → RV, při $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	50
40	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: RV → olejová nádrž	51

41	Kontury rychlosti a totálního tlaku, cesta: RV → olejová nádrž, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 5 viz obr. níže	51
42	Detaily proudění (vektory rychlosti), cesta: RV → olejová nádrž, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	52
43	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: RV → akumulátor	53
44	Kontury rychlosti a totálního tlaku, cesta: RV → olejová nádrž, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 3 viz obr. níže	53
45	Detaily proudění (vektory rychlosti), cesta: RV → olejová nádrž, při průtoku $Q = 4,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	54
46	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku zpětného toku oleje skrze odlehčovací kostku	55
47	Kontury rychlosti a totálního tlaku, zpětný tok oleje skrze odlehčovací kostku, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 4 viz obr. níže	55
48	Detaily proudění (vektory rychlosti), zpětný tok oleje skrze odlehčovací kostku, při $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	56
49	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: přívod tlakového oleje	58
50	Kontury rychlosti a totálního tlaku, řídicí kostka - přívod oleje, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 3 viz obr. níže	59
51	Detaily proudění (vektory rychlosti), řídicí kostka - přívod oleje, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	59
52	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: odpadní vedení oleje	60
53	Kontury rychlosti a totálního tlaku, řídicí kostka - odpadní vedení, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 3 viz obr. níže	61
54	Detaily proudění (vektory rychlosti), řídicí kostka - odpadní vedení, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	61
55	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: PV → pístnice	62
56	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: píst → PV	63
57	Kontury rychlosti a totálního tlaku, řídicí kostka - píst → PV, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 5 viz obr. níže	63
58	Detaily proudění (vektory rychlosti), řídicí kostka - píst → PV, při průtoku $Q = 37,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	64
59	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: PV → píst	65
60	Graf závislosti tlakového spádu a výkonu na průtoku, kanál: pístnice → PV	66
61	Kontury rychlosti a totálního tlaku, řídicí kostka - pístnice → PV, při průtoku $Q = 25,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, detaily 1 - 4 viz obr. níže	66
62	Detaily proudění (vektory rychlosti), řídicí kostka - pístnice → PV, při průtoku $Q = 25,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	67
63	Zdrojový kód definující vliv stlačitelnosti	68
64	Graf závislosti tlakové ztráty na průtoku, srovnání vlivu stlačitelnosti na hydraulickém vedení: přívod tlakového oleje	69
65	Graf závislosti procentuální odchylky na průtoku, porovnání vlivu stlačitelné a nestlačitelné kapaliny	69
66	Graf závislosti tlakové ztráty a výkonu na průtoku - fáze cirkulace	70
67	Graf závislosti tlakové ztráty a výkonu na průtoku - fáze akumulace oleje	71
68	Graf závislosti tlakové ztráty a výkonu na průtoku - fáze zvedání břemene	71
69	Graf závislosti tlakové ztráty a výkonu na průtoku - fáze spouštění břemene	72

70	Hydrotechnik Multi System 5050 [11]	73
71	Experimentální měření - tlakové poměry v řídicím bloku při pohybu pístnice rychlostí $v = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Grafy vlevo - zasouvání pístnice, vpravo - vysouvání pístnice	75
72	Experimentální měření - tlakové poměry v řídicím bloku při pohybu pístnice rychlostí $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Grafy vlevo - zasouvání pístnice, vpravo - vysouvání pístnice	76
73	Experimentální měření - tlakové poměry v řídicím bloku při pohybu pístnice rychlostí $v = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Grafy vlevo - zasouvání pístnice, vpravo - vysouvání pístnice	77
74	Experimentální měření - tlakové poměry v řídicím bloku při pohybu pístnice rychlostí $v = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Grafy vlevo - zasouvání pístnice, vpravo - vysouvání pístnice	78
75	Experimentální měření ohřevu oleje v hydraulickém obvodu LIHJ	78
76	Experimentální měření - časové průběhy tlaků a teploty v LIHJ [4]	79
77	Experimentální měření - detail časových průběhů tlaků	79
78	Graf závislosti tlakové ztráty na průtoku - přímé porovnání simulačních výsledků s experimentálním měřením	81
79	Graf závislosti procentuální odchylky na průtoku, přímé porovnání simulačních výpočtů	81
80	Hlavní okno simulačního softwaru [4]	82
81	Ostatní okna simulačního softwaru	83
82	Graf - ohřev oleje v čase - nepřímé porovnání simulačních výsledků s experimentálním měřením [4]	83
83	Graf - Odchylka naměřených a simulovaných hodnot - nepřímé porovnání simulačních výpočtů [4]	84
84	Tabulka tepelných výkonů hydraulických prvků	86
85	Graf procentuálního podílu tepelného výkonu, zadané parametry: 26 pracovních cyklů, rychlost pohybu pístnice $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, hmotnost břemene $m_b = 125 \text{ kg}$, hmotnost závěsu je $m_z = 73,3 \text{ kg}$	87
86	Řídicí hydraulická kostka - metoda 3-D lití	89

14 Seznam tabulek

Seznam tabulek

1	Vstupní data, výsledky simulace, kanál: čerpadlo → RV	48
2	Vstupní data, výsledky simulace kanál: RV → olejová nádrž	50
3	Vstupní data, výsledky simulace kanál: RV → akumulátor	52
4	Vstupní data, výsledky simulace kanál: zpětný tok oleje skrze odlehčovací kostku	54
5	Průtok oleje hydraulickými kostkami v závislosti na rychlosti pohybu pístnice	57
6	Vstupní data, výsledky simulace, kanál: přívod tlakového oleje	58
7	Vstupní data, výsledky simulace kanál: odpadní vedení oleje	60
8	Vstupní data, výsledky simulace, kanál: PV → pístnice	62
9	Vstupní data, výsledky simulace, kanál: píst → PV	63
10	Vstupní data, výsledky simulace kanál: PV → píst	65
11	Vstupní data, výsledky simulace kanál: pístnice → PV	66
12	Srovnání vlivu stlačitelnosti na hydraulickém vedení: přívod tlakového oleje	68
13	Seznam použitých měřidel - experimentální část stanovení tlakových poměrů v řídicím bloku	75
14	Seznam použitých měřidel - experimentální část stanovení doby ohřevu oleje v hydraulickém obvodu zvedacího zařízení	77
15	Přímé srovnání simulačních výsledků s experimentem	80
16	Srovnání cen jednotlivých typů výroby hydraulické řídicí kostky	89

15 Seznam příloh

1	Příloha č. 1.....	99
2	Příloha č. 2.....	103
3	Samostatné přílohy.....	107

příloha č. 1 SPECIFIKACE PRVKŮ				
Pos.	Poč. kusů	Název	Typ, číslo výkresu Objednáací číslo	Výrobce
1. LINEÁRNÍ INTEGROVANÁ HYDR.JEDNOTKA				
1.01	1	Tlakový spínač	HED 4	BOSCH REXROTH RE 30 174
1.02	1	Konektor	3P Z15L M24VDC SPEZ,R901017048	BOSCH REXROTH
1.03	2	Zpětný ventil	M-SR 15 KE05-1X/	BOSCH REXROTH
1.04	4	Zpětný ventil	M-SR 8 KE05-1X/	BOSCH REXROTH
1.05	2	Pojistný ventil	DBDS 10 K 1X/200	BOSCH REXROTH
1.06A	1	Proporcionální rozvaděč	4WRSE 6V - A1 - 32/...	BOSCH REXROTH
1.06B	1	Proporcionální rozvaděč	WRPNH6C1	BOSCH REXROTH
1.07	1	Konektor	DIN EN 175 21 - 804, R900223890	BOSCH REXROTH
1.08	1	Pojistný ventil	DBDS 20 K 1X/50	BOSCH REXROTH
1.09	2	Sedlový rozvaděč	M-3 SED 6 UK 1X/350 C G24 N9K4	BOSCH REXROTH
1.10	2	Clona v kanále A	0,8 mm	BOSCH REXROTH
1.11	2	Konektor	Z5L2 (B) LED24V*BG, R901017027	BOSCH REXROTH
1.12	2	Víko logického ventilu	LFA 16 WEA-71/A08	BOSCH REXROTH
1.13	2	Logický ventil	LC 16 A40 E 7X/-004	BOSCH REXROTH
1.14	1	Tlakový snímač	HM17-1X/250-C/V0/0	BOSCH REXROTH
1.15	1	Konektor	obj. č. 0779509	BOSCH REXROTH

Obj	Změna	Datum	Podpis
a)	Specifikace uzlů 2,3,4	12/09	
b)	Aktualizace stavu	01/10	
c)			
d)			
Kreslil	Ing. Vepřek J.	Datum	10/09
Kontr.	Ing. Ožana O.	Č hmotnost (kg)	
Schválil	Ing. Ožana M.	Čalk hm. (kg)	
Zakázka č.	3124.00-02-09DT	List	1
Č funkč sch	3-OCH-32 794/C	Listů	4

Název:
HYDRAULICKE SCHEMA
LINEÁRNÍ IHJ
TIP

Čís. výkresu
4-OCH-32 794/D


příloha č. 1		SPECIFIKACE PRVKŮ		
Pos.	Poč. kusů	Název	Typ, číslo výkresu Objednací číslo	Výrobce
1.16	9	Přípojka MINIMESS	MINIMESS 1620 * 2103-01-18.00	HYDROTECHNIK
1.17	1	Hydraulický válec	CDM1MS2/63/36/1500A10 B1 CKD TWW	BOSCH REXROTH
1.18	1	Absolutní snímač polohy+konektor	ATM60-A1A12X12	SICK
1.19	1	Inkrementální snímač+konektor	DGS 60-C1A04096	SICK
1.20	1	Kapacitní snímač polohy	XS612B1PAM12	TELEMECHANIQUE
1.21				
1.22	2	Koncový snímač+konektor	A08FD1-15377 FD531	PIZZATO
1.23	1	Kostka	2 - OCH - 26 751	OCHI
1.24	1	Tlakový spínač	PN 5001	IFM ELECTRONIC
1.25	3	Konektor	E 11 861	IFM ELECTRONIC
1.26	2	Tlakový snímač	PA 3021	IFM ELECTRONIC
1.27				
2. HYDRAULICKÝ AGREGÁT				
2.01	1	Kompaktní agregát	SMA 05-36/16.0-A0-42S.K-000/	ARGO HYTOS
2.01.1	1	Nádrž	8 l, válcová plastová, horizontální	
2.01.2	1	Cerpadlo	3,6 cm ³ /ot; p _{max} =200 (250)bar; 4,7l/min	
2.01.3	1	Elektromotor	1,5kW; 230/400V; 1410 ot.min ⁻¹	

Obj.	Změna	Datum	Podpis
a)	Specifikace uzlů 2,3,4	12/09	
b)	Aktualizace stavu	01/10	
c)			
d)			

Kreslil	Ing. Vepřek J.	Datum	10/09
Kontr.	Ing. Ožana O.	Číselnost (kg)	
Schválil	Ing. Ožana M.	Čelk. hm. (kg)	
Zakázka č.	3124.00-02-09DT	List	2
Číselnost sch.	3-OCH-32 794/C	Listů	4

 OCHI INŽENÝRING	
Název: HYDRAULICKE SCHEMA LINEÁRNÍ IHJ TIP	
Čís. výkresu 4-OCH-32 794/D	



příloha č. 1		SPECIFIKACE PRVKŮ		
Pos.	Poč. kusů	Název	Typ číslo výkresu Objednací číslo	Výrobce
2.01.4	1	Filtr	Sání 60µm	
2.01.5	1	Držák agregátu	Vysoký držák	
2.02	1	Rozvodná kostka	3-OCH-32 986	OCHI
2.03	1	Rozvaděč 3/2	3WE6 B 6X / E G24 N9 K4	BOSCH-REXROTH RD23163
2.04	1	Konektor	3P Z5L	
2.05	1	Přípojka MINIMESS p/T	MINIMESS 1620 * 2149-04-15.13	HYDROTECHNIK
2.06	1	Konzola agregátu	3 - OCH - 32 886	OCHI
2.07	1	Zpětný ventil	RV S16G1/2PE-0,5 OM+SV-A3C	BOSCH-REXROTH AB 21-12
2.08				
3. AKUSTANICE				
3.01	1	Rám akustanice	2-OCH-32 885	OCHI
3.02	1	Pístový akumulátor	AP25K250C180G8G8V-0	EPOLL
3.03	2	Objímka akumulátoru D215	201.271	OLAER
3.04	1	Pojistný blok akumulátoru	ABZSS 10 E-3 / 210E/S 13G...	BOSCH REXROTH
3.04.1	1	Pojistný ventil	DBDS6K1X/210 E	BOSCH REXROTH
3.04.2	1	Konektor	3P Z5L1M 24V; R901017026	BOSCH REXROTH
3.05	1	Tlakový snímač	HM 17-1X/315C/V0/0,	RE30269

Om	Změna	Datum	Podpis	
a)	Specifikace uzlů 2,3,4	12/09	<u>Podpis</u>	 OCHI INŽENÝRING
b)	Aktualizace stavu	01/10	<u>Podpis</u>	
c)				
d)				
Kreslil	Ing. Vepřek J.	Datum	10/09	Název: HYDRAULICKE SCHEMA LINEÁRNÍ IHJ TIP
Kontr.	Ing. Ožana O.	<u>Č</u> hmotnost (kg)		
Schválil	Ing. Ožana M.	<u>Č</u> lk. hm. (kg)		Čís. výkresu 4-OCH-32 794/D
Zakázka č.	3124.00-02-09DT	List	3	
<u>Č</u> funkč. sch	3-OCH-32 794/C	Listů	4	

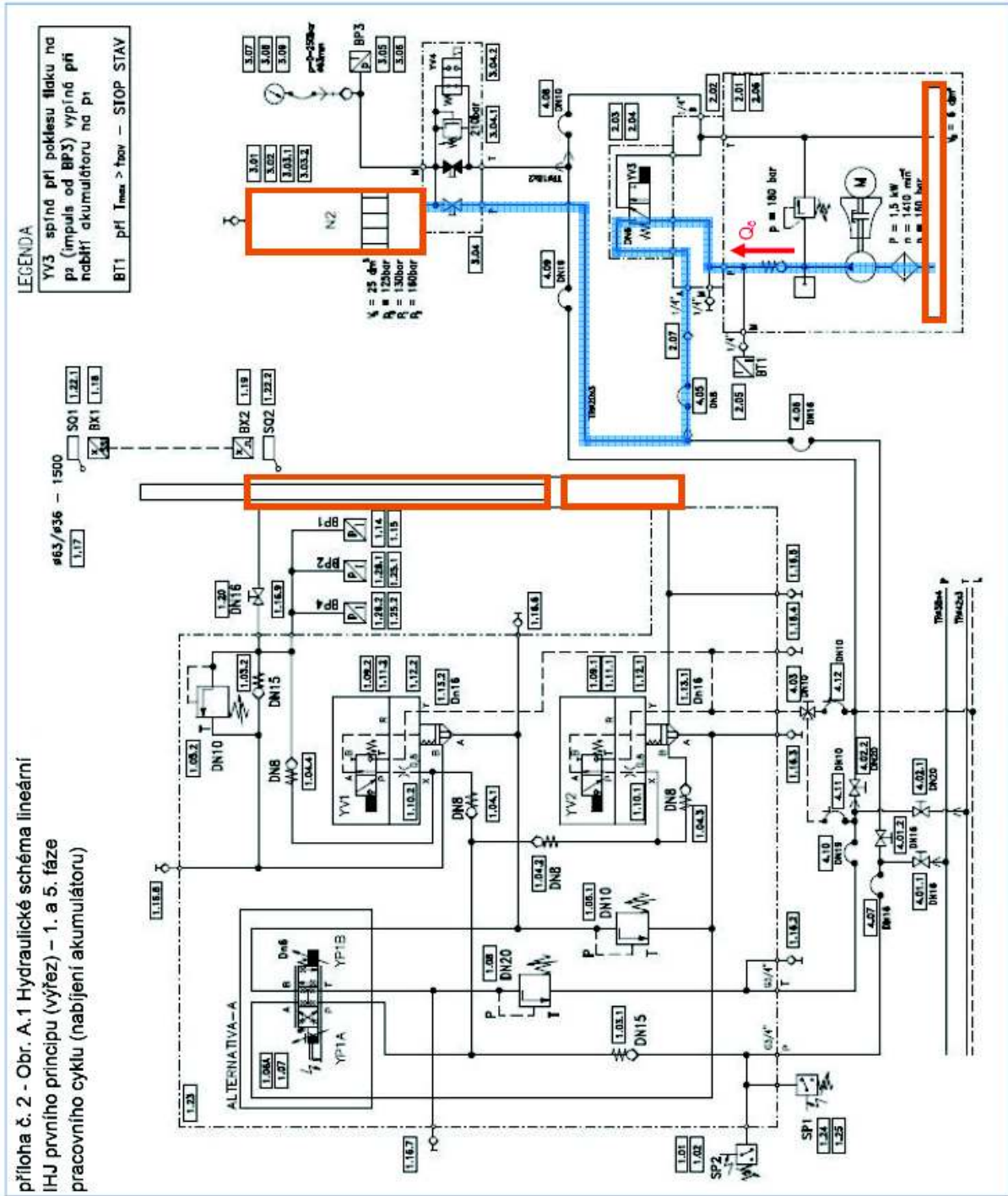
příloha č. 1		SPECIFIKACE PRVKŮ		
Pos.	Poč. kusů	Název	Typ, číslo výkresu Objednací číslo	Výrobce
3.06	1	Konektor	4P E11509	IFM ELECTRONIC
3.07	1	Manometr	DN63, 0-250 BAR - ZADNI VYSTUP	BARPIS
3.08	1	Přípojka <u>minimes</u> s převlekem	SMK20-08S-PK	BARPIS
3.09	1	Měřicí hadice	SMS 20/M - 1500 A	BARPIS
4. POTRUBNÍ ROZVOD				
4.01	2	Kulový ventil	AB 21-18 / 20SR-400	BOSCH REXROTH
4.02	2	Kulový ventil	AB 21-18 / 22LR-160	BOSCH REXROTH
4.03	1	Kulový ventil třícestný	BK3 12L - T	
4.04				
4.05	1	Hadice P (<u>agr-aku</u>)	2SN 8x900mm / DKOS 90°20x1,5 / DKOS 90°20x1,5	TGC
4.06	1	Hadice P (<u>aku-kul</u>)	2SN 16x600mm / DKOS 90°30x2 / DKOS 30x2	TGC
4.07	1	Hadice P (<u>kul-kostka</u>)	2SN 16x700mm / DKOS 90°18x1,5 / DKOS 18x1,5	TGC
4.08	1	Hadice T (<u>agr-aku</u>)	2SN 10x900mm / DKOL 90°18x1,5 / DKOL18x1,5	TGC
4.09	1	Hadice T (<u>aku-kul</u>)	2SN 19x700mm / DKOL 30x2 / DKOL30x2	TGC
4.10	1	Hadice T (<u>kul-kostka</u>)	2SN 19x600mm / DKOL 90°30x2 / DKOL30x2	TGC
4.11	1	Hadice L (<u>kul-kostka</u>)	2SN 10x700mm / DKOL 90°18x1,5 / DKOL 18x1,5	TGC
4.12	1	Hadice L (<u>kostka-potr</u>)	2SN 10x600mm / DKOL 90°18x1,5 / DKOL 18x1,5	TGC

Číslo	Změna	Datum	Podpis
a)	Specifikace uzlů 2,3,4	12/09	<u>Podpis</u>
b)	Aktualizace stavu	01/10	<u>Podpis</u>
c)			
d)			

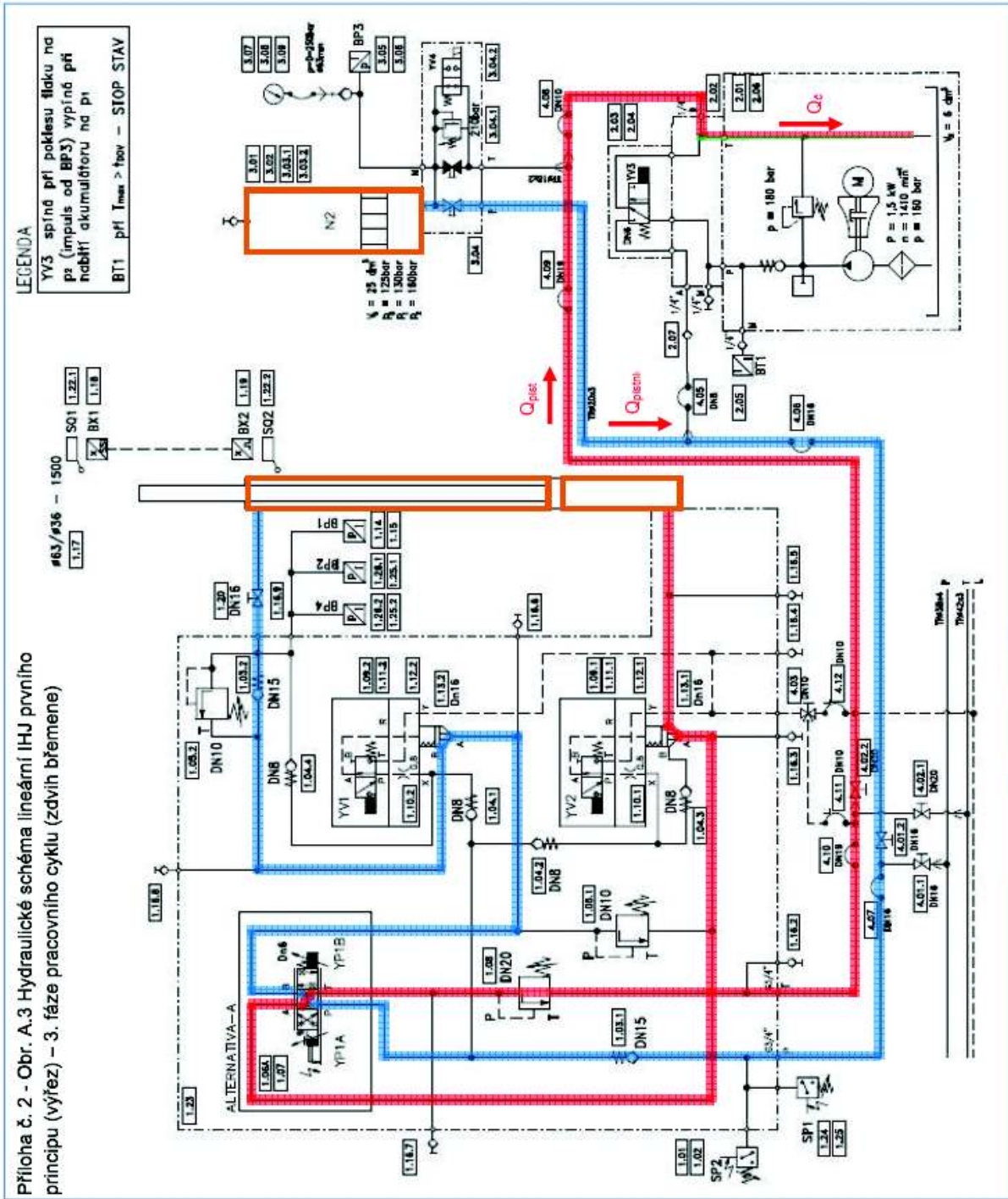
Kreslil	Ing. Vepřek J.	Datum	10/09
Kontr.	Ing. Ožana O.	Číslo (kg)	
Schválil	Ing. Ožana M.	Číslo (kg)	
Zakázka č.	3124.00-02-09DT	List	4
Číslo sch.	3-OCH-32 794/C	Listů	4

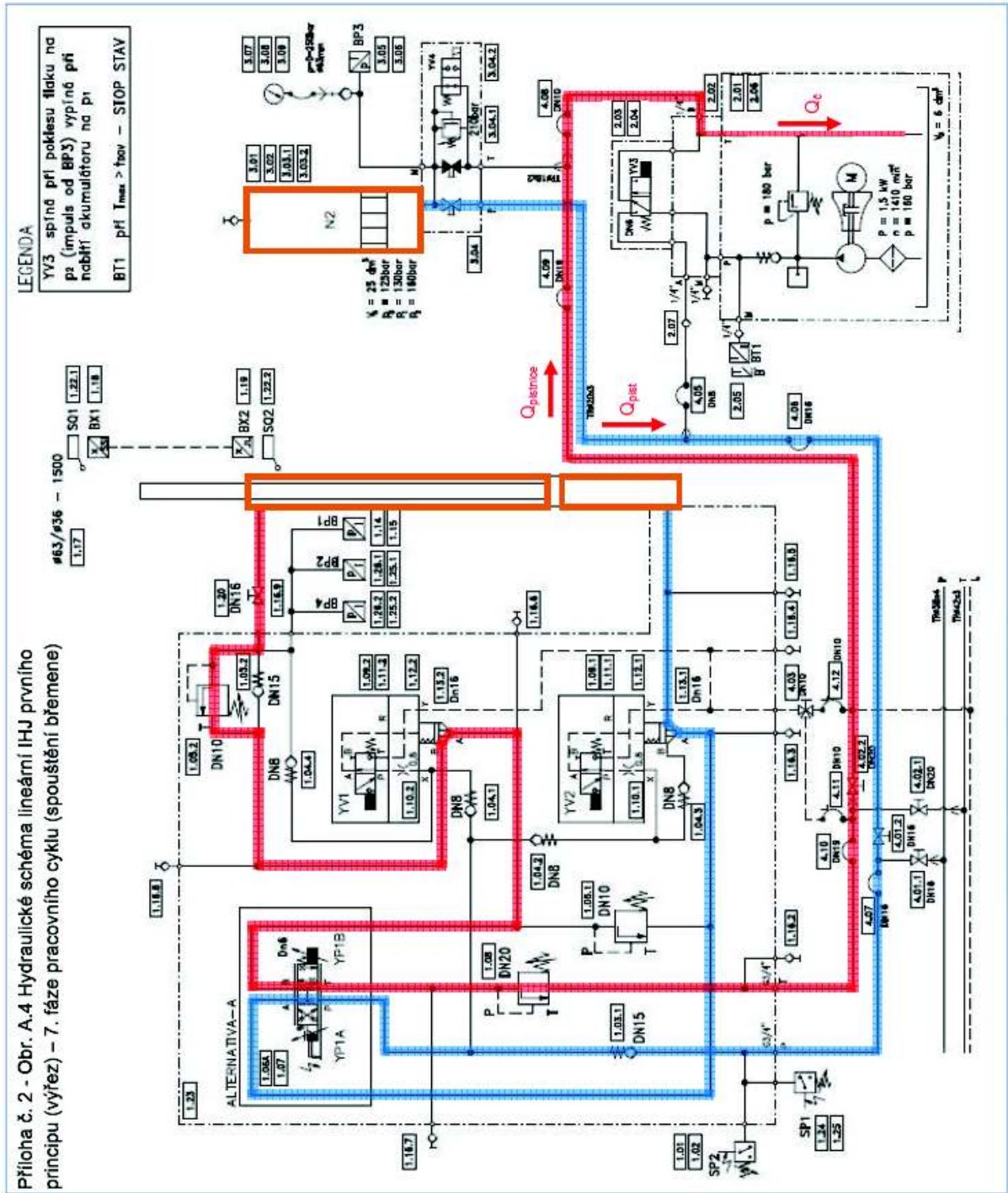
 	
Název: HYDRAULICKE SCHEMA LINEÁRNÍ IHJ TIP	
Čís. výkresu 4-OCH-32 794/D	

příloha č. 2 - Obr. A.1 Hydraulické schéma lineární IH-J prvního principu (výřez) - 1. a 5. fáze pracovního cyklu (nabíjení akumulátoru)

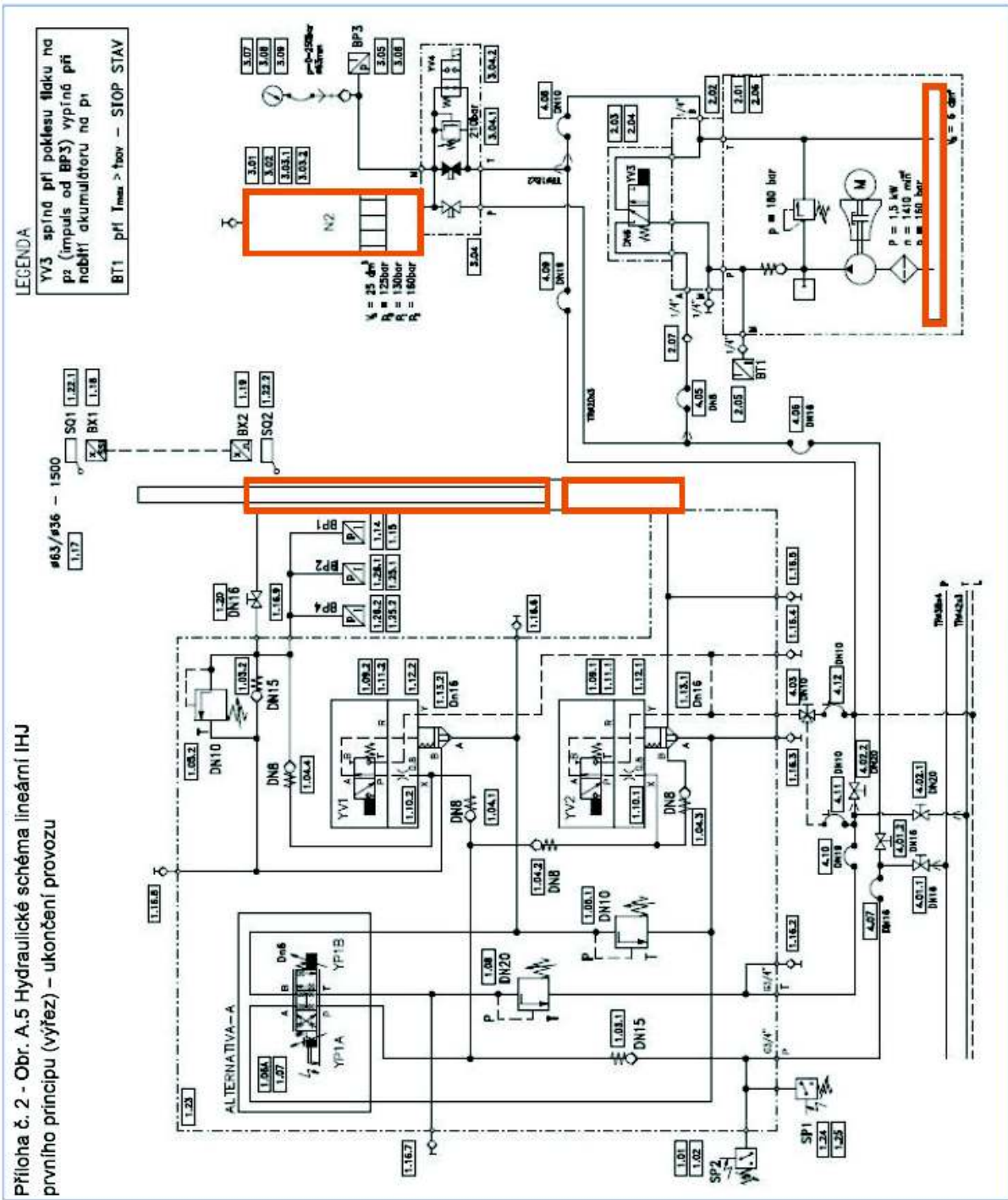


Příloha č. 2 - Obr. A.3 Hydraulické schéma lineární IHJ prvního principu (výřez) - 3. fáze pracovního cyklu (závln břemene)





Příloha č. 2 - Obr. A.5 Hydraulické schéma lineární IHJ prvního principu (výřez) – ukončení provozu



16 Samostatné přílohy