



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**VÝVOJ SIMULAČNÍHO NÁSTROJE
PRO SEMI-HERMETICKÝ KOMPRESOR
S CÍLEM ZLEPŠENÍ ÚČINNOSTI**

DEVELOPMENT OF SIMULATION TOOL FOR SEMI-HERMETIC COMPRESSOR
WITH THE OBJECTIVES TO IMPROVE EFFICIENCY

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Ján Tuhovčák

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. Miroslav Jícha, CSc.

BRNO 2017

Abstrakt

Kompresory sú využívané naprieč celým technickým spektrom a súčasný trend nízkej ekologickej záťaže zvyšuje tlak na ich účinnosť a ekonomickú prevádzku. Počas vývojového procesu nového kompresoru je možné využiť simulačné nástroje na analýzu konštrukčného návrhu a identifikovať kritické miesta a problémy, ktoré by mohli viesť k zníženej účinnosti kompresoru. Voľba optimálneho simulačného nástroja je závislá na úrovni detailov, ktoré je nutné analyzovať. Pri analýze globálnych parametrov kompresoru sa javia ako najvhodnejšia voľba bilančné modely, ktoré poskytujú rýchle a relatívne presné výsledky základných parametrov kompresoru. Cieľom tejto práce je vývoj vlastného simulačného modelu pre piestové kompresory, ktorý bude schopný predpovedať vlastnosti kompresoru na základe geometrických rozmerov a ventilovej charakteristiky. Použitím metódy energetickej bilancie sú analyzované procesy vo valci a tepelné pochody medzi jednotlivými komponentami kompresoru. Simulačné modely boli verifikované a experimentálne overené na reálnych kompresoroch, takže je možné ich využiť za určitých podmienok pre všetky piestové kompresory. Matematické modely boli naprogramované v prostredí Matlab a je tak možné ich ďalej rozširovať, prípadne kombinovať s inými simulačnými nástrojmi. Predkladaná práca obsahuje detailný rozbor vzťahov na zistenie koeficientu prestupu tepla vo valci kompresoru a tiež porovnanie týchto vzťahov s numerickým modelom a analýzu vplyvu na účinnosť.

Kľúčové slová

kompresor, prestup tepla, energetická bilancia, ventilová charakteristika, prehrievanie plynu

Summary

Compressors are widely used across the all technical fields and current pressure on ecology increases the demand for more effective compressor with economical operation costs. The reasons for inefficiencies must be identified during the development process of a new compressor, where simulation tools might become very useful. There are many different tools for compressor analysis and choosing the right one is mostly dependent on the level of detail that must be analyzed. Models based on energy balance seem to be appropriate when the global parameters of a compressor are demanded. These models offer quick results with reasonable degree of accuracy in terms of basic compressor characteristics. The goal of this thesis is to develop such a simulation tool for a reciprocating compressor. The tool can predict compressor behavior based on compressor dimensions and valve properties. The processes inside the cylinder and heat transfer between the components of a compressor are analyzed using energy balance equation. Simulation tools were verified and experimentally validated using two different types of compressors, therefore they might be used for any reciprocating compressor under some conditions. Mathematical solution was developed in Matlab and therefore it is possible to add new sub-models or to couple the actual model with other simulation tools. This work also contains an analysis of heat transfer models used to predict heat transfer coefficient inside the cylinder and comparison with complex numerical approach. Impact of heat transfer on the compressor efficiency was evaluated too.

Keywords

compressor, heat transfer, energy balance, valve characteristics, gas superheating

Bibliografická citácia

TUHOVČÁK, J. *Vývoj simulačního nástroje pro semi-hermetický kompresor s cílem zlepšení účinnosti*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 130 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Miroslav Jícha, CSc..

Prehlásenie

Prehlasujem, že som dizertačnú prácu *Vývoj simulačného nástroje pro semi-hermetický kompresor s cílem zlepšení účinnosti* vypracoval samostatne pod vedením školiteľa prof. Ing. Miroslava Jíchu, CSc. a s použitím uvedenej literatúry.

Ing. Ján Tuhovčák

Pod'akovanie

Rád by som na tomto mieste poďakoval všetkým, ktorí mi pomohli počas doktorandského štúdia a písania tejto práce. V prvej rade patrí vďaka prof. Ing. Miroslavovi Jíchovi, CSc, ktorý mi vytvoril vhodné podmienky na štúdium a podporoval ma v mojej práci, ďalej Ing. Jířimu Hejčíkovi, Ph.D., za odbornú pomoc, trpezlivosť a čas strávený konzultáciou o problematike kompresorov.

Vďaka patrí aj všetkým kolegom z OTTP, ktorí vytvorili príjemné prostredie na prácu a boli ochotní preberať, konzultovať a pomáhať pri riešení problémov spojených s touto prácou.

V neposlednej rade patrí veľká vďaka rodičom, bez ktorých by štúdium na VUT v Brne nebolo vôbec možné a počas celej doby ma podporovali nielen morálne. Vďaka patrí aj Tebe.

Ďakujem!

Obsah

Vymedzenie cieľov dizertačnej práce	10
Úvod	13
1 Kompresory	14
1.1 Druhy kompresorov	14
1.2 Procesy v kompresore a účinnosť kompresoru.....	16
1.3 Ventily	23
1.4 Prenos tepla	25
1.5 Netesnosti	26
2 Matematické modely pre kompresory	27
2.1 Modely procesov vo valci kompresoru	27
2.1.1 Modely založené na rovnici polytropického deja.....	27
2.1.2 Modely založené na energetickej bilancii.....	29
2.1.3 Numerické modely	31
2.2 Metódy riešenia prenosu tepla v kompresore	32
2.2.1 Metóda tepelnej siete.....	33
2.2.2 Numerické CFD metódy a hybridné termálne modely.....	35
2.3 Prenos tepla vo valci kompresora.....	35
3 Matematický model kompresoru.....	40
3.1 Termodynamický model kompresoru.....	40
3.1.1 Kľukový mechanizmus.....	40
3.1.2 Energetická analýza kontrolného objemu.....	41
3.1.3 Ventily	42
3.1.4 Úniky pracovného plynu netesnosťami	45
3.1.5 Overenie termodynamického modelu.....	46
3.2 Termálna analýza kompresoru	54
3.2.1 Overenie termálneho modelu.....	56
3.3 Prestup tepla vo valci kompresoru.....	62
3.3.1 Porovnanie integrálnych modelov prestupu tepla.....	63
3.3.2 Riešenie prestupu tepla vo valci kompresoru pomocou numerických metód	69
4 Experimentálna validácia matematických modelov	76
4.1 Experimentálna trať a metodika merania	76
4.2 Ventilová charakteristika kompresoru.....	79
4.3 Validácia termodynamického modelu	83
4.3.1 Dôvody nepresností	88

4.4	Validácia termálneho modelu	91
4.4.1	Validácia hybridného modelu	97
5	Možnosti ďalšieho výskumu	99
	Záver	101
	Zoznam použitých zdrojov	103
	Vlastné publikácie autora.....	109
	Publikácie autora s iným zameraním	109
	Zoznam použitých symbolov a skratiek.....	110
	Zoznam obrázkov.....	114
	Zoznam tabuliek.....	116
	Príloha A	117
	Príloha B	119
	Príloha C	121
	Príloha D.....	123
	Príloha E	129

Vymedzenie cieľov dizertačnej práce

Ciele dizertačnej práce sú stanovené v súlade so štátnou doktorskou skúškou a sú špecifikované v nasledujúcich bodoch:

- literárny prehľad matematických modelov používaných na analýzu kompresorov,
- vývoj simulačného nástroja pre piestové kompresory s cieľom analyzovať vlastnosti kompresoru,
- overenie funkčnosti simulačného nástroja a experimentálna validácia na reálnom kompresore,
- analýza ventilovej charakteristiky skutočného kompresoru a matematický popis ventilov,
- analýza prenosu tepla vo valci kompresoru,
- zhodnotenie dosiahnutých výsledkov a vyvodenie záverov,
- vytvorenie ucelenej publikácie, ktorá bude slúžiť ako základ pre ďalší výskum v oblasti kompresorov na domovskom pracovisku.

Úvod

Kompresory nachádzajú svoje uplatnenie takmer vo všetkých technických oblastiach a sú podstatným prvkom vo výrobe, ťažbe, transporte, alebo chladení, či dokonca uchovávaní energie vo forme stlačeného vzduchu. Význam kompresorov potvrdzuje aj ich podiel na celosvetovej spotrebe energie. *Kaminský* [1] uvádza, že až 30 % elektrickej energie vo svete je spotrebovanej kompresormi. Systémy vyrábajúce stlačený vzduch sa podieľajú na elektrickej spotrebe 10 % v EÚ, približne 20 % v Japonsku a až 30 % v USA, [2], [3]. Základným prvkom týchto systémov je vždy kompresor. Ďalší dôležitý sektor je chladiaca technika. Podľa [4], [5] tvoria chladiace systémy 8 % elektrickej spotreby v domácnostiach v USA. Ďalší zdroj [6] uvádza, že v roku 2005 sa v USA spotrebovalo až 15 % elektrickej energie na pohon chladiacich systémov, pričom na pohon kompresoru sa spotrebuje až 70 % dodávanej energie. Z uvedených čísel je jasné, že kompresory sa významne podieľajú na spotrebe energie a tak aj produkcií emisií v ovzduší. Z tohto dôvodu je venovaná kompresorom pozornosť s cieľom zvýšiť ich účinnosť, znížiť náročnosť prevádzky a minimalizovať tak ich negatívny dopad na životné prostredie.

V súčasnosti dokážu výrobcovia kompresorov vyrobiť kompresory s pomerne vysokou účinnosťou, bohužiaľ je vysoká účinnosť často dosiahnutá použitím moderných technológií, ktoré podstatne zvyšujú výrobné náklady kompresoru. Snaha výrobcov je teda nájsť rovnováhu medzi účinnosťou a nákladmi, tak aby bol produkt zaujímavý pre spotrebiteľov a zároveň spĺňal požiadavky kladené na účinnosť a spoľahlivosť. Pri návrhu nových kompresorov je preto nutné často testovať rôzne konštrukčné varianty. V tomto bode majú svoju nezastupiteľnú úlohu simulačné nástroje, ktoré sa s rozvojom výpočtovej techniky významne rozšírili a v dnešnej dobe sú nevyhnutným prvkom pri vývoji a výrobe nových kompresorov.

Predkladaná dizertačná práca sa venuje návrhu simulačného nástroja pre piestový kompresor a jeho validácií pre konkrétny typ piestového kompresoru. K dispozícii je pomerne veľké množstvo rozličných simulačných nástrojov využiteľných na analýzu piestových kompresorov, výber vhodného však závisí najmä na požadovaných výstupoch. Existujú nástroje s vysokým stupňom presnosti, ktoré detailne simulujú deje v kompresore, ale ich výpočtová a časová náročnosť je často neakceptovateľná vo výrobnom procese. Na druhom konci spektra sú nástroje, ktoré len veľmi hrubo popisujú procesy vo vnútri kompresoru, ale je možné získať takmer okamžitý odhad vlastností kompresoru. Matematický model vyvíjaný v rámci dizertačnej práce sa nachádza uprostred tohto spektra. Jeho zásadnou výhodou je rýchlosť výpočtu a jednoduchá možnosť prepojenia s ďalšími modelmi (napr. model celého chladiaceho systému, modely simulujúce systémy pre výrobu stlačeného vzduchu atď.) a taktiež univerzálnosť pre rôzne typy kompresorov. Tieto modely sa začali používať pre kompresory už pred tridsiatimi rokmi a s rôznymi úpravami sa používajú až dodnes. V rámci predkladanej dizertačnej práce bol tento model naprogramovaný v prostredí Matlab a validovaný pre rôzne typy kompresorov. Časť dizertačnej práce sa venuje aj stavbe experimentálnej trate práve za účelom validácie vyvíjaných simulačných nástrojov.

1

Kompresory

Prvý kompresor sa údajne objavil na svete 3000 rokov p.n.l, kedy Babylončania ručne stláčali mechy a tak vyrábali stlačený vzduch, potrebný pre výrobu nástrojov a zbraní. Prvý piestový kompresor s konštrukciou akú poznáme dnes sa objavil v roku 1894. Ventily kompresoru navrhol *Hans Hoerbiger*, ktorý zároveň založil firmu na výrobu ventilov pre kompresory, fungujúcu úspešne dodnes. Na konci 19. storočia sa začala výroba turbokompresorov v Anglicku a Francúzsku a neskôr, v roku 1907 aj v Škodových závodoch v bývalom Rakúsko-Uhorsku. Kompresory v chladiacich okruhoch prišli postupne počas 20. storočia, najprv otvorené, následne polohermetické a hermetické [1], [7].

Z hľadiska aplikácie sa kompresory rozdeľujú do dvoch základných kategórií: Kompresory industriálne a kompresory v chladiacich okruhoch. Industriálne kompresory sú často vyrábané na zákazku a líšia sa tak kus od kusu. Jedná sa hlavne o obrovské kompresorové stroje, slúžiace na ťažbu ropy a plynov, ich dopravu, prípadne kompresory v petrochemickej výrobe. Menšie priemyselné kompresory sú vyrábané sériovo a slúžia na pohon pneumatických zariadení a tiež vo výrobe. Tieto kompresory používajú najčastejšie vzduch ako pracovné médium, ale používajú sa aj iné plyny. Druhú významnú skupinu tvoria chladiace kompresory, ktoré pracujú s chladivami v uzavretom okruhu a sú produkované vo veľkosériovej výrobe.

1.1 Druhy kompresorov

Kompresory sa delia podľa spôsobu činnosti do dvoch základných skupín:

a) Objemové

Nasávaný vzduch sa uzavrie v pracovnom priestore a jeho postupným zmenšovaním dochádza k zvyšovaniu tlakovej energie.

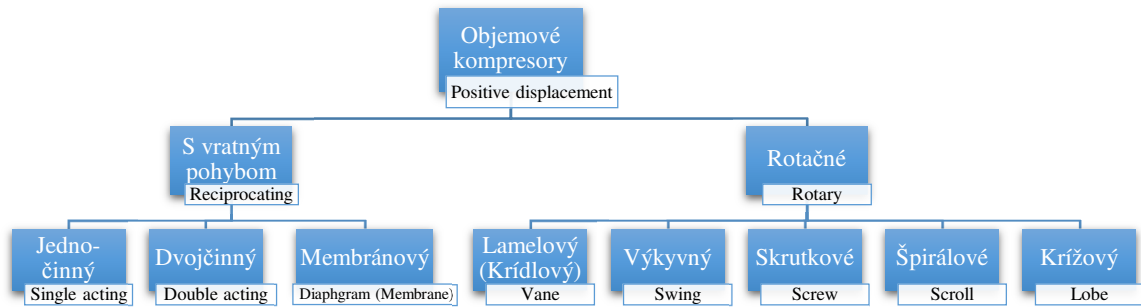
b) Rýchlostné (dynamické)

Pracovný priestor sa nemení, kompresor zvyšuje kinetickú energiu plynu, ktorá sa následne zmení v statickú na energiu tlakovú. Tieto kompresory sa uplatňujú tam, kde je nutné zabezpečiť veľké prietoky pracovného plynu. Delia sa na axiálne a radiálne.

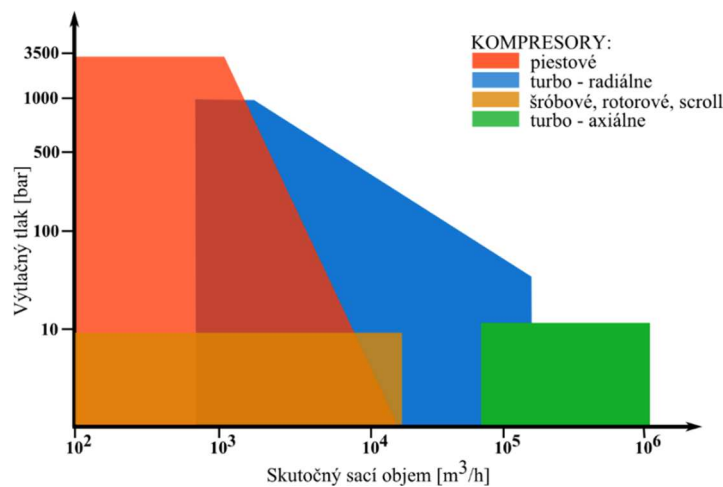
Táto práca je zameraná na kompresory objemové, ktoré majú niekoľko ďalších podkategórií, vid' obrázok 1.1. Pri niektorých anglických názvoch kompresorov je občas náročné nájsť presný ekvivalent v slovenskom jazyku, preto sú uvádzané názvy v slovenskom aj v anglickom jazyku. Kompresor typu *Swing*, je v slovenskom názvosloví pomenovaný ako výkyvný kompresor, ale s veľmi podobnou konštrukciou existuje ešte kompresor valivý. Rozdiel je v konštrukcii ventilového jazýčka. Kompresory s vratným pohybom (piestové) je možné rozdeliť ešte do podkategórií: s kľukovým mechanizmom alebo s lineárnym pohonom.

V závislosti na aplikácii je nutné zvoliť správny kompresor. Hlavnými určujúcimi faktormi sú požadovaný výtláčny tlak a prietok pracovného plynu. Obrázok 1.2 zobrazuje rozsah použitia

jednotlivých typov kompresorov. Diagram má však len informatívny charakter, pretože vďaka vývoju a modernej regulácii sa jednotlivé kategórie čím ďalej, tým viac prekrývajú.



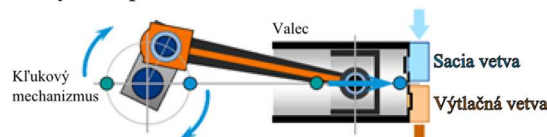
Obrázok 1.1: Rozdelenie objemových kompresorov.



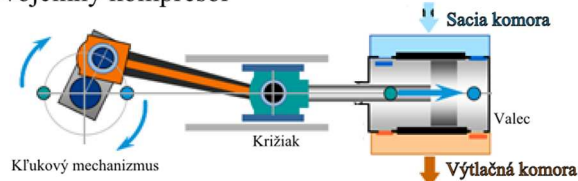
Obrázok 1.2: Oblasť využitia rôznych druhov kompresorov [8].

Zameranie dizertačnej práce je na piestové kompresory, ktoré je ešte možné deliť na ďalšie podkategórie, podľa počtu stupňov, polohy piestu, mazania, chladienia, pohonu atď. Špeciálny typ kompresorov tvoria tzv. dvojitinné (*double-acting*) kompresory (obrázok 1.3), ktoré stláčajú plyn vo valci nielen pri pohybe do hornej úvrate (ďalej len HÚ), ale aj pri pohybe do dolnej úvrate (DÚ). Využívajú sa hlavne v priemyselnej sfére a nie sú úplne bežné v chladiacich okruhoch pre komplikovanejšiu konštrukciu a problémy s tesnením.

Jednočinný kompresor



Dvojitinný kompresor



Obrázok 1.3: Jednočinný a dvojitinný kompresor [8].

Posledné delenie kompresorov je podľa stupňa otvorenosti:

a) Hermetické

Kompresor je aj s motorom umiestnený v uzavretej nerozoberateľnej skrini a žiadna pohyblivá časť nie je mimo skrine. Tieto kompresory sú využívané v malých chladiacich zariadeniach, napr. chladničky, klimatizácia, výčapy atď..

b) Semihernetické (polohermetické)

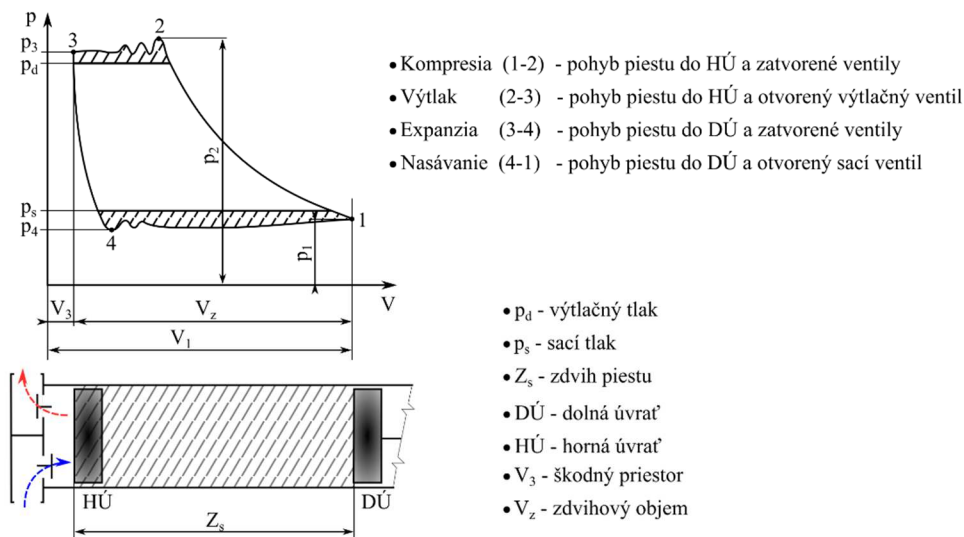
Kompresor je umiestnený aj s motorom v rozoberateľnej skrini. Tieto kompresory sú rozmerovo väčšie ako hermetické a ich aplikácia je hlavne v priemyselnom chladení.

c) Otvorené

Pohon otvoreného kompresoru je vyvedený mimo plášť kompresoru. Hriadeľ je tesnená pomocou upchávok. Tento typ kompresoru dovoľuje väčšiu variabilitu pohonného mechanizmu ako je tomu u predchádzajúcich typov, na druhú stranu nastáva väčší problém s únikmi chladiva.

1.2 Procesy v kompresore a účinnosť kompresoru

Podľa *Pandeya a Soedel* [9] je výkon stroja definovaný ako schopnosť plniť úlohu, ktorá mu bola pridelená. V prípade chladiacich kompresorov je to schopnosť zabezpečiť dostatočné množstvo chladiva pre príslušné pracovné podmienky, t.j. sací a výtlačný tlak [10]. V prípade priemyselných kompresorov platí v podstate rovnaký princíp a to je dosiahnuť požadovaný výtlačný tlak a zabezpečiť dostatočný prietok pracovného plynu pri čo najmenej spotrebe energie. Pomer vykonanej práce a spotrebovanej energie následne formuje účinnosť.



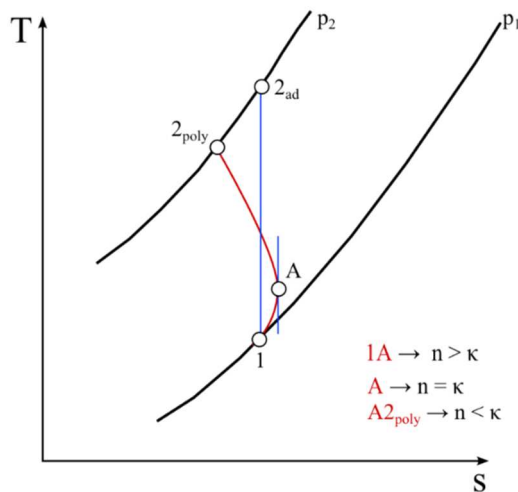
Obrázok 1.4: Pracovný cyklus kompresoru a popis jednotlivých dejov.

Prácu vykonanú kompresorom je možné zistiť z indikátorového p - V diagramu a je to plocha ohraničená krivkami jednotlivých dejov vo valci. V ideálnom kompresore prebiehajú procesy za nasledujúcich podmienok:

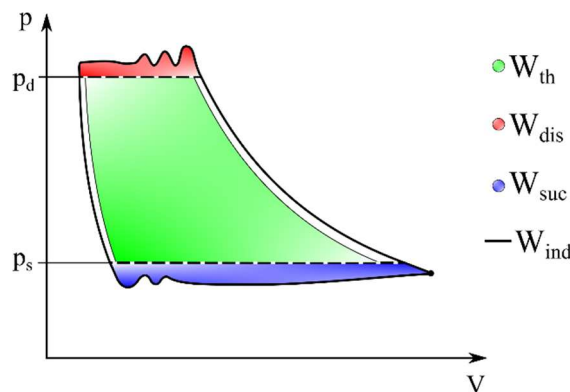
- proces nasávania a výtlačku je izobarický,
- kompresia a expanzia je adiabatická,
- pracovný plyn je považovaný za ideálny.

Pokiaľ sú uvedené podmienky splnené, môžeme hovoriť o ideálnom kompresore, ktorého jednotlivé pracovné deje sú vratné, kompresor pracuje bez strát v sacej a výtlačnej vetve, nedochádza k tepelným pochodom medzi pracovným plynom a stenami kompresoru a ani k únikom netesnosťami. Geometria kompresoru však zostáva rovnaká pre ideálny aj skutočný kompresor (obrázok 1.4) [11].

Postupnosť dejov v kompresore je zrejmalá z obrázku 1.4, ktorý zároveň ukazuje rozdiel medzi ideálnym a skutočným kompresorom v p - V diagrame. Šrafované plochy zobrazujú tlakové straty vytvorené prietokom pracovného plynu cez sací ventil (saciu komoru) a výtlačný ventil (výtlačnú komoru). Odklon krivky kompresie (1-2) a expanzie (3-4) od adiabatической krivky (obrázok 1.5) vyjadruje vplyv prestupu tepla medzi stenou valca a pracovným plynom a tiež úniky netesnosťami medzi piestom a valcom, prípadne okolo ventilov. Vplyv prenosu tepla na kompresiu je detailne zobrazený v T - s diagrame na obrázku 1.5. Pri začiatku kompresie (bod 1) je teplota plynu nižšia ako teplota steny valca, takže plyn dostáva energiu zo steny a zvyšuje svoju entropiu. Po vyrovnaní teplôt (bod A) dochádza k zmene smeru tepelného toku. Plyn odovzdáva teplo stene valca, čo je v T - s diagrame zobrazené zmenou sklonu dotyčnice k polytrope medzi bodom A a bodom 2_{poly} .



Obrázok 1.5: Priebeh kompresie pre ideálny (adiabatický dej) a skutočný (polytropický dej) kompresor v T - s diagrame.



Obrázok 1.6: Indikátorový diagram skutočného kompresoru.

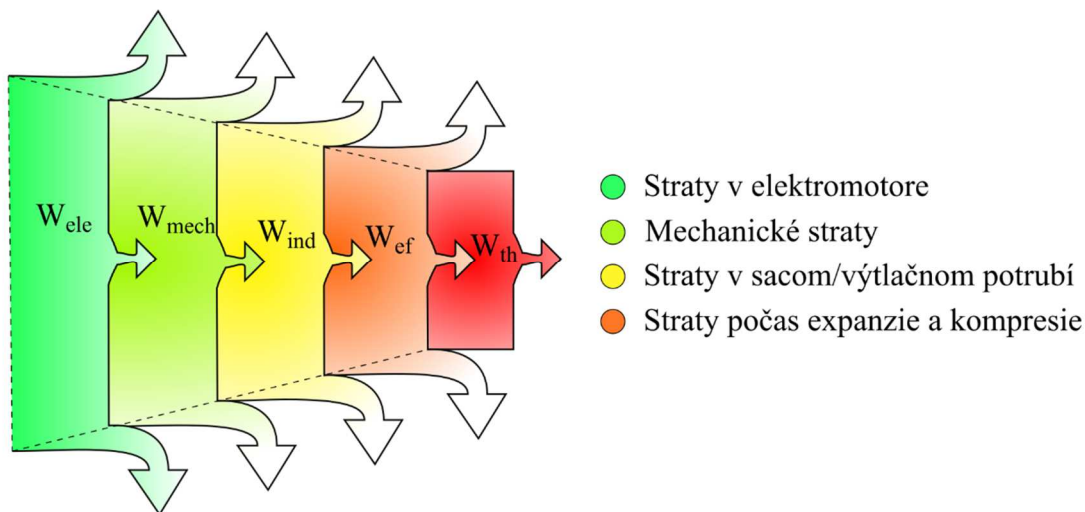
Práca vykonaná ideálnym kompresorom ($W_{th} = W_{isen}$) musí byť teda navýšená o prácu určenú na prekonanie tlakových strát vo ventiloch (W_{suc} a W_{dis}) a prácu potrebnú na vykompenzovanie strát spojených s prenosom tepla, či únikmi netesnosťami (W_{ef}), vid' obrázok 1.6 a obrázok 1.7. Indikovaná práca skutočného kompresoru (W_{ind}) je tak súčet všetkých prác potrebných na vykonanie pracovného cyklu skutočného kompresoru a prekonanie termodynamických strát. Porovnanie práce ideálneho kompresoru pre dané pracovné podmienky a skutočného kompresoru formuje izoentropickú účinnosť, rovnica (1.1) a (1.2), [12].

$$\eta_{isen} = \frac{W_{isen}}{W_{actual}} \quad (1.1)$$

$$W_{isen} = \frac{\kappa r T_1}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] \quad (1.2)$$

Energia dodávaná priamo do kompresoru musí byť navýšená o ďalšiu časť energie potrebnej na prekonanie mechanických strát v pohonnom mechanizme a elektrických strát v elektromotore (pokiaľ je ako pohon použitý elektromotor). Energetické straty v celom stroji sú schematicky znázornené na obrázku 1.7 a celkovú účinnosť zariadenia je možné spočítať ako súčin jednotlivých účinností, rov. (1.3).

$$\eta = \eta_{isen} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{elec} \quad (1.3)$$

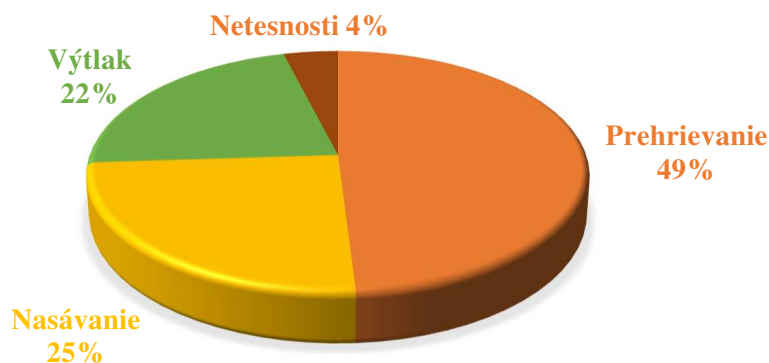


Obrázok 1.7: Energetické straty v piestovom kompresore.

Celková účinnosť kompresorov tak pozostáva z troch faktorov:

- elektrická účinnosť motoru (vírivé prúdy, hysterézne straty),
- mechanická účinnosť (trenie v ložiskách, kľukovom mechanizme, piestu atď.),
- termodynamická účinnosť.

Hodnota celkovej účinnosti sa pohybuje v pomerne širokom intervale od 50 % do približne 70 % v závislosti na type použitého kompresoru. Účinnosť samotného elektromotora sa pohybuje medzi 85 % až 90 %, mechanická účinnosť pohonného mechanizmu sa uvádza až okolo 92 %. Termodynamická účinnosť je najnižšia a pohybuje sa okolo 80 % [4], [10], pričom aj táto účinnosť je závislá na niekoľkých faktoroch. Podiel jednotlivých procesov na termodynamickej účinnosti je vidieť na obrázku 1.8.



Obrázok 1.8: Podiel jednotlivých procesov na termodynamických stratách v kompresore [4].

Proces prehrievania nasávaného plynu v sacom potrubí tiež spadá do termodynamických strát, ale samotný proces prebieha ešte pred vstupom do kompresnej komory – valca. Jednotlivé časti kompresoru a blízke prostredie sa postupne ohrievajú v dôsledku práce kompresoru a tiež vplyvom vzniku tepla trením od pohyblivých častí kompresoru. Časť tohto tepla následne prechádza do nasávaného plynu a spôsobuje jeho ohrievanie. Zvyšujúca sa teplota plynu má negatívny vplyv na hustotu, ktorá sa znižuje a tak zároveň klesá aj objemová účinnosť kompresoru. Vyššia teplota plynu tiež spôsobuje nárast kompresnej práce a vysoké teploty plynu na výtlaku, čo môže mať negatívny vplyv na spoľahlivosť kompresoru.

Izoentropická účinnosť a celková účinnosť popisujú kompresor z pohľadu jeho schopnosti premeniť dodávanú energiu na prácu. Ďalší dôležitý faktor popisujúci efektívnosť kompresoru je objemová účinnosť (dopravná účinnosť), ktorá je definovaná ako pomer objemových tokov,

$$\eta_v = \frac{\oint \dot{V}_{suc} dt}{V_z} \quad (1.4)$$

kde \dot{V}_{suc} je skutočný nasávaný objem a V_z je zdvihový objem kompresoru [13]. V prípade, že je k dispozícii indikovaný p - V diagram, je možné určiť objemovú účinnosť pomocou rovnice (1.5) a obrázku 1.4.

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_4}{V_z} \quad (1.5)$$

V literatúre je možné často nájsť vzťah prevedený do hmotnostného pomeru,

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (1.6)$$

kde \dot{m} je skutočný hmotnostný prietok (prípadne sa môže nahradiť objemovým prietokom prepočítaným na sacie podmienky) a \dot{m}_{th} je teoretický prietok prepočítaný na sacie podmienky. Objemová účinnosť je teda ovplyvnená týmito zásadnými faktormi:

- **Sklz motora**
Z dôvodu zaťaženia piestu a kľukového mechanizmu dochádza k sklzu otáčok medzi statorom a rotorom elektromotoru.
- **Prenos tepla**

Ohrievanie nasávaného plynu spôsobuje zvyšovanie merného objemu plynu a to má za následok nižší hmotnostný prietok kompresorom.

- **Re-expanzia**

Objem medzi piestom v HÚ a ventilovou doskou sa nazýva škodný objem. V tomto priestore zostáva stlačený plyn aj po výtlaku a následne re-expanduje a znižuje tak množstvo nasávaného plynu.

- **Straty netesnosťami**

V kompresore uniká pracovný plyn cez netesnosti okolo piestu, cez ventily prípadne v potrubí. Tieto straty sú silno závislé na konštrukcii a geometrii kompresoru [14].

- **Prietok ventilmi**

Tesne pred koncom výtlaku nastáva v kompresore stav, kedy je tlak za ventilom vyšší ako pred ventilom a dochádza k spätnému toku plynu do valca. Ventil sa v tomto momente zatvára, ale vplyvom zotrvačných síl a prípadne adhéznej sily od oleja je pohyb ventilu oneskorený. Pri nevhodných prevádzkových podmienkach môže nastať kritický stav prúdenia a ventil sa dostáva do stavu zahľtenia.

Identifikácia stratových procesov v kompresore je základný krok k zvýšeniu účinnosti kompresoru. Z toho dôvodu je nutné zistiť objemovú účinnosť kompresoru a číselne vyjadriť faktory, ktoré ovplyvňujú účinnosť. To je možné dvoma spôsobmi: experimentálne z indikátorového p - V diagramu, alebo pomocou matematických modelov. *Pérez-Segarra* [15] a neskôr *Schreiner* [16] vypracovali detailný rozbor objemovej účinnosti a aplikovali uvedené postupy na reálny kompresor v chladiacom okruhu. Do rovnice (1.7) zahrnuli faktory ovplyvňujúce objemovú účinnosť:

$$\eta_v = \frac{f_r}{f_n} \cdot \frac{V_z}{V_z^{id}} \cdot \frac{m_{evap}}{\rho V_z} \quad (1.7)$$

Pomer f_r (skutočná pracovná frekvencia kompresoru) a f_n (nominálna pracovná frekvencia) vyjadruje sklz motora pri zaťažení. Pomer V_z (skutočný zdvihový objem) a V_z^{id} (ideálny zdvihový objem) zahŕňa v sebe straty spôsobené škodným objemom. Pomer hmotnostného prietoku výparníkom \dot{m}_{evap} a kompresorom vyjadruje všetky ďalšie straty vo valci kompresoru. V prípade vzduchového kompresoru je možné nahradiť prietok výparníkom pomocou prietoku cez „zásobník stlačeného vzduchu“. Podmienkou je, že zásobník aj kompresor sú v jednom uzavretom okruhu. Jedným z rozdielov medzi hermetickým (chladiacim) a otvoreným (vzduchovým) kompresorom je, že úniky pracovného plynu z kompresnej komory zostávajú vnútri plášťa kompresoru, čím dochádza k ich opätovnému nasávaniu. V prípade otvorených kompresorov sa unikajúci plyn dostáva do okolia. Výpočet prietoku cez zásobník/výparník je možné spočítať pomocou rovnice

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_{b,suc} - \dot{m}_{leakage} \quad (1.8)$$

Dosadením rovnice (1.8) do rovnice (1.7) dostávame rovnicu (1.9), ktorá pozostáva z dvoch základných členov: účinnosť spojená so sklzom motora ($\eta_{v,f}$) a účinnosť spojená s nevratnými procesmi vo valci kompresoru ($\eta_{v,m}$).

$$\eta_v = \frac{f_r}{f_n} \left(1 - \frac{\rho V_z^{id} - m_{suc}}{\rho V_z^{id}} - \frac{m_{b,suc}}{\rho V_z^{id}} - \frac{m_{leakage}}{\rho V_z^{id}} \right) = \eta_{v,f} \cdot \eta_{v,m} \quad (1.9)$$

Tato účinnosť v sebe obsahuje straty počas nasávania plynu P_m^{suc} , spätný tok cez ventil $P_m^{b,suc}$ a straty netesnosťami $P_m^{leakage}$.

$$\eta_{v,m} = 1 - P_m^{suc} - P_m^{b,suc} - P_m^{leakage} \quad (1.10)$$

Straty počas nasávania sa dajú ďalej rozdeliť na straty spôsobené prehrievaním pracovného plynu v sacom potrubí ($\eta^{sc}_{v,suc}$) a vo valci ($\eta^{cc}_{v,suc}$) a sekundárnu objemovú účinnosť ($\eta_{v,v}$).

$$\eta_{v,suc} = 1 - P_m^{suc} = \eta^{sc}_{v,suc} \cdot \eta^{cc}_{v,suc} \cdot \eta_{v,v} = \frac{\rho_{suc}}{\rho} \cdot \frac{m_{suc}}{\rho_{suc} \Delta V_r} \cdot \frac{\Delta V_r}{\Delta V_z} \quad (1.11)$$

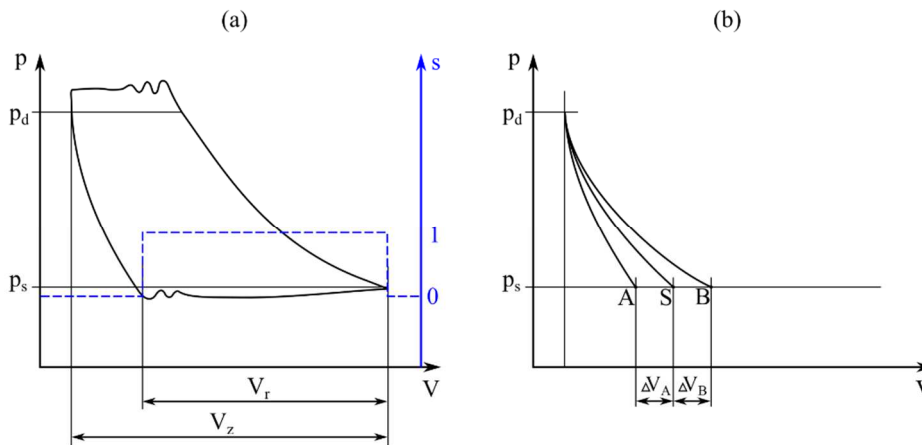
Výraz V_r vyjadruje skutočný zdvihový objem medzi bodom otvorenia sacieho ventilu a DÚ. Moment otvorenia sacieho ventilu je dôsledok dejov, ktoré nastávajú počas re-expanzie plynu zo škodného objemu:

- prenos tepla vo valci,
- priamy a spätný tok cez výtlačný ventil,
- straty a zisky netesnosťami.

Pre zistenie podielu jednotlivých dejov na celkových stratách kompresoru je nutné zistiť moment otvorenia ventilu podľa rovnice

$$\Delta V_r = \Delta V_z - \Delta V_s - \sum \Delta V_k - \Delta V_a \quad (1.12)$$

kde V_s je objem po izoentropickej expanzii, $\sum V_k$ predstavuje súčet posunutí otvorenia sacieho ventilu vplyvom jednotlivých dejov počas expanzie a V_a je prídavný objem spôsobený oneskoreným otvorením sacieho ventilu. To je dôsledok vlastností pružiaceho systému a samotného ventilu. Vyjadrenie momentu otvorenia ventilu pomocou objemu je principiálne rovnaké ako vyjadrenie pomocou polohy kľuky. Objem valca je v kompresore závislý na polohe kľuky. Zistenie posunutí, alebo „prídavných objemov“, je možné pomocou 1. Termodynamického zákona a rovnice zachovania hmotnosti (kapitola 2.1.2), ktorú vyriešime najprv pre izoentropický dej a následne pridávame do rovnice ďalšie členy vyjadrujúce procesy vo valci pri expanzii. Grafické znázornenie posunov je na obrázku 1.9.



Obrázok 1.9: (a) Zdvihový objem a nasávaný objem v p - V diagrame,

(b) Expanzia plyn rôznymi procesmi [16].

Schreiner [16] kvantifikoval procesy znižujúce objemovú účinnosť ako úbytky na chladiacej kapacite pracovného plynu. Pokles hmotnostného toku vynásobil entalpiou pracovného plynu v stave za výparníkom, čím dostal veličinu vyjadrujúcu úbytok chladiaceho výkonu. Veľkosť jednotlivých strát je zobrazená v tabuľke 1.1 a tieto straty boli spočítané pre malý chladiaci kompresor. Najväčší podiel na úbytku chladiacej kapacity, až 61 % z celkových strát, má re-expanzia plynu zo škodného objemu, preto je vždy snaha minimalizovať tento priestor čo najviac. Ten je daný konštrukciou hlavy valca a kľukového mechanizmu. V ideálnom prípade by piest „dosadal“ v HÚ na hlavu valca a ventily by prekryvali sací a výtlačný kanálik. V skutočnosti sú to

práve ventily, ktorých uchytenie vo ventilovej hlave spôsobuje nárast škodného priestoru. Obzvlášť sacie ventily sú často umiestnené v pracovnom priestore valca a zvyšujú tak minimálnu vzdialenosť medzi piestom a hlavou. V priemyselných kompresoroch je škodný objem zase navýšený tzv. ventilovými vačkami. Druhý najväčší pokles chladiacej kapacity je spôsobený prehrievaním plynu v sacom trakte. Tento problém je podrobne popísaný vyššie v texte a v kapitole 1.4

Tabuľka 1.1: Energetický úbytok chladiacej kapacity [16].

Ideálna chladiaca kapacita chladiiva (257,6 W)	100	[%]
Prehrievanie v sacom potrubí	13,1	[%]
Prehrievanie vo valci	4,7	[%]
Spätný tok cez sací ventil	0,04	[%]
Únik netesnosťami okolo piestu	1,0	[%]
Izoentropická expanzia zo škodného priestoru	34,8	[%]
Spätný tok cez výtláčny ventil	1,8	[%]
Prenos tepla vo valci	0,0	[%]
Oneskorenie sacieho ventilu	1,9	[%]
Skutočná chladiaca kapacita chladiiva	42,7	[%]

Pérez-Segarra [15] tiež analyzoval vplyv jednotlivých procesov na objemovú účinnosť¹, navyše pri rôznych pracovných podmienkach. V tabuľke 1.2 je uvedená časť jeho výsledkov pre vybrané tlakové pomery medzi nasávaním a výtlakom. Ako už bolo spomenuté vyššie, celková objemová účinnosť je daná účinnosťou prenosu hnacieho momentu v motore, účinnosťou spojenou s re-expanziou plynu zo škodného objemu a sekundárnou objemovou účinnosťou. Tá sa ďalej delí do podkategórií, ktoré vyjadrujú účinok prehrievania, tlakové straty a tzv. *supercharging* a *superdischarging* efekt, čo je prúdenie plynu cez ventil aj po dosiahnutí DÚ, alebo HÚ. Pokiaľ je hodnota tohto efektu nižšia ako 100 %, znamená to, že plyn prúdi cez ventily v opačnom smere a znižuje sa tak účinnosť. Sekundárna objemová účinnosť ešte obsahuje straty pracovného plynu netesnosťami. Výsledky opäť ukazujú, že na účinnosť má najväčší vplyv expanzia plynu zo škodného objemu, obzvlášť pri vyšších tlakových pomeroch, a prehrievanie plynu v sacom trakte. Práca *Pérez-Segarra* [15] aj *Schreiner* [16] má teda rovnaké závery o účinnosti kompresoru.

Tabuľka 1.2: Objemová účinnosť kompresoru [15].

Tlakový pomer	2,6	12,9	26,3	[-]
Celková objemová účinnosť	73,7	60,3	39,2	[%]
↑ Sklz motoru	95,4	98,5	99,4	[%]
— Škodný objem	96,5	85,3	70,3	[%]
— Sekundárna objemová účinnosť:	80,1	71,8	56,1	[%]
↑ Prehrievanie	77,3	67,7	56,7	[%]
— „Supercharging“	103,5	106,5	102,3	[%]
— „Superdischarging“	100,0	99,0	99,5	[%]
— Netesnosti	99,2	98,6	97,5	[%]

¹ *Pérez – Segarra* analyzoval kompresor nie len z pohľadu objemovej účinnosti, ale v jeho článku je možné nájsť analýzu z hladiska izoentropickej účinnosti, globálnej účinnosti a ďalšie.

Doposiaľ uvedené vzťahy pre výpočet účinnosti kompresoru boli použité v rôznych publikáciách, obzvlášť v takých, ktoré sa zaoberajú matematickým modelovaním kompresoru. Pre porovnanie presnosti matematických modelov je vhodné určiť účinnosť kompresoru aj z indikátorového p - V diagramu. Postup a vzťahy sú rovnaké, aké boli vypísané vyššie v tejto kapitole. Je však nutné dopočítať hodnoty pre ideálny kompresor, napr. hmotnostné toky, prenos tepla atď.. Taktiež je nutné pri výpočtoch parametrov kompresoru poznať detailne konštrukciu, aby bolo možné určiť matematicky napríklad úniky pracovného plynu netesnosťami v okolí piestu a piestnych krúžkov. Niektoré parametre kompresoru vplývajúce na účinnosť je možné predpovedať z pracovných podmienok kompresoru, prípadne už spomínaného indikátorového diagramu. *McGovern* [17] takto definuje „clearance volumetric efficiency“ (účinnosť škodného objemu),

$$\gamma = 1 - r_c \left[\frac{v_4}{v_3} - 1 \right] \quad (1.13)$$

$$\gamma = 1 - r_c \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (1.14)$$

kde r_c je pomer škodného objemu k zdvihovému objemu, v_4 je merný objem na konci re-expanzie a v_3 je merný objem na začiatku re-expanzie, pozri obrázok 1.4. S využitím predpisu pre izoentropický dej je možné rovnicu (1.13) upraviť na rovnicu (1.14) a získať hodnotu účinnosti škodného objemu na základe výtláčného tlaku p_d a sacieho tlaku p_s .

Tlakové pulzácie v kompresore

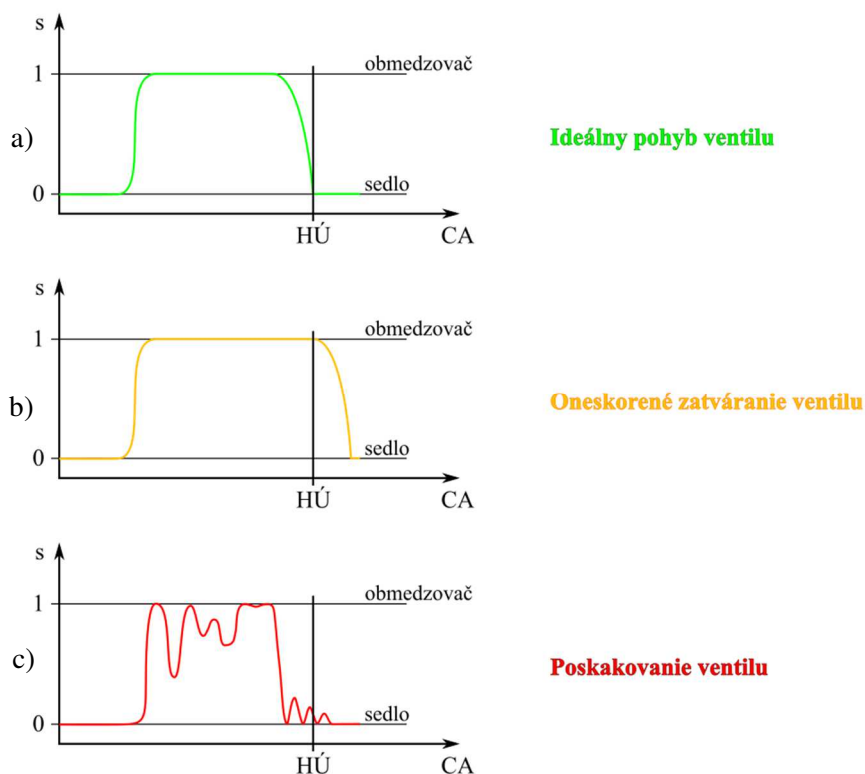
Vnútorne tlakové pulzácie vznikajú pri pohybe ventilov, najmä po ukončení fázy nasávania alebo výtlaku a môžu negatívne ovplyvniť výkon kompresoru. V prvom rade tieto pulzy zásadne vplývajú na dynamiku ventilov a tie následne ovplyvňujú prietok kompresorom, energetické straty a hluk kompresoru [18]. Pohyb ventilov určuje nielen efektívnosť napĺňania a vyprázdňovania pracovného priestoru valca, ale zároveň vplýva aj na životnosť kompresora. Vysoká rýchlosť nárazu na sedlo, alebo poskakovanie ventilu môže spôsobiť po určitom čase degradáciu materiálu. Ďalším sprievodným javom pulzov sú oscilujúce sily, pôsobiace na piest a kľukový mechanizmus [19].

1.3 Ventily

Jednou z najdôležitejších súčastí kompresoru sú ventily. Ako už bolo spomenuté ich kinematika významne ovplyvňuje výkon kompresoru, jeho hlučnosť a aj životnosť zariadenia. Z hľadiska poruchovosti sú to práve ventily, ktoré spôsobujú najviac neplánovaných odstávok priemyselných kompresorov, obzvlášť pri znečistených plynch. Počet nárazov do sedla alebo do obmedzovača pohybu, rýchlosť a frekvencia týchto určujú životnosť celého zariadenia. V znečistených plynch sú navyše pevné častice, ktoré pri zachytení v okolí ventilu spôsobujú narušenie materiálu ventilov a urýchľujú tak jeho degradáciu. V práci *Habinga* [20] sa uvádza, že 36 % neplánovaných odstávok kompresorov (v petrochemickom a chemickom priemysle) majú na svedomí práve ventily.

Ideálny priebeh pohybu ventilu je zobrazený na obrázku 1.10 a). Ventil sa rýchlo otvorí a zostáva otvorený až do dosiahnutia HÚ piestu. Presne v HÚ sa ventil zatvorí, čím sa zabráni spätnému toku plynu. Oneskorené zatváranie ventilu je vykreslené na obrázku b). Dlh po prekonaní HÚ zostáva ventil otvorený a stlačený plyn sa dostáva späť do valca. Posledný obrázok c) ukazuje poskakovanie a kmitanie ventilu počas intervalu otvorenia, čím dochádza k vzniku tlakových pulzácií a k neefektívnemu plneniu pracovného priestoru. Okrem týchto nepriaznivých prevádzkových stavov je ventily optimalizovať pre čo najmenšie tlakové straty ventilu a znížiť tak množstvo

dodávanej práce. V indikátorovom diagrame to znamená minimalizovať plochu pod stredným sacím tlakom (modrá) a nad stredným výtlačným tlakom (červená), vid' obrázok 1.6.



Obrázok 1.10: Ideálny a chybný pohyb ventilu.

Pohyb ventilov je primárne daný pôsobiacim tlakom vo valci kompresoru a v sacom, prípadne výtlačnom potrubí. Okrem toho ovplyvňuje pohyb ventilu pružinový systém. Podľa Bukaca [21] existuje však ešte ďalších 30 parametrov vplyvajúcich na pohyb ventilu. Jeden z prvých semi-empirických matematických modelov popisujúcich pohyb ventilov publikoval Costagliola [22]. Jeho teória je postavená na pružinovom systéme s jedným stupňom voľnosti, pričom neuvažuje tlakové pulzácie ani interakciu medzi tekutinou a hmotou ventilu. Táto teória z roku 1950 sa používa v množstve aplikácií dodnes pre rýchle a relatívne presné riešenie pohybu ventilov v nástrojoch simulujúcich kompresor ako celok, prípadne ako súčasť väčšieho systému (napr. chladiaci okruh). V dostupnej literatúre je však možné nájsť mnoho ďalších a prepracovanejších simulačných prístupov pre ventily. Machu [23] vyvinul metódu umožňujúcu riešiť pohyb ventilu v dvoch dimenziách, čím je možné presnejšie predpovedať „poskakovanie“ ventilu v blízkosti sedla a zároveň určiť rýchlosť a silu nárazu. Experimentálne overený simulačný nástroj pre jazýčkové ventily prezentoval opäť Machu [24] v roku 2004. Ďalším krokom bolo zaradenie vplyvu samotného prúdenia tekutiny okolo ventilu do simulácie. Prvé prístupy uvažovali laminárne prúdenie a až po spresnení stenových funkcií v komerčných simulačných nástrojoch sa objavili modely s turbulentným prúdením v okolí ventilu [25]. Bukac [21] popisuje vo svojej práci niekoľko nelineárnych faktorov ovplyvňujúcich pohyb ventilov ako sú trecia sila, adhézna sila od olejovej vrstvy a iné. V súčasnosti je možné vďaka rozvoju výpočtovej techniky a simulačných nástrojov prevádzať komplexné výpočty v trojrozmernom priestore s plnou interakciou medzi pevným telesom a prúdom tekutiny [26], [27], [28], [29].

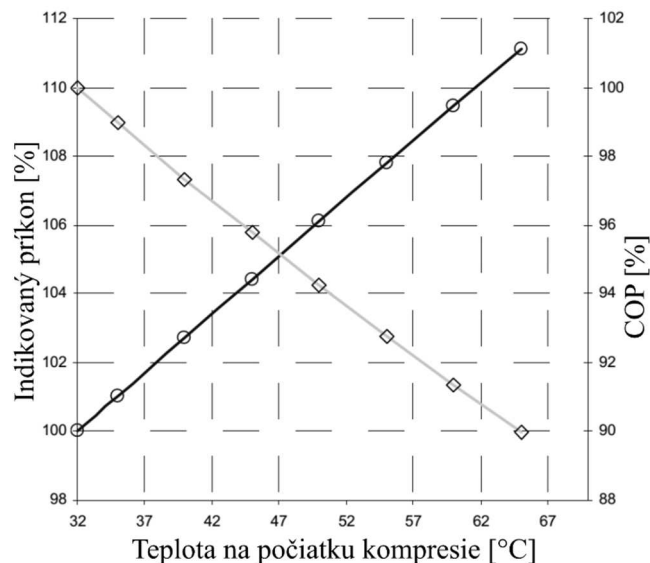


Obrázok 1.11: Typy ventilov a ventilových dosiek.

Časová a výpočtová náročnosť je však stále pomerne veľká a tak sú tieto nástroje využívané v analýzach zameraných výhradne na samotný ventil kompresoru. Výber vhodného simulačného nástroja je závislý aj na type ventilu. Niektoré ventily (napr. sedlové a prstencové) sa výrazne nedeformujú a tak je možné použiť zjednodušený prístup s tuhým telesom na ich simuláciu. Opakom sú tzv. jazýčkové ventily, ktoré sa výrazne deformujú a na predikciu ich správania je nutné použiť podstatne zložitejší prístup. Viac v kapitole 2.1.3. Obrázok 1.11 zobrazuje jednotlivé druhy ventilov a ventilových dosiek.

1.4 Prenos tepla

V kapitole 1.2 bolo spomenuté, že pomerne veľkú časť z termodynamických strát kompresora tvorí prehrievanie plynu v sacom trakte. Ohrievaním plynu sa znižuje jeho hustota a tak sa do daného objemu valca dostane menej hmoty pracovného plynu. Každé zvýšenie teploty plynu pred začiatkom kompresie o 1 K, znižuje koeficient výkonu COP (*coefficient of performance*) o 0,32 % [30]. *Almbauer* [30] uvádza na obrázku 1.12 koreláciu medzi teplotou plynu na počiatku kompresie, COP faktorom a indikovaným výkonom. Čím vyššia je teplota plynu, tým nižšia je účinnosť kompresora a zvyšuje sa indikovaný príkon.



Obrázok 1.12: Korelácia teploty na počiatku kompresie, COP faktoru a indikovaného príkonu [30].

K podobnému záveru dospel aj *Morriensen* [4]. Zvýšenie teploty chladiva R134a z $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ na $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ spôsobí nárast práce potrebnej pre jeden cyklus kompresoru o 26 % a zníženie hmotnostného toku o 20 %. Prehrievanie plynu v sacom trakte negatívne ovplyvňuje aj spoľahlivosť kompresoru. Čím vyššia je teplota plynu pred kompresiou, tým vyššia bude aj po kompresii. Vysoká teplota na výtlaku môže spôsobiť zvýšenú degradáciu materiálu, alebo riziko vznietenia mazacieho oleja.

Hlavným zdrojom tepla v kompresore je samotný proces stlačovania plynu, pričom viac ako 70 % dodávanej energie do kompresora sa mení na teplo [31]. V prípade otvorených kompresorov je často valec chladený okolitým vzduchom, avšak hermetické kompresory sú uzavreté v plášti, v ktorom je zmes pracovného plynu (chladiva), vzduchu a prípadne oleja. Teplo generované stláčaním plynu sa tak dostáva do stien valca a ventilovej hlavy, odkiaľ prechádza postupne až k čerstvému pracovnému plynu v sacom potrubí. Okrem toho sa v hermetickom a semihermetickom kompresore akumuluje teplo z mechanických strát pohonu, tvorené trením medzi pohyblivými časťami kompresoru (ložiská, piest), a teplo generované elektromotorom. Distribúcia tepla v hermetickom kompresore je ovplyvnená konštrukciou a tiež mazacím olejom, ktorý je v priamom kontakte takmer so všetkými časťami kompresoru a pohonu. Chladenie kompresoru závisí opäť na type kompresoru. Hermetické kompresory sa chladia nasávaným plynom z výparníku a okolitým vzduchom cez obálku kompresoru, prípadne existujú externé chladiče na olej. Semihermetické sa tiež ochladzujú privádzaným chladivom, ale zároveň je stena valca a ventilovej hlavy priamo ochladzovaná okolitým vzduchom. Otvorené kompresory sú chladené pomocou rebrovanej plochy valca a ventilovej hlavy, alebo ofukovaním pomocou ventilátoru.

1.5 Netesnosti

Únik pracovného plynu z priestoru valca nastáva dvoma spôsobmi. Priamy únik nastáva pri zvyšovaní tlaku plynu, čím sa naruší olejový film medzi piestom a stenou valca. Vzniknutou štrbinou následne uniká dvojfázová zmes pracovného plynu a oleja. Nepriamy únik je typický pre kompresory pracujúce s chladivami, kedy je dôležitá chemická interakcia medzi olejom a chladivom. Chladivo sa za určitých podmienok rozpúšťa v olejovej vrstve vo valci a takto „uniká“ z valca, prípadne z kompresoru [32]. Pohonný mechanizmus únikov je možné rozdeliť do dvoch skupín. Prvým je tlakový rozdiel medzi kompresnou komorou a okolím (napr. obalom kompresoru, prípadne olejovou vaňou) a druhým je samotný pohyb piestu, ktorý prenáša silové pôsobenie na tekutinu v radiálnej medzere. Pri pohybe smerom do HÚ je štrbina vyplnená mazacím olejom, ale pri pohybe smerom do DÚ stierajú piestne krúžky zmes oleja a chladiva, ktorá má nižšiu viskozitu a často tak dochádza okrem nepriameho úniku aj k priamemu narušeniu mazacej vrstvy [32]. Všetky procesy úniku pracovného plynu sú priamo závislé na vlastnostiach mazacieho oleja, najmä na jeho viskozite. Z konštrukčného pohľadu je to hlavne veľkosť štrbiny, drsnosť povrchu a chyby finálneho povrchu spôsobené nepresnosťou výroby. Ďalej je dôležitá dynamika piestu nielen v ose valca, ale aj pri malých pohyboch v ďalších smeroch [33]. Okrem úniku pracovného plynu cez netesnosti v okolí piestu dochádza k únikom aj cez ventily kompresoru. Dôvodom sú opäť výrobné nepresnosti a nepresné dosadnutie ventilu do sedla. Dominantnou hnacou silou je v tomto prípade tlakový rozdiel medzi valcom a sacou, prípadne výtlacnou komorou. Z hľadiska maximálneho tlaku sú straty netesnosťami ventilov pomerne malé, avšak pri unikaní plynu cez sací ventil dochádza k únikom hmoty z pracovného priestoru, ale aj k zvyšovaniu teploty v sacjej komore, čím sa znižuje objemová účinnosť. Pokles objemovej účinnosti je obzvlášť významný pri ľahkých plynch (vodík) [34]. K podobným záverom došli aj ďalší autori [14], [35], [36].

2

Matematické modely pre kompresory

Pri vývoji a analýze kompresorov je dnes bežné používať matematické simulácie. Pomocou rôznych simulačných nástrojov je možné zlepšiť parametre kompresoru už počas vývojovej fázy a otestovať kompresor v rôznych prevádzkových stavoch, čím je možné predísť prípadným problémom. Existuje široká škála simulačných modelov, ktoré poskytujú rôzne úrovne presnosti výsledkov. Vzhľadom na zameranie práce budú podrobne popísané nasledujúce druhy simulačných nástrojov:

- modely dejov vo valci kompresoru,
- termálne modely,
- modely prestupu tepla.

Okrem týchto modelov existujú ďalšie, popisujúce napríklad vlastnosti elektromotoru, pohonného mechanizmu, modely analyzujúce štrukturálne a pevnostné charakteristiky jednotlivých častí kompresoru, alebo modely zamerané na chemickú analýzu pracovného plynu a oleja.

2.1 Modely procesov vo valci kompresoru

Podľa požadovanej presnosti, miery rozlíšenia detailov, alebo rýchlosti výpočtu, je možné túto kategóriu rozdeliť do nasledujúcich skupín:

- modely založené na polytropickom deji,
- modely založené na energetickej bilancii,
- numerické CFD modely.

2.1.1 Modely založené na rovnici polytropického deja

Tieto modely sú založené na základných termodynamických vzťahoch a semi-empirických koreláciách určených pre výpočet troch základných vlastností kompresoru: hmotnostný prietok (2.1), príkon kompresoru (2.5) a teplota plynu na výtlaku (2.13). Výhodou týchto modelov je, že nepotrebujú veľké množstvo vstupných údajov. Postačujúci je tlakový spád, zdvihový objem, otáčky a eventuálne teplota okolia. Semi-empirické polynómy sa následne kalibrujú pomocou merania a tieto dáta sa extrapolujú na širší interval pracovných podmienok alebo iné chladivá, či podobné kompresory. Modely sa nepoužívajú samostatne na analýzu kompresoru, ale slúžia ako súčasť simulačného modelu pre celý systém, v ktorom je kompresor zapojený (napr. chladiaci okruh). Hmotnostný tok je daný zdvihovým objemom, otáčkami a objemovou účinnosťou:

$$\dot{m} = \eta_v \frac{\dot{V}}{v_{suc}} \quad (2.1)$$

Na výpočet objemovej účinnosti sa použije semi-empirický polynóm. Nasledujúce rovnice sú definované podľa autorov *Jähing* [37], *Negrao* [38] a *Li* [39].

$$\eta_v = 1 - C_1 \left[\left(\frac{P_{suc}}{P_{dis}(1-dp)} \right)^{1/\kappa} - 1 \right] \quad (2.2)$$

$$\eta_v = C_2 + C_3 \frac{P_{suc}}{P_{dis}} \quad (2.3)$$

$$\eta_v = C_4 + C_5 \left[\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}(1-dp)} \right)^{1/\kappa} \right] \quad (2.4)$$

Príkonn kompresoru sa spočíta pomocou izoentropickej práce a celkovej účinnosti systému (termodynamická, mechanická, elektrická). K tomu sa ešte pripočítava energia potrebná na prekonanie strát v elektrickom vedení:

$$P = \frac{P_{isen}}{\eta_{all}} + P_{loss} \quad (2.5)$$

Veľkosť izoentropickej práce je daná násobkom hmotnostného toku a izoentropickej práce, spočítanej napríklad pomocou rovnice (1.2):

$$P_{isen} = \dot{m} \cdot w_{isen} \quad (2.6)$$

Na výpočet účinnosti sa používa semi-empirický polynóm, rovnice (2.2), (2.3) a (2.4). V prípade *Jähninga* [37] je však celková účinnosť (prípadne stratový výkon) nahradená tzv. kombinovanou účinnosťou, rovnica (2.7) a (2.8).

$$P = \frac{P_{isen}}{\eta_{comb}} \quad (2.7)$$

$$\eta_{comb} = C_6 + C_7 \cdot \exp(C_8 \cdot p_{evap}) \quad (2.8)$$

Negrao [38] hľadá neznáme (η_{all} a P_{loss}) vo vzťahu (2.5) pomocou experimentálnych meraní. *Li* [39] zisťuje priamo celkovú účinnosť systému pomocou rovnice (2.9), ale výpočet stratového výkonu chýba.

$$\frac{1}{\eta_{all}} = C_9 + \frac{C_{10}}{P_{dis}} + \frac{C_{11}}{P_{suc}} \quad (2.9)$$

Teplotu na výtlaku je dôležitá hlavne v prípade chladiaceho okruhu, kedy nám definuje teplotný spád v kondenzátore. Jej výpočet riešil vo svojej práci *Li* [39] a odvodzuje ju na základe entalpie na výtlaku.

$$P = \dot{m}(h_{dis} - h_{suc}) + \dot{Q}_{amb} \quad (2.10)$$

$$\dot{Q}_{amb} = \alpha \cdot A_{shell} \cdot (T_{shell} - T_{amb}) \quad (2.11)$$

$$T_{shell} = C_{12} + C_{13} \frac{P_{dis}}{P_{suc}} + \frac{C_{14}}{P_{dis}} \quad (2.12)$$

Posch [40] dopĺňa výpočet teploty iným vzťahom, bez nutnosti počítat' tepelný tok medzi obálkou kompresoru a okolím:

$$T_{dis} = T_{shell} \left(C_{15} + C_{16} \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \quad (2.13)$$

Použitelnosť tejto výpočtovej metódy je značne obmedzená a ako bolo spomenuté, nie je možné ňou dostatočne presne analyzovať priamo kompresor. Pri ustálených pracovných podmienkach dosiahol *Li* [39] uspokojivú presnosť matematického modelu pri porovnaní s experimentálnymi výsledkami. *Negrao* [38] uvádza, že použitím týchto modelov je možné dosiahnuť pomerne presné výsledky aj pri premennom pracovnom cykle kompresora, čo je však v rozpore s výsledkami práce *Poscha* [40].

2.1.2 Modely založené na energetickej bilancii

V prípade analýzy nestacionárnych procesov v kompresore je nutné použiť komplexnejšie výpočtové metódy – založené na energetickej bilancii. Pri výpočte je nutné definovať kontrolné objemy (KO) a sledovať v nich hmotnostný a energetický tok, navyše je však nutné venovať pozornosť časovo závislým energetickým procesom na hraniciach kontrolného objemu. Na vstupe a výstupe do KO sa predpokladá uniformný tok tekutiny s konštantnými vlastnosťami v čase a priereze. Zmena hmotnosti v KO je vyjadrená rovnicou (2.14), kde je zmena daná počiatočným a koncovým stavom (rov. (2.15)). [41]

$$m_{in} - m_{out} = \Delta m_{element} \quad (2.14)$$

$$\Delta m_{element} = m_{final} - m_{initial} \quad (2.15)$$

Veľkosť zmeny energie v KO závisí na množstve prenesenej energie cez jeho hranice, či už vo forme tepla a práce, alebo hmotnostným tokom cez hranice. Zmena je potom rovná rozdielu koncového a počiatočného stavu, rov. (2.16). [41]

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{element} \quad (2.16)$$

Rozpísaním energetických členov v rovnici (2.16) do konkrétnych foriem energie dostaneme rovnicu (2.17)

$$\left(Q_{in} + W_{in} + \sum_{in} m\theta \right) - \left(Q_{out} + W_{out} + \sum_{out} m\theta \right) = (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{element} \quad (2.17)$$

Symbol θ reprezentuje v rovnici (2.17) sumu potenciálnej a kinetickej energie a energiu samotnej vstupujúcej (príp. vystupujúcej) tekutiny. Symbol e vyjadruje energetický stav samotného kontrolného objemu (kinetická energia, potenciálna energia a vnútorná energia). V prípade, že je zmena kinetickej a potenciálnej energie v kontrolnom objeme zanedbateľná (nevyužíva sa v kontrolnom objeme), rovnicu (2.17) je možné zjednodušiť na rov. (2.18). [41]

$$Q - W = \sum_{out} m h - \sum_{in} m h + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{element} \quad (2.18)$$

Kontrolný objem (element) je v prípade výpočtu piestového kompresora valec, pričom vstup a výstup z kontrolného objemu tvoria ventily a piest reprezentuje pohyblivú hranicu elementu. V kontrolnom objeme sa nepredpokladá prúdenie tekutiny, rozloženie teploty a tlaku je tak uniformné. Toto zásadné zjednodušenie je možné podstúpiť podľa *Aignera* [42] za nasledujúcich podmienok:

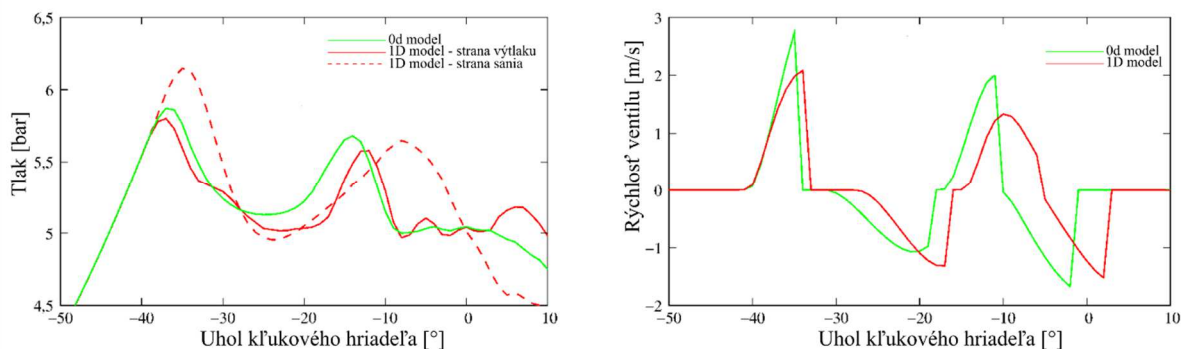
- malé rýchlosti prúdenia,
- zmeny vo valci sú tak pomalé, že tlakové výkyvy sa utlmia,
- nízka rýchlosť kompresora.

Použitie modelu založeného na energetickej bilancii je obmedzené rýchlosťou prebiehajúcich dejov vo valci kompresora, respektíve rýchlosťou šírenia tlakových vln vo valci. Ak majú tlakové vlny vo valci kratší časový interval ako pohyb piestu, teda ich rýchlosť je oveľa vyššia ako rýchlosť piestu, nie je možné použiť bilančný model. V prípade, že sa tieto časové intervaly k sebe približujú, dochádza k nepresnostiam vo výpočte ako je vidieť na obrázku 2.1. Aigner [42] vo svojej práci uvádza presné výpočtové vzťahy, ktorými je možné rozlíšiť význam tlakových vln vo valci. Všeobecne platí, že pri veľkých priemyselných kompresoroch sú vnútorné tlakové pulzácie významné, ale pri malých kompresoroch je ich vplyv na účinnosť kompresora veľmi malý a väčšina autorov pulzy vo valci neberie do úvahy [43]–[45].

Bilančné modely vyžadujú pomerne veľké množstvo vstupných údajov a ich variabilita je obmedzená v prípade väčších konštrukčných zmien medzi vyhodnocovanými kompresormi. Výhodou je však rýchlosť, jednoduchá možnosť úpravy matematických modelov a tiež možnosť analyzovať kompresor samostatne ako aj v systéme. Bilančné modely poskytujú tieto výsledky a vlastnosti:

- priebeh tlaku a teploty vo valci – indikovaný p - V diagram,
- dynamická charakteristika ventilov – poloha a rýchlosť ventilov v čase, rýchlosť nárazu...
- tlakové straty ventilmi,
- jednoduché porovnanie rôznych elementárnych geometrických zmien (pohonný mechanizmus, ventily),
- analýza prestupu tepla,
- možnosť jednoduchej kombinácie s ďalšími modelmi, napr.: model pre termálnu analýzu, model elektrického pohonu atď.).

Tieto modely patria v súčasnosti k najrozšírenejším a dajú sa považovať za akýsi základný kameň pri analýze kompresora. Vo veľkej časti referovaných prác a článkov bol použitý práve tento model, ďalej tiež napríklad v [45]–[47]. V porovnaní s komplexnejšími modelmi (napr. CFD, MKP) poskytujú podstatne rýchlejšie výsledky, na druhú stranu ich presnosť a rozlíšenie detailov je na nižšej úrovni.



Obrázok 2.1: Porovnanie kvázi-statického a 1D výpočtového modelu: (a) tlak vo valci, (b) rýchlosť ventilu [42].

2.1.3 Numerické modely

V prípade požiadavky na vyššie rozlíšenie detailov pri analýze kompresoru je nutné riešiť aj prúdenie plynu. Vo voľnom objeme valca dochádza často k intenzívnemu prúdeniu a víreniu aj po zatvorení ventilov, dôležité je však aj prúdenie v sacom a výtlačnom potrubí. Použitím bilančného modelu nie je možné analyzovať niektoré detaily z dôvodu zanedbania prúdenia (napr. prúdenie okolo ventilov, okolo stien valca a piestu, alebo presná kinematika ventilov). Pri riešení takéhoto problému je vhodné použiť postupy z mechaniky tekutín.

Základom mechaniky tekutín sú rovnice zachovania hmoty (2.19), hybnosti (2.20) a energie (2.21) v kontrolnom objeme (KO). Oproti kvázi-statickému modelu je navyše použitá rovnica zachovania hybnosti, ktorá vyjadruje prúdenie v kontrolnom objeme. V tomto prípade je KO rozdelený do väčšieho množstva menších buniek a v každej bunke sú riešené tieto rovnice.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (2.19)$$

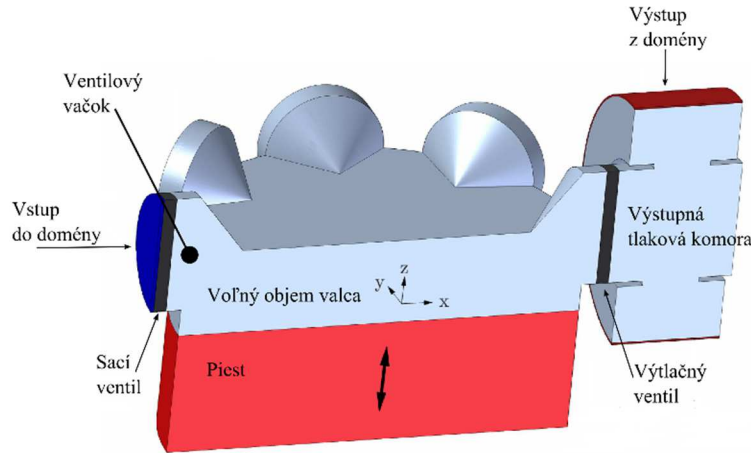
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho H u_j) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij} - q_j) \quad (2.21)$$

Odvedenie jednotlivých rovníc vyžaduje väčší priestor nad rámec tejto práce. Viac informácií je k dispozícií napríklad v [48]–[51], z ktorých vychádza aj táto kapitola. Člen τ_{ij} reprezentuje viskózne sily v tekutine. V prípade, že je nulový, rovnice zachovania hmoty, hybnosti a energie sa označujú ako Eulerove rovnice, s nenulovým viskóznym členom sú to Navier-Stokesove rovnice.

Na riešenie NS rovníc sa v praxi najčastejšie používajú komerčné simulačné nástroje, napr. ANSYS CFX, Fluent, CCM, OpenFOAM, prípadne ConvergeCFD a ďalšie. Pri simulácií procesov vo valci kompresoru dochádza k problémom s tvorbou a deformáciou výpočtovej siete. Pohyblivé časti kompresoru uzatvárajú objem, ktorý sa v čase mení. Objem valca sa pri kompresoroch mení zo 100 % zdvihového objemu často na menej ako 1 % zo zdvihového objemu. K tomu sa pripájajú ventily, ktoré otvárajú / uzatvárajú kontrolný objem. Počas výpočtu tak dochádza k rozsiahlemu pohybu jednotlivých plôch riešeného modelu a tak aj k deformáciám výpočtovej siete. Súčasné výpočtové programy disponujú funkciami, ktoré dokážu počas výpočtu generovať novú sieť, podľa vopred naprogramovaného skriptu, alebo pridávať/odoberať bunky k existujúcej doméne. Pri takomto probléme však vznikajú chyby spôsobené interpoláciou výsledkov (riešenia v danom časovom kroku) na novej sieti. Podľa technologickej podpory používaného programu (Ansys CFX) sa v takomto prípade odporúča zvýšiť rád interpolačnej schémy. Problémy spojené s ventilmi však nie sú spojené len s deformáciou siete, ale aj s ich vlastnou deformáciou. V prípade, že sa jedná o nedeformovateľné ventily, ich pohyb je možné popísať pohybovou rovnicou (3.16), alebo použiť „*Rigid Body Solution*“ (riešenie pohybu nedeformovateľného telesa). Popis pohybu deformovateľných ventilov je podstatne náročnejší a je nutné zapojiť do riešenia FSI (*Fluid Structure Interaction*) analýzu. Tým enormne narastajú nároky na výpočtový výkon a čas potrebný na samotný výpočet, ktorý sa v závislosti na veľkosti siete môže pohybovať rádovo v hodinách až dňoch (podľa dĺžky časového intervalu analýzy). V relevantnej literatúre (napr. [42], [52]–[54]) autori zjednodušujú pohyb deformovateľných ventilov na nedeformovateľné „tanierové“ ventily. Publikácie zamerané na FSI analýzy ventilov kompresoru sú značne obmedzené a neriešia všetky procesy v kompresore. Viac informácií je možné nájsť v publikácií od Möhla [26].

Niektorí autori sa rozhodli nevyužiť komerčné software na riešenie problémov mechaniky tekutín, ale vyvinuli vlastné. Aigner [55] vo svojej práci vyvinul vlastný 1D simulačný nástroj zahrňujúci aj tlakové pulzácie vo valci v smere osy x (pozri obrázok 2.2). Výpočtová doména sa nevzťahuje len na samotný priestor valca, ale aj na časť potrubia za výtlačným ventilom. Práve v tejto oblasti vznikajú tlakové vlny, ktoré významne ovplyvňujú dynamiku ventilu, čo má za následok aj zmenu prietoku ventilom. Tlakové vlny sa vyskytujú aj v sacom potrubí, tie však autor zanedbáva. Vstupná okrajová podmienka je tak predpísaná priamo pred samotným ventilom.



Obrázok 2.2: Geometria kompresoru použitá Aignerom [42].

Simulačný nástroj rieši Eulerove rovnice numericky, integráciou cez prierez kolmý na osu x . Prierez je výsledkom polohy piestu vo valci a času. Autor ďalej predpokladá izoentropické prúdenie, rovnica (2.22), a konštantnú tepelnú kapacitu, čo zjednodušuje riešenie rovnice hybnosti (2.20) na rov. (2.23) pre spojitý priebeh funkcie $A(x,t)$.

$$p \cdot \rho^{-\kappa} = \text{const.} \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{2} u^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{\rho} \right) = 0 \quad (2.23)$$

Lang [43] využil Eulerove rovnice v 1D modely pre analýzu prúdenia a tlakových pulzácií vo výtlačnom potrubí. Model je prepojený s 0D (kvázi-statickým, bilančným) riešením procesov vo valci a taktiež s termálnou analýzou kompresoru.

Aigner zároveň publikuje vo svojej práci [55], [56] aj 2D simulačný nástroj, ktorý vychádza principiálne z 1D modelu. Z dôvodu zachovania nízkej výpočtovej náročnosti sú ventilové vačky a ventily simulované 1D nástrojom. 2D model presnejšie popisuje tlakové vlny vo valci po uzavretí výtlačného ventilu, najmä postupné tlmenie a znižovanie maximálneho tlaku.

2.2 Metódy riešenia prenosu tepla v kompresore

Podľa dostupnej literatúry existujú dva základné matematické prístupy k riešeniu tepelného toku v kompresore. Analytický prístup (metóda tepelnej siete) je matematicky jednoduchší, je rýchly a nevyžaduje veľký výpočtový výkon. Jeho nevýhodou je nutnosť „kalibrácie“ tepelných odporov medzi bodmi tepelnej siete. Univerzálnosť tohto nástroja je tak limitovaná konkrétnym kompresorom. Je možné však meniť pracovné podmienky, prípadne pracovné médium. Rovnaké obmedzenie na konkrétny kompresore – geometriu, majú aj komplexnejšie výpočtové metódy, CFD a MKP. Na druhú stranu poskytujú presnejšie výsledky (rozloženie teploty, súčinitele prestupu

tepla atď.) za cenu väčších výpočtových nárokov. Výhodou je tiež nezávislosť modelu na kalibrácií. V súčasnosti sa tieto modely kombinujú, čím je možné skrátiť výpočtový čas pri zachovaní požadovanej presnosti.

2.2.1 Metóda tepelnej siete

Jednotlivé časti kompresora (príp. iného zariadenia) predstavujú kontrolné body tepelnej siete. Každému bodu sa predpíše zodpovedajúce termálne vlastnosti: teplota, tepelná kapacita a tepelný odpor. Medzi príslušnými bodmi tepelnej siete sa následne sformulujú rovnice popisujúce prenos tepla, ktorý môže prebiehať v troch rôznych formách: konvekcia, vedenie a radiácia.[57] Každá z týchto foriem vytvára tepelný odpor, ktorý sa podľa geometrického usporiadania (odpory v sérii, rov. (2.26), odpory paralelne, rov. (2.27)) prepočíta na celkový odpor (rov.(2.25)) a následne dosadí do rovnice (2.24). Prenos tepla radiáciou sa často zanedbáva, vzhľadom na malý teplotný rozdiel medzi komponentami.

$$Q = kS(T_2 - T_1) \quad (2.24)$$

$$k = \frac{1}{R_{celk.}} \quad (2.25)$$

$$R_{celk.} = \sum_i R_i \quad (2.26)$$

$$R_{celk.} = \frac{1}{\sum_i \frac{1}{\sqrt{R_i}}} \quad (2.27)$$

V termálnej sieti sa nachádzajú prvky, ktoré okrem tepelného odporu predstavujú aj zdroj tepla, napr. valec kompresoru, trenie v pohonom mechanizme a podobne.

Todescat [31] vyvinul model tepelnej siete založený na energetických bilanciách, vďaka ktorému je možné počítať teploty jednotlivých komponentov kompresoru a chladiča v rôznych miestach. Koeficienty prechodu tepla k sú určené z experimentálnych meraní. Súčiniteľ prestupu tepla vo valci však vychádza z existujúcich korelačných vzťahov (*Adair* [58], *Annand* [59]). Kompresor je rozdelený na niekoľko kontrolných prvkov (valec, sacie potrubie a sacia komora, výtlačné potrubie a komora, okolie kompresora a jeho obal) a pre každý je zostavená bilančná energetická rovnica (2.28) a rovnica prenosu tepla (2.29). Pri kontrolných prvkoch sa predpokladajú uniformné termodynamické vlastnosti.

$$Q_i = \sum_j m_j \cdot h_j \quad (2.28)$$

$$Q_i = k_i S_i (T_i - T) \quad (2.29)$$

Záverom *Todescata* je, že najväčší podiel na prenose tepla má odvod/prívod tepla vo valci, preto je nutné zaoberať sa týmto tepelným tokom podrobne. *Fagotti* [60] nadviazal na prácu *Todescata* [31] a porovnal viacero korelácií Nusseltovho čísla pre určenie prestupu tepla z plynu do steny valca. Najpresnejšia korelácia bola podľa *Adaira* [58], rovnica (2.30). Je nutné uviesť, že tieto korelácie vychádzajú zo vzťahov pre piestové spaľovacie motory.

$$Nu = 0,053 Re^{0,8} Pr^{0,6} \quad (2.30)$$

Nevýhodou *Todescatovho* prístupu je nutnosť určiť hodnotu koeficientu prenosu tepla pomocou experimentov. Komplexnosť geometrie, pulzácie v sacom a výtlačnom potrubí, olejová vrstva, trojdimenzionálne turbulentné prúdenie a ďalšie faktory ovplyvňujú prenos tepla a neumožňujú tak použiť jednoduché vzťahy pre popis tepelných pochodov z literatúry. Všeobecne sa dá zvyšovať presnosť tohto prístupu zvyšovaním množstva kontrolných bodov tepelnej siete. V práci *Todescata* [31] je vidieť, že aj jednoduchý model tepelnej siete môže poskytovať presné výsledky pri porovnaní s experimentálnym meraním po vhodnej kalibrácii.

Analytický model na termálnu analýzu kompresora využil vo svojej práci aj *Sim* [61]. Vzťahy pre výpočet koeficientov prestupu tepla boli získané v relevantnej literatúre a nie meraním, ako to bolo pri predchádzajúcich autorov. Kompresor je rozdelený až do 32 diskretných elementov, ktoré majú uniformné vlastnosti a každý element je popísaný rovnicou (2.31). Autorovi sa podarilo dosiahnuť pomerne presné výsledky matematického modelu v porovnaní s experimentálnymi dátami.

$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^n k_{i,j} S_{i,j} (T_j - T_i) + \dot{Q}_{gen} \quad (2.31)$$

Vylepšený termálny model, s využitím metódy tepelnej kapacity, prezentuje vo svojej práci *Ooi* [62]. Prenos tepla radiáciou vnútri schránky hermetického kompresora je zanedbaný, ale autor rozšíril pôvodné modely o radiáciu kompresora do okolia. Zavedením efektívneho koeficientu prestupu tepla pre radiáciu, rovnica (2.32), je možné používať tepelné odpory tak ako pri prenose tepla vedením alebo prúdením.

$$k_r = \varepsilon \sigma (T_i - T_\infty) (T_i^2 + T_\infty^2) \quad (2.32)$$

Teplo generované trením v ložiskách kompresora popisuje vzťahom (2.33).

$$\dot{Q}_{gen, friction} = f \cdot F_t \frac{\pi d_t N}{60} \quad (2.33)$$

Celkovo je kompresor rozdelený do 46 elementov. Vzorová energetická bilancia pre element 1 (základnú dosku), prepojenú s elementami 5 (blok valca), 19 (plyn v batérii), 20 (batéria), 26 a 27 (plyn pod a nad doskou) a 32 (uloženie ložísk), je daná rovnicou (2.35).

$$K = k \cdot S \quad (2.34)$$

$$\begin{aligned} & K_{1,5} (T_1 - T_5) + K_{1,19} (T_1 - T_{19}) + K_{1,20} (T_1 - T_{20}) + \\ & + K_{1,26} (T_1 - T_{26}) + K_{1,27} (T_1 - T_{27}) + K_{1,32} (T_1 - T_{32}) = 0 \end{aligned} \quad (2.35)$$

Autor uvádza maximálny rozdiel medzi výsledkami merania teploty a výpočtom 20%, pričom väčšinou sa rozdiel pohyboval pod 10%. Ako príčinu autor uvádza nedostatočné množstvo elementov geometrie. Využitie metódy tepelnej siete je možné nájsť aj v ďalších publikáciách, napríklad [44], [47], [63], [64].

Metódu tepelnej siete je možné použiť pre rôzne druhy kompresorov, nie len piestové. Podľa *Ribasa* [5] majú však tieto modely nevýhodu, hlavne v prípade presného rozloženia teplôt v kompresore. Napríklad ventilová hlava kompresora, ktorou prechádza nasávaný aj stlačený vzduch má pomerne rôznorodé teplotné pole, čo pri malom počte bodov reprezentujúcich tento prvok prináša nepresnosti [65]. Zároveň tento prístup neposkytuje flexibilitu zmeny geometrie kompresoru, čo však nie je jednoduché ani v ostatných nástrojoch. V tomto prípade je však zmena podstatne menej náročná.

2.2.2 Numerické CFD metódy a hybridné termálne modely

Termálna analýza kompresoru s využitím numerických metód taktiež vyžaduje vytvorenie výpočtovej siete, v tomto prípade sa však zachováva presná geometria jednotlivých komponentov. Výpočtovú sieť je možné vytvoriť v komerčných programoch automaticky, rovnako tak nie je nutné predpisovať rovnice pre tepelné pochody. Existuje niekoľko metód na riešenie prúdenia, prestupu tepla alebo pevnostného namáhania. Najznámejšie a najpoužívanejšie sú metóda konečných objemov (MKO) a metóda konečných prvkov (MKP). Obe metódy majú svoje výhody a nevýhody, viac je možné sa dočítať v [51].

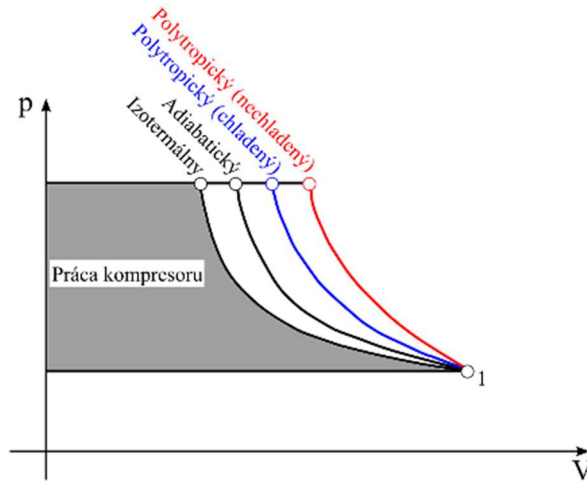
Napriek zásadnému pokroku vo výkone počítačových staníc v posledných rokoch nie je stále možné prevádzať troj-rozmerné CFD simulácie celého kompresoru v akceptovateľnom čase [66]. CFD simulácia je preto použitá pre určitú časť kompresoru, napríklad na simuláciu vedenia tepla v pevných telesách kompresoru. Prúdenie pracovného plynu môže byť dopočítané napríklad pomocou jednoduchých bilančných matematických modelov. Takto skombinované modely sa označujú ako hybridné modely. Prvé hybridné modely prezentujú vo svojich prácach *Almbauer* [65] a *Ribas* [67]. *Ribas* použil 3D simuláciu na riešenie vedenia tepla medzi pevnými časťami kompresoru a integrálny termálny model (podobný ako *Todescat* [31]) na riešenie teploty pracovného plynu pri prechode jednotlivými časťami kompresoru a pre ďalšie súčasti kompresoru, nezahrnuté v 3D analýze (napríklad elektrický motor). Výsledky z termálneho modelu slúžia ako okrajová podmienka pre 3D analýzu a naopak výsledky z 3D analýzy sa opätovne použijú ako okrajové podmienky pre termálny model. Táto procedúra sa iteračne opakuje až pokiaľ je dosiahnutá požadovaná konvergencia teploty. *Ribasovi* [67] sa podarilo týmto modelom dosiahnuť výsledky veľmi blízke k experimentálnemu meraniu. *Sanvezzo* [53] nadviazal na model od *Ribasa*, ale namiesto experimentálne zistených súčiniteľov prechodu tepla použil výpočtové vzťahy z literatúry. *Sanvezzo* navyše počíta aj s olejovou vrstvou pri riešení prestupu tepla. Jedinými vstupnými dátami do programu sú podľa autora výparná a kondenzačná teplota a geometrické rozmery kompresoru. Tento prístup nevyžaduje kalibráciu podľa experimentálnych dát, je teda flexibilnejší na použitie pre rôzne pracovné podmienky, prípadne malé zmeny v geometrii kompresoru. *Sanvezzo* [53] ďalej uvádza, že použité modely pre výpočet Nusseltovho čísla podhodnocujú tepelný tok a tak je nutné zvýšiť hodnotu tepelného toku použitím korelačných faktorov. V sacom tlmíči (z anglického „muffler“) má korelačný koeficient hodnotu dva, vo výtláčnej komore je to štyri a tlmíči na výtlaku je to štrnásť. Použitím týchto korelačných faktorov dosiahol *Sanvezzo* presnejšie výsledky pri porovnaní s nameranými hodnotami. Podobné termálne modely boli publikované okrem iných aj v [67] a [68].

CFD nástroje majú využitie aj pri simulácií len určitých častí kompresoru, napríklad *Morriesen* [70] použil tento prístup na výpočet prehrievania v sacom potrubí, pričom vstupnými dátami boli hodnoty z merania. Autorovi sa však nepodarilo dosiahnuť presné výsledky pre teplotu a tepelný tok v kompresore. Porovnanie s meraním ukázalo odchýlku až 23 % (resp. 28 %). Dôvodom je podľa autora nesprávne predpísaná okrajová podmienka.

2.3 Prenos tepla vo valci kompresora

Kompresia vo valci je jedným z najväčších zdrojov tepla v kompresore, ktoré sa prenáša do ďalších častí kompresora. Takto dochádza k prehrievaniu nasávaného plynu a znižovaniu účinnosti (vysvetlené v predchádzajúcich kapitolách). Ďalší negatívny jav pri ohrievaní pracovného plynu je zvyšovanie kompresnej práce. Minimálnu prácu, a teda aj najvyššiu účinnosť kompresoru, dosiahneme pri izotermickej kompresii (obrázok 2.3). To je však nevhodné pre chladiace kompresory, kde by následne nedochádzalo k výmene tepla v kondenzátore. V tomto prípade je cieľom priblížiť sa adiabatickej kompresii. Pri reálnom procese stláčania plynu však vždy dochádza k nárastu teploty, preto sa v kompresoroch používajú na chladenie valca rôzne chladiče

a medzichladiče v prípade viac-stupňových kompresorov. V niektorých prípadoch sa používa aj vstrekovanie kvapaliny do priestoru valca. [71], [72]



Obrázok 2.3: Porovnanie procesov kompresie.

Analýzou tepelných pochodov v kompresore získame prehľad o rozložení teploty pre rôzne pracovné podmienky a konfigurácie. Pri termálnych analýzach, uvádzaných v kapitole 2.2, sa často používajú na určenie prestupu tepla zo stlačovaného plynu do steny semi-empirické korelačné vzťahy. V dostupnej literatúre je možné nájsť pomerne veľké množstvo rôznych vzťahov, ale ich presnosť nie je explicitne overená a oblasť využitia tiež nie je jasne definovaná. Väčšina vzťahov je založená na výpočte bezrozmerného Nusseltovho čísla podľa vzťahu (2.36). Rozdiely sú v koeficientoch a , b a c a tiež vo výpočte rýchlosti u pre Reynoldsove číslo, vzťah (2.37).

$$Nu = a Re^b Pr^c \quad (2.36)$$

$$Re = \frac{u D}{\nu} \quad (2.37)$$

Mnohé vzťahy vychádzajú z korelácií pre spaľovacie motory, medzi prvými boli korelácie od autorov *Woschni* [73] a *Annand* [59], rovnica (2.38) a (2.39).

$$Nu = 0,035 Re^{0,7} \quad (2.38)$$

$$Nu = 0,7 Re^{0,7} Pr^{0,7} \quad (2.39)$$

Aplikácia týchto vzťahov pre kompresory je limitovaná, pretože procesy v spaľovacom motore sú odlišné od tých v kompresore. Rozdielne sú aj ventily umožňujúce prúdenie do valca a z valca. V spaľovacom motore sú ovládané mechanicky vačkovým hriadeľom, zatiaľ čo v kompresore sú ovládané tlakom. Vo vzťahu (2.39) boli upravené koeficienty podľa prechádzajúcich skúseností, ale aj samotný *Annand* tieto koeficienty upravoval podľa pracovných podmienok spaľovacieho motora [74]. Pri výpočte rýchlosti v Reynoldsovom čísle používal *Annand* priemernú piestovú rýchlosť. *Woschni* oddelil fázu výmeny náplne v pracovnom priestore, rovnica (2.40), a fázu uzavretia ventilov, rovnica (2.41). Dôvodom je rozdielna rýchlosť prúdenia, keď sú ventily otvorené.

$$u = 6,618 \cdot u_p \quad (2.40)$$

$$u = 2,28 \cdot u_p \quad (2.41)$$

Adair [58] priniesol vzťah priamo odvodený pre piestové kompresory pracujúce s chladivom, rovnica (2.42). V prípade Nusseltovho čísla sa jedná len o miernu zmenu koeficientov. Zaujímavejší je však výpočet charakteristickej rýchlosti, kde autor používa uhlovú rýchlosť kľukovej hriadele. Na výpočet rýchlosti autor predkladá dva vzťahy, používané v závislosti na uhle natočenia kľuky. Takýmto spôsobom autor rozlišuje fázu výmeny náplne, rovnica (2.43), a uzavretia ventilov, rovnica (2.44). Poslednou zmenou je použitie ekvivalentného priemeru v Reynoldsovom čísle, rov. (2.45).

$$Nu = 0,053 Re^{0,8} Pr^{0,6} \quad (2.42)$$

$$u = 2\omega [1,04 + \cos(2CA)] \quad \frac{3}{2}\pi < CA < \frac{1}{2}\pi \quad (2.43)$$

$$u = \omega [1,04 + \cos(2CA)] \quad \frac{1}{2}\pi < CA < \frac{3}{2}\pi \quad (2.44)$$

$$D_e = \frac{6 \cdot \text{Objem valca}}{\text{Plocha valca}} \quad (2.45)$$

Predchádzajúce vzťahy boli odvodené na základe experimentálnych meraní. So zvyšujúcim sa výkonom výpočtových počítačov sa začali používať na analýzu prestupu tepla aj numerické metódy. Disconzi [52] na základe dvoj-rozmernej CFD simulácií (s RNG $k-\varepsilon$ modelom turbulencie) navrhla vzťahy samostatne pre kompresný, výtláčny, expanzný a sací proces, tabuľka 2.1. Okrajové podmienky simulácie boli určené z experimentálnych meraní (teploty na stenách kompresnej komory, prietok, charakteristika ventilov) a na ostatné steny, irelevantné k prestupu tepla, bola predpísaná adiabatická okrajová podmienka.

Tabuľka 2.1: Korelačné vzťahy prestupu tepla pre jednotlivé deje vo valci kompresora [52].

Proces	Reynoldsove číslo	Konštanty		
		a	b	c
Kompresia	$Re = \frac{\rho_{(t)} Du_p}{\mu_{(t)}}$	0,086	0,8	0,6
Výtlak	$Re = \frac{\rho_{(t)} Du_p + u_p^{0,8} u_{fluid(t)}^{0,2}}{\mu_{(t)}}$	0,08	0,8	0,6
Expanzia	$Re = \frac{\rho_{(t)} Du_p}{\mu_{(t)}}$	0,12	0,8	0,6
Nasávanie	$Re = \frac{\rho_{(t)} Du_p + u_p^{-0,4} u_{fluid(t)}^{1,4}}{\mu_{(t)}}$	0,08	0,9	0,6

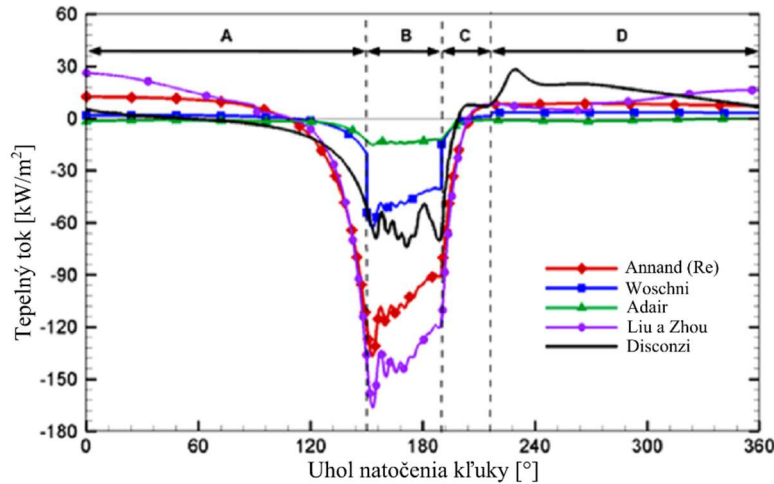
Charakteristická rýchlosť vo valci pre Reynoldsove číslo počas uzavretia ventilov je stredná rýchlosť piestu, rov. (2.46).

$$u_p = 2Z_s f \quad (2.46)$$

Rozdielom oproti predchádzajúcim modelom je určenie charakteristickej rýchlosti v Re čísle z priemernej rýchlosti piestu a z hmotnostného prietoku ventilmi, podľa rovnice (2.47).

$$u_{fluid(t)} = \frac{|\dot{m}_{(t)}|}{\rho_{(t)} A_{valve}} \quad (2.47)$$

Disconzi [52] uvedené vzťahy overila pre rôzne prevádzkové stavy kompresoru a výsledky pri porovnaní s numerickým výpočtom dosahovali podstatne lepšiu presnosť ako vzťahy podľa predchádzajúcich autorov. Pri porovnaní jednotlivých modelov medzi sebou je však rovnako badať veľké rozdiely, obrázok 2.4. Podobné výsledky dosiahol vo svojej práci aj *Pereira* [75].



Obrázok 2.4: Tepelný tok predpovedaný modelom Disconzi [52].

Odlíšny postup pri určovaní tepelného toku vo valci kompresoru použil *Aigner* [56]. Namiesto Nusseltovho čísla používa Stantonové číslo, ktoré vyjadruje pomer tepelného toku do steny a energetického toku pozdĺž steny, rovnica (2.48).

$$St = \frac{h}{\rho c_p u} = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (2.48)$$

Aigner použil troj-rozmerné CFD simulácie na výpočet tepelných tokov a na základe výsledkov navrhol Stantonové číslo, resp. vzťahy pre ich výpočet, pre každý proces vo valci. Výhodou tohto postupu je, že Stantonové číslo je proporcionálne k treciemu koeficientu C_f , rov. (2.49).

$$St = \frac{C_f}{2Pr^{2/3}} \quad (2.49)$$

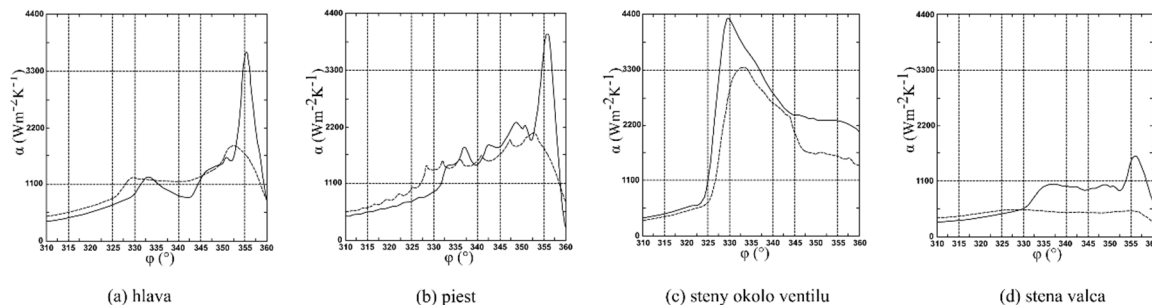
Problematické je však určenie trecieho koeficientu. Opäť existuje niekoľko rôznych vzťahov pre rôzne druhy prúdenia, napríklad podľa *Benjana*, rovnica (2.50) pre procesy s uzavretými ventilmi a rovnica (2.51) pre výmenu náplne, alebo inak povedané, pre vyššie Reynoldsove číslo. Presnosť týchto vzťahov je však diskutabilná pre použitie v kompresore.

$$C_f = 0,078 Re^{-0,25} \quad (2.50)$$

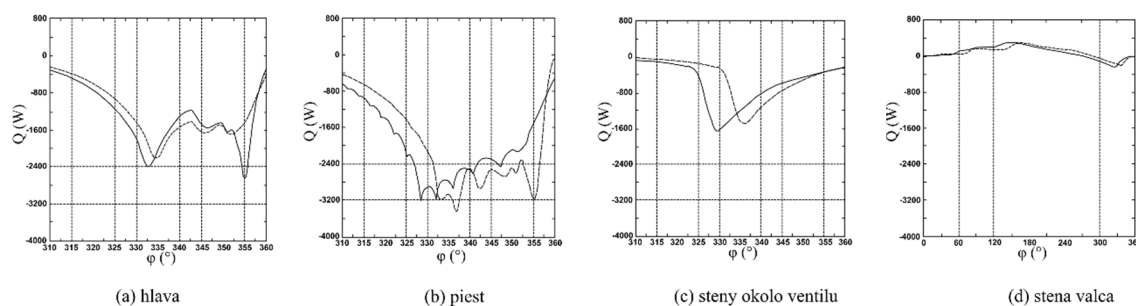
$$C_f = 0,046 Re^{-0,2} \quad (2.51)$$

Z hľadiska prestupu tepla vo valci je dôležité správne určiť aj distribúciu tepelného toku medzi jednotlivé povrchy kompresoru. Vyššie uvedené postupy predpokladajú rozloženie podľa veľkosti plochy v danom momente. Prestup tepla na konkrétnej ploche však ovplyvňuje aj rýchlosť prúdenia

v okolí tejto plochy a tá sa v kompresore zásadne mení. Tejto téme sa venovali *Müllner* [76] a *Bielmeier* [77], ktorí v rámci analýzy pracovného cyklu kompresoru sledovali prerozdelenie tepelného toku medzi vnútorné povrchy valca. Autori skúmali vplyv geometrie ventilovej dosky na prenos tepla vo valci, nie však pre celú otáčku kľukového hriadeľa. V nasledujúcich obrázkoch sú uvedené koeficienty prestupu tepla pre jednotlivé steny kompresoru a miera tepelného toku.

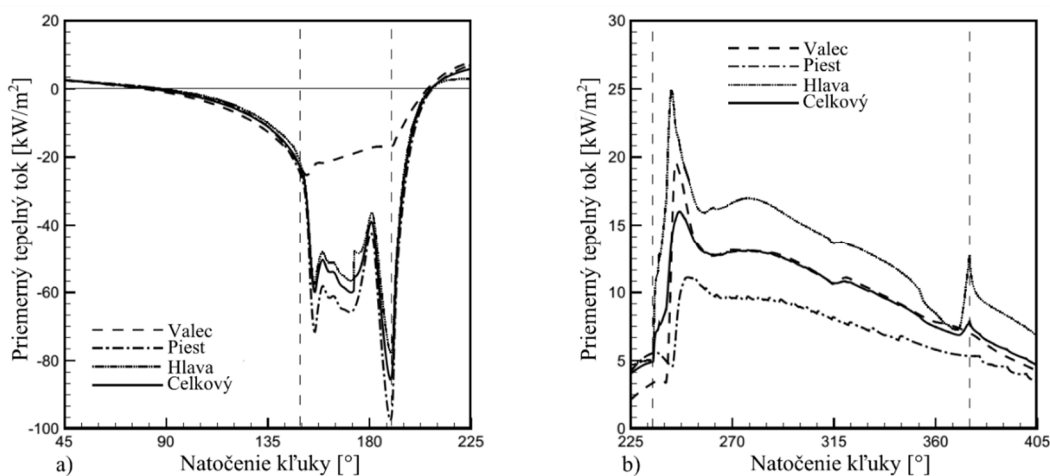


Obrázok 2.5: Priemerný koeficient prestupu tepla pre jednotlivé steny kompresora a geometrie ventilu [76].



Obrázok 2.6: Prenos tepla pre jednotlivé steny [76].

Na základe *Müllnerovho* [76] výpočtu prevažná časť tepla vo valci smeruje do piestu (50 %) a do ventilovej hlavy (35 %), menej do steny vo výtlačnom potrubí (14 %) a najmenej do steny valca (4 %). Tieto výsledky potvrdzujú, že tepelný tok vo valci nie je závislý len na veľkosti steny valca, ale je významne ovplyvnený prúdením plynu z ventilov a do ventilov. Podobnú analýzu prenosu tepla vo valci, založenú na 2D simulácii metódou konečných objemov, vypracoval *Pereira* [75]. Rovnako ako v prípade *Müllnera* [76] vychádzajú autorovi nízke hodnoty prenosu tepla pre stenu valca počas výtlačku, vid' obrázok 2.7.



Obrázok 2.7: Tepelný tok rôznymi povrchmi v kompresore podľa *Pereiru*: (a) počas výtlačku; (b) počas nasávania [75].

3

Matematický model kompresoru

V tejto kapitole nasleduje detailný popis matematických modelov vytvorených v rámci dizertačnej práce. Na simuláciu termodynamických dejov vo valci kompresoru bol vybraný model založený na energetickej bilancii v kontrolnom objeme (viď kapitola 2.1.2). Tento model je najčastejšie využívaný pri analýze kompresorov. Všeobecné vlastnosti tohto prístupu boli popísané v kapitole 2.1.2 a hlavné dôvody jeho použitia sú jednoduchá modifikácia a prepojitelnosť s ďalšími modelmi, rýchlosť a relatívne dobrá presnosť. Niektoré časti kompresoru však boli simulované s využitím numerických metód a komerčných CFD softvérov, napríklad prietok ventilmi a prestup tepla vo valci kompresoru. Okrem termodynamického modelu pre valec kompresoru bol vytvorený aj termálny model kompresoru, ktorý rieši tepelnú záťaž jednotlivých častí kompresoru (kapitola 2.2.1). Aj v tomto prípade je model často kombinovaný s CFD simuláciou z dôvodu overenia jednotlivých dejov a výsledkov. Všetky vlastné modely boli vytvorené v prostredí Matlab.

3.1 Termodynamický model kompresoru

Energia dodávaná motorom sa mení na kompresnú prácu piestu. Pracovný plyn prúdi do valca cez ventily, pričom zdieľa teplo s okolitými stenami. Všetky tieto deje sú matematicky popísané v nasledujúcom texte v rámci termodynamického modelu kompresoru.

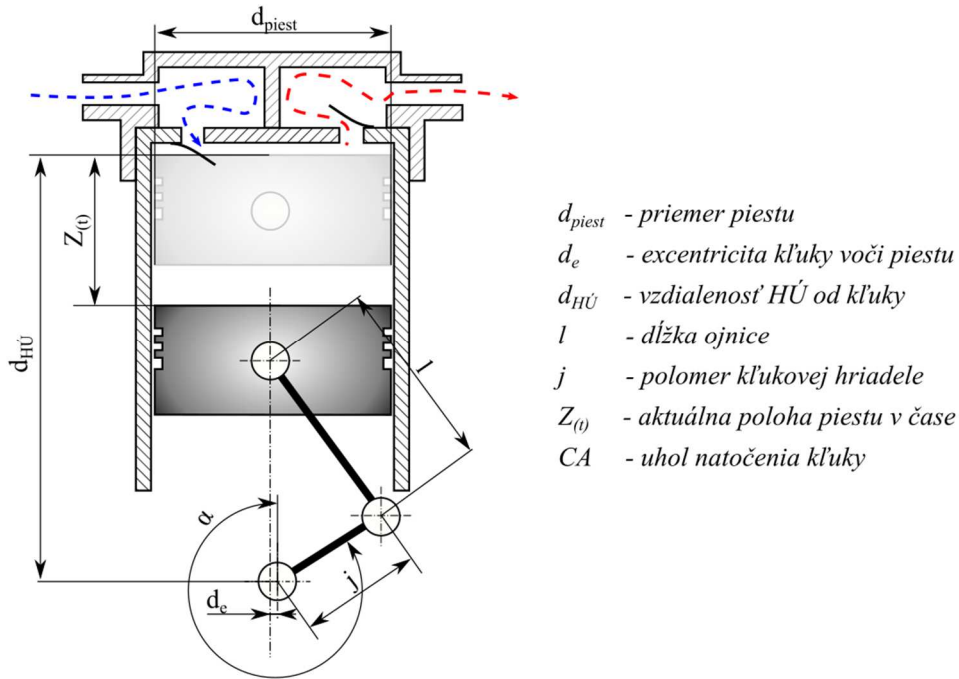
3.1.1 Kľukový mechanizmus

Objem pracovného priestoru vymedzuje pohybujúci sa piest. Ten je ovládaný kľukovým mechanizmom, ktorý je podobný tým v piestových spaľovacích motoroch. Rozdiel je v prenášanej sile (resp. práci), ktorá má opačný smer, tzn. z kľukového hriadeľa do pracovného priestoru kompresora. Väčšina kompresorov využíva najjednoduchší typ kľukového mechanizmu (obrázok 3.1), zloženého zo samotnej kľuky, ojnice a piestu.

$$y_{(t)} = j \cdot \cos CA_{(t)} + l \cdot \cos RA_{(t)} \quad (3.1)$$

$$Z_{(t)} = j + l + Z_0 - j \cdot \cos CA_{(t)} - l \sqrt{l - \left(\frac{j}{l}\right)^2 \sin^2 CA_{(t)}} \quad (3.2)$$

V prípade dvojčinných kompresorov je mechanizmus doplnený o križiak a piest s vodiacou tyčou. Aktuálna poloha piestu je závislá na čase (na natočení kľukového hriadeľa) a je daná vzťahom (3.1). Každý kompresor má tzv. škodný priestor, ktorý je daný minimálnou vzdialenosťou piestu od ventilovej hlavy, Z_0 . Tento priestor môže byť navýšený o tzv. ventilové vačky (z angl. „*valve pockets*“). Poloha piestu v závislosti na natočení kľuky je potom daná rovnicou (3.2). Vynásobením rovnice (3.2) plochou piestu dostávame kontrolný objem kompresoru, ktorého pohyblivú hranicu tvorí piest a prietokové plochy sú tvorené ventilmi.



Obrázok 3.1: Schematický náčrt kľukového mechanizmu v kompresore.

3.1.2 Energetická analýza kontrolného objemu

S využitím 1. Termodynamického zákona je možné analyzovať priebeh procesov vo valci kompresoru, resp. v kontrolnom objeme. Tento prístup zanedbáva prúdenie vo valci a predpokladá uniformné rozloženie teploty a tlaku v kontrolnom objeme. Z tohto dôvodu sa tieto modely častou označujú ako „kvázi-statické“ alebo 0D modely.

Rovnicu (2.18) v diferenciálnom tvare (3.3) je možné riešiť numericky, kde sa osvedčili metódy Runge-Kutta. Alternatívou je nahradenie diferenciálu v rovnici (3.3) postupnými diferenciami, čoho výsledkom sú diskrétné hodnoty priebehu stavových veličín v cykle kompresoru [78]. Riešením energetickej rovnice (3.3) dostávame tak hodnotu vnútornej energie v novom časovom kroku u_{t+1} , rovnica (3.4). Podobné riešenie energetickej rovnice je možné nájsť napríklad v [79].

$$\frac{dW}{dt} + \frac{dQ}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} \cdot h_i = \frac{dU}{dt} \quad (3.3)$$

$$u_{t+1} = \frac{1}{m} \left\{ \dot{Q} + (\dot{m}_s h_s)_t - (\dot{m}_d h_d)_t - p_t \frac{\Delta V}{\Delta t} - \frac{\Delta m}{\Delta t} \right\} + u_t \quad (3.4)$$

Prvý člen rovnice (3.3) vyjadruje prácu piestu a jej výpočet je závislý na zmene objemu pri okamžitom tlaku.

$$\frac{dW}{dt} = p \frac{dV}{dt} = p \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (3.5)$$

Na výpočet tepelného toku sa používa Newtonov ochladzovací zákon, (3.6). Súčiniteľ prestupu tepla je určený pomocou bezrozmerného Nusseltovho čísla, rov. (3.7).

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha \cdot S \cdot (T_{stena} - T_{plyn}) \quad (3.6)$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (3.7)$$

Tretí člen rovnice (3.3) udáva hmotnostný tok cez sací alebo výtlačný ventil. Riešením energetickej rovnice je možné získať jednu stavovú veličinu, v tomto prípade teplotu, ktorú je možné vyjadriť pomocou rovnice (3.8).

$$\frac{du}{dt} = c_v \frac{dT}{dt} \quad (3.8)$$

V prezentovanom výpočtovom programe je však namiesto rovnice (3.8) použitá databáza chladív CoolProp [80], [81]. V tomto programe je možné získať požadovanú vlastnosť pracovného plynu na základe dvoch stavových veličín. Na určenie teploty je použitá vnútorná energia u a hustota plynu v kontrolnom objeme ρ , rov. (3.9).

$$T = f(u, \rho) \quad (3.9)$$

Podobným spôsobom je následne zistená hodnota tlaku, rov. (3.10), prípadne entalpie, rov.(3.11).

$$p = f(T, \rho) \quad (3.10)$$

$$h = f(p, T) \quad (3.11)$$

Použitie databázy plynov umožňuje nahradenie stavovej rovnice v simulačnom nástroji a zároveň rozširuje možnosti aplikácie. Databáza totiž obsahuje 122 tekutín a je možné získať aj vlastnosti zmesí. Program využíva na určenie termodynamických vlastností tekutín Helmholtzovú energiu. Tá sa skladá z dvoch zložiek, ideálnej a reziduálnej:

$$\alpha = \alpha^0 + \alpha^r \quad (3.12)$$

Všetky termodynamické vlastnosti sa získavajú deriváciou členov rovnice (3.12). Viac informácií o CoolPrope je možné nájsť v publikáciách [80], [81].

Sústavu energetickej a stavovej rovnice je nutné doplniť o rovnicu kontinuity (3.13), vďaka ktorej je možné dopočítať hustotu plynu vo valci, rov. (3.14).

$$\frac{dm_{cyl}}{dt} = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_{dis} - \dot{m}_{leak} - \dot{m}_{b,suc} + \dot{m}_{b,dis} + \dot{m}_{b,leak} \quad (3.13)$$

$$\rho = \frac{m_{cyl}}{V} \quad (3.14)$$

3.1.3 Ventily

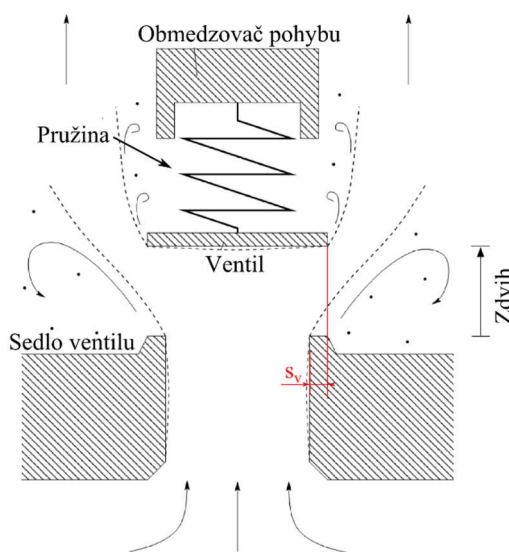
Pohyb ventilov v kompresore je pomerne komplexný a zásadným spôsobom ovplyvňuje výkon kompresoru. Kinematika a dynamika ventilov je určená tlakovým rozdielom medzi valcom a sacím, či výtlačným potrubím, tuhosťou pružiny, prípadne tuhosťou jazýčkového ventilu a v neposlednom rade tlmiacim účinkom pretekajúcej tekutiny. Schematický náčrt ventilu je na obrázku 3.2. Ventily majú často obmedzený pohyb tzv. obmedzovačom (z angl. „*limiter*“), ktorý sa používa preto, aby sa zabránilo nežiadúcemu pre-pruženiu a následnému silnému kmitaniu, ktoré by mohlo znížiť životnosť ventilu. Takéto obmedzovače pohybu sa používajú hlavne pri výtlačných ventiloch.

Rozsah pohybu ventilu je teda obmedzený stenami ventilovej dosky (obrázok 3.2) a rov. (3.15).

$$x_{\min} \leq x(t) \leq x_{\max} \quad (3.15)$$

Minimálna vzdialenosť je vždy nulová, aby ventil uzatváral pracovný priestor kompresoru. Samotná pružina ventilu však môže byť aj v „nulovej polohe“ mierne stlačená, aby sa vytvorilo určité silové predpätie. V zjednodušených simulačných nástrojoch sa na riešenie pohybu používa najčastejšie rovnica s jedným stupňom voľnosti [22], rov. (3.16).

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + cx = \sum_{i=1}^n F_i \quad (3.16)$$



Obrázok 3.2: Nákres ventilu v čase výtlaku v kompresore [21].

Rovnica (3.16) platí pre najjednoduchší typ systému hmotný objekt – pružina a v zjednodušených modeloch sa často zanedbáva konštanta tlmenia b . Niekoľko posledných publikácií (napr. [26], [27], [82]) naznačuje, že tento prístup nie je ideálny pre zistenie presných parametrov ventilu, obzvlášť ak sa jedná o deformovateľné jazýčkové ventily. Dochádza k nepresnostiam pri určení pohybu a deformácie ventilu, ktoré sú dôležité pri určení životnosti ventilu. Z globálneho hľadiska, kedy je dôležitý hlavne prietok ventilom, je možné tento prístup použiť, čo potvrdzuje väčšina súčasných publikácií, ktoré nie sú vyslovene zamerané na analýzu ventilu. Pri analýze pevných, nedeformovateľných ventilov, akými sú napríklad prstencové, alebo kónické ventily, je použitie tohto prístupu pomerne presné. Samozrejme, nie je možné postihnúť kmitanie ventilu, prípadne poskakovanie ventilu v inom smere ako je hlavný pohyb.

Rovnica (3.16) je riešená pomocou metódy Runge-Kutta štvrtého rádu. Výsledkom je poloha ventilu, jeho rýchlosť a zrýchlenie. Ventil pri otvorení narazí na pevnú stenu (obmedzovač pohybu) a odskakuje s hybnosťou (rýchlosťou) menšou ako pred nárazom podľa rov. (3.17) [20], [21].

$$\frac{dx}{dt} [t^+] = -e_{res} \frac{dx}{dt} [t^-] \quad (3.17)$$

Koeficient zmeny rýchlosti e_{res} vychádza z pomeru kinetickej energie po náraze (t^+) a pred nárazom (t^-) a výpočet musí okrem elastických vlastností samotného materiálu zahŕňať aj vplyv pretekajúcej kvapaliny. Hodnoty koeficientu zmeny rýchlosti sa často pohybujú blízko nule, pričom presné určenie tejto hodnoty je náročné a často sa tiež zanedbáva.

Sily pôsobiace na ventil

Pravá strana rovnice (3.16) reprezentuje všetky sily pôsobiace na ventil pri kvázi-statických podmienkach. Bežne na ventil pôsobí tlaková sila, vyvolaná rozdielom tlakov pred a za ventilom, sila od pružiny v prípade predpätia, adhézna sila, spôsobená tenkou vrstvou oleja na styčných stenách medzi ventilom a sedlom. Táto sila pôsobí vždy na začiatku otvárania ventilu čím spôsobuje oneskorené otvorenie a tiež pri pritlačení ventilu na obmedzovač pohybu. Najväčšou silovou zložkou je sila tlaková (rov. (3.19), ktorá niekoľko-násobne prevyšuje ostatné sily a preto sa často uvažuje len s touto a s adhéznou zložkou.

$$\sum_i F_i = F_p + F_{adh} \quad (3.18)$$

$$F_p = S \cdot \Delta p \quad (3.19)$$

$$F_{adh} = \mu s_v^3 d_v \frac{1}{x^3} \frac{dx}{dt} \quad (3.20)$$

$$F_{adh} = \frac{3\pi\mu}{2\delta^3} \frac{dh}{dt} R_t^4 \left(1 - X^4 + \frac{1 - 2X^2 + X^4}{\ln X} \right) \quad (3.21)$$

$$X^2 = 1 + \frac{A_c}{A_{valve}} \quad (3.22)$$

Olejový film má nezanedbateľný vplyv na silu potrebnú pre otvorenie a zatvorenie ventilu. Nárast sily potrebnej na otvorenie ventilu zvyšuje požiadavku na dodanú prácu a znižuje tak efektívnosť kompresoru. V p - V diagrame je tento jav viditeľný na konci kompresie, kedy tlak vo valci značne narastá nad hodnotu tlaku vo výtlačnom potrubí (obrázok 1.4). Rovnaký efekt bude mať adhézna sila na strane nasávania. Prichytenie ventilu o obmedzovač pohybu môže zase oneskoriť zatvorenie ventilu, čím umožňuje spätný tok plynu do valca, prípadne sacieho potrubia. Určenie adhéznej sily výpočtom je pomerne zložité z dôvodu neznámeho množstva oleja na ventile, neznámej teploty oleja v okolí ventilu a rozloženia oleja po povrchu. Veľkosť adhéznej sily sa preto určuje často experimentálne. *Aigner* [42] použil na popis adhéznej sily Reynoldsovu teóriu hydrodynamického mazania, rov. (3.20), ktorá vychádza z analýzy *Khalifu* [83], rov. (3.21). Predpokladom je dostatočné množstvo oleja medzi ventilom a sedlom a konštantná viskozita. Rozdiel medzi rov. (3.20) a rov. (3.21) je v určení vplyvu presahu ventilu za okraj prietokovej plochy, obrázok 3.2. *Pizzaro-Recabarren* [84] zaviedol do teórie *Khalifu* konečný objem oleja, čo by malo presnejšie zodpovedať skutočnému stavu v kompresore. Ani jeden z modelov však nebol experimentálne validovaný, preto bol použitý model podľa *Khalifu*.

Rozloženie tlaku na ventile nie je v skutočnosti rovnomerné, čo je dôsledok intenzívneho prúdenia okolo ventilu. Skutočná plocha, na ktorú pôsobí tlaková sila tak môže byť menšia ako je celková geometrická plocha ventilu. *Nasir* [85] použil vo svojej práci termín efektívna silová plocha („effective force area“), ktorá predstavuje skutočnú plochu vystavenú pôsobeniu tlakovej sily. Jej hodnota je daná rovnicou (3.23) a vypočíta sa z pomeru skutočnej a ideálnej sily pôsobiacej na ventil, rov. (3.25). Podobný postup je použitý aj pri výpočte efektívnej prietokovej plochy.

$$F_p = \phi_{ef,force} \cdot \Delta p \quad (3.23)$$

$$\phi_{ef,force} = \zeta_{force} \cdot S \quad (3.24)$$

$$\zeta_{force} = \frac{F_{p,sk}}{F_{p,id}} \quad (3.25)$$

$$\phi_{ef,flow} = \zeta_{flow} \cdot S \quad (3.26)$$

$$\zeta_{force} = \frac{\dot{m}_{sk}}{\dot{m}_{th}} \quad (3.27)$$

Hmotnostný tok ventilom

Po určení polohy ventilu je možné vypočítať hmotnostný tok ventilom pomocou St. Venantovej rovnice (3.28). Rovnica predpokladá jedno-rozmerné, izoentropické prúdenie. Všetky vstupné veličiny sú známe z predchádzajúcich výpočtov, okrem efektívnej prietokovej plochy $\phi_{ef,flow}$. Táto veličina okrem skutočnej prietokovej plochy ϕ , ktorá je daná polohou ventilu, obsahuje v sebe aj lokálny stratový súčiniteľ ζ . Ten je možné zistiť buď experimentálne, alebo s využitím CFD softvéru. V stratovom súčiniteli sa prejavuje tlaková strata, strata spojená so zúžením prúdu pri prietoku ventilom, alebo vírenie v okolí ventilu či trecie straty.

$$\dot{m} = \phi_{ef,flow} \cdot \rho_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (3.28)$$

Tlakový pomer pred a za ventilom určuje maximálnu výtokovú rýchlosť. Jeho hodnota sa však pri pohybe piestu mení, resp. kolíše okolo určitej hodnoty, nemala by však presiahnuť kritický pomer. Kritická hodnota tlakového pomeru je špecifická pre každý plyn, rov. (3.29), pre vzduch je to 0,54.

$$\beta_{krit} = \frac{p_{krit}}{p} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.29)$$

3.1.4 Úniky pracovného plynu netesnosťami

Vplyvom netesností medzi piestom, resp. piestnymi krúžkami a stenou kompresoru dochádza k úniku stláčaného plynu. Dôsledkom toho je zníženie účinnosti kompresoru vďaka nižšiemu prietoku pracovného plynu a neefektívnemu využívaniu dodanej energie. Jeden z prvých modelov pre výpočet únikov plynu netesnosťami priniesol *Ferreira* [32], ktorý rozdelil úniky na priame a nepriame (viď kapitola 1.5). Keďže nepriame úniky sú silno spojené s chemickou interakciou medzi plynom (chladivom) a olejom, neboli zahrnuté v prezentovanom modeli. Pre priame úniky netesnosťami používa *Ferreira* [32] vzťah (3.30)

$$\dot{m} = \pi \cdot D \cdot i \cdot \rho_1 \left[u_{p(t)} \frac{1 - K^2 + 2K^2 \cdot \ln(K)}{2 \cdot \ln(K) \cdot (1 - K^2)} + \frac{(p_1 - p_2)(D/2)^2}{8\mu L} \left(\frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln(K)} \right) \right] \quad (3.30)$$

$$K = \frac{D}{D + 2i} \quad (3.31)$$

$$r_f = \frac{(p_{cyl} - p_{shell}) i^2}{\mu L u_p} \quad (3.32)$$

Pre uvedený model je nutné brať do úvahy kvázi-statické nestlačiteľné prúdenie a konštantnú hrúbku olejovej vrstvy. Autorovi sa podarilo dosiahnuť zhodu experimentálnych a numerických výsledkov pre veľkosť medzery do desať mikrometrov. Dôležitým parametrom je hlavne veľkosť medzery, ktorá je redukovaná olejovou vrstvou prichytenou na povrchu piestu, prípadne steny valca. Koeficient pomeru tlakových a viskózných síl, rovnica (3.32), rozhoduje o tom, či je tlakový rozdiel medzi valcom a okolím dostatočne veľký na prelomenie olejovej vrstvy v okolí piestu. V prípade, že je hodnota tohto koeficientu približne rovná, alebo vyššia ako jedna, dochádza k priamym únikom pracovného plynu z kompresnej komory. *Lohn* [33] vypracoval analýzu v ktorej porovnával analytický vzťah (3.30) s numerickou CFD analýzou. Autor uvádza, že tento analytický model poskytuje dobrý odhad únikov netesnosťami, pre piest bez náklonu voči vlastnej ose. Pre stlačiteľné prúdenie je však vhodnejšie použiť vzťah podľa *Zuka* [86], rov. (3.33).

$$\dot{m} = \frac{\pi \cdot D \cdot i^3 \cdot \rho_1 \cdot p_1}{24 \cdot \mu \cdot L} \left(1 - \frac{p_2^2}{p_1^2} \right) \quad (3.33)$$

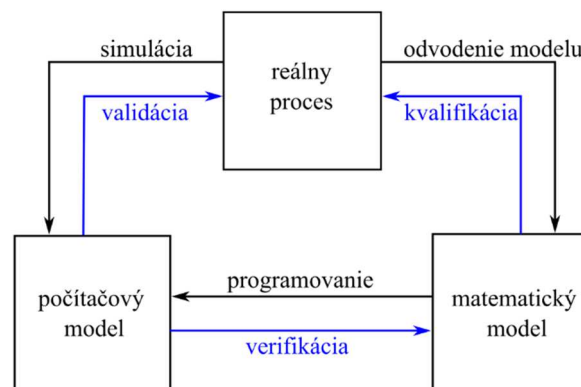
$$\dot{m} = \zeta_{gap} A_{gap} p_{cyl} \sqrt{\frac{2}{rT}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_{shell}}{p_{cyl}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{shell}}{p_{cyl}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.34)$$

Alternatívny prístup zvolil *Yang* [45], ktorý použil upravený St. Venantov vzťah, rov. (3.34), ktorý však nezohľadňuje olej v medzere medzi piestom a stenou. Z toho dôvodu bol v prezentovanom simulačnom nástroji použitý vzťah (3.30).

Úniky netesnosťami ventilov tvoria tiež podstatnú časť strát na účinnosti kompresoru. Z časových dôvodov a nedostatku vstupných údajov však neboli tieto úniky zahrnuté v prezentovanej práci. Inšpiráciu a možné námety je však možné nájsť napríklad v publikácii od *Silvu* [87].

3.1.5 Overenie termodynamického modelu

Každý matematický model je nutné pred praktickým použitím verifikovať a validovať (obrázok 3.3), ideálne s využitím experimentálne získaných dát. Verifikáciou počítačového modelu je overená správnosť riešenia matematickej úlohy pomocou zvolenej numerickej metódy.



Obrázok 3.3: Schéma metodologického postupu vývoja modelu.

Táto činnosť prebieha opakovane počas samotného programovania počítačového modelu. Výsledky z počítačového modelu sú v konečnej fáze vývoja porovnávané s reálnym procesom.

Pokiaľ sa výsledky zhodujú, považuje sa počítačový model za validovaný a je možné ho použiť v praktických aplikáciách [88].

Overenie termodynamického modelu kompresoru bolo v prvom kroku uskutočnené porovnaním výsledkov s iným, už validovaným, počítačovým modelom *Recips*. V tomto kroku sa teda jedná o overenie na rozmedzí validácie a verifikácie. Základ tohto modelu bol pôvodne vyvinutý *Ussykom* [89] na Federálnej univerzite v Santa Catarine (UFSC), Brazílii. Postupne bol model vyvíjaný a doplnený o ďalšie sub-modely až do dnešnej podoby a tiež experimentálne validovaný na rôznych chladiacich kompresoroch v laboratóriách POLO, UFSC. Porovnanie dvoch počítačových modelov má výhodu vo vylúčení problémov so vstupnými a okrajovými podmienkami.

Termodynamický model pre kompresory vyžaduje nasledujúce vstupy:

- **Rozmery kompresoru**
 - Priemer kľukového hriadeľa
 - Dĺžka ojnice
 - Priemer piestu (vítanie)
 - Excentricita
 - Veľkosť škodného priestoru
 - Veľkosť medzery medzi piestom a stenou valca
- **Otáčky kompresoru**
- **Vlastnosti sacieho a výtlačného ventilu**
 - Celková váha ventilu
 - Tuhosť ventilu (resp. pružiny ventilu)
 - Maximálna deformácia (poloha) ventilu
 - Efektívna prietoková plocha
 - Efektívna silová plocha
- **Fyzikálne okrajové podmienky**
 - Sací tlak
 - Výtlačný tlak
 - Sacia teplota
 - Teplota vo výtlačnej komore
 - Teplota steny valca

Vstupné a okrajové podmienky pre validáciu boli zadané podľa skutočného chladiaceho kompresoru, ale z dôvodu dohody o utajení nie sú tieto hodnoty uvádzané v tejto práci. Sací a výtlačný tlak bol nastavený tak, aby spadol do pracovnej obálky kompresoru.

Počítačový model je možné považovať za validovaný, pokiaľ správne predpovedá charakteristiky pracovného cyklu kompresoru. Dôležitými parametrami sú:

- priebeh tlaku a teploty vo valci kompresoru,
- pohyb ventilov,
- hmotnostné toky kompresorom,
- množstvo zdieľaného tepla medzi stenou a pracovným plynom,
- účinnosť kompresoru.

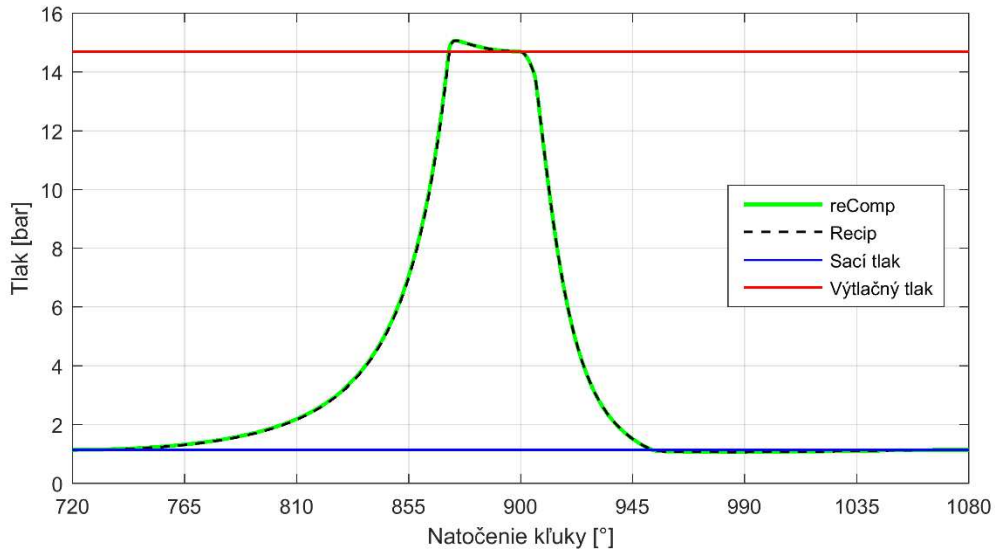
Pre ľahšiu orientáciu vo výsledkoch a grafoch bol termodynamický model vytvorený autorom tejto dizertačne práce nazvaný *reComp*. Počítačový model použitý ako vzor pre validáciu sa nazýva *Recip*.

Priebeh tlaku a teploty vo valci kompresoru

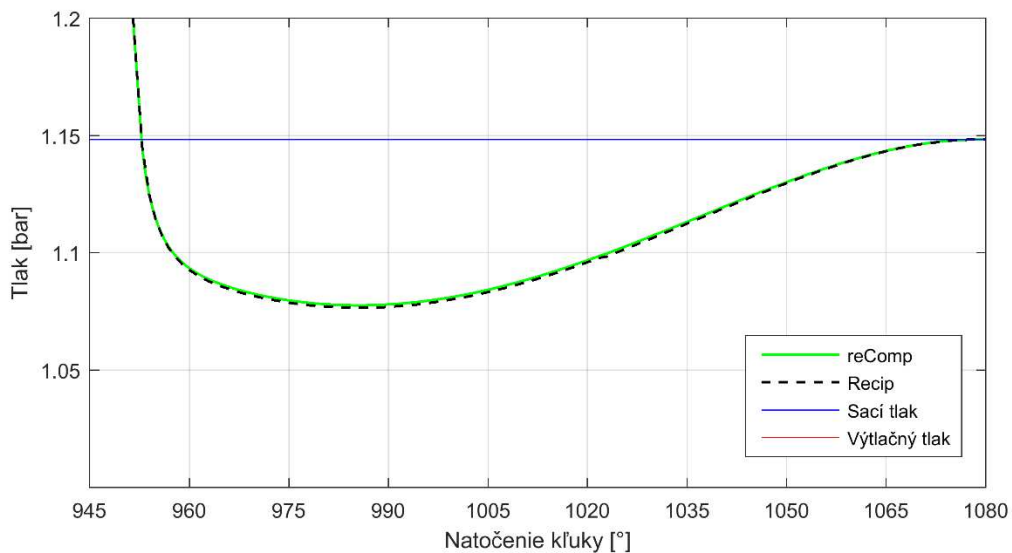
Simulačný model kompresoru potrebuje minimálne dve otáčky kľukovej hriadele na ustálenie základných parametrov pracovného cyklu. Výsledky uvádzané v tejto kapitole sú teda vyhodnotené z tretej alebo štvrtej otáčky kľuky od spustenia výpočtu. Z výsledkov na obrázku 3.4 je zrejmé, že

oba modely predpovedajú v podstate rovnaký priebeh tlaku počas jednej otáčky kľukového hriadeľa. Detailný pohľad na proces nasávania (obrázok 3.5) a výtlačku (obrázok 3.6) potvrdzuje zhodu medzi výsledkami modelov. Maximálny tlak a jeho poloha v cykle sa rovnako zhodujú medzi oboma modelmi. Takisto to platí aj pre minimálny tlak počas procesu nasávania.

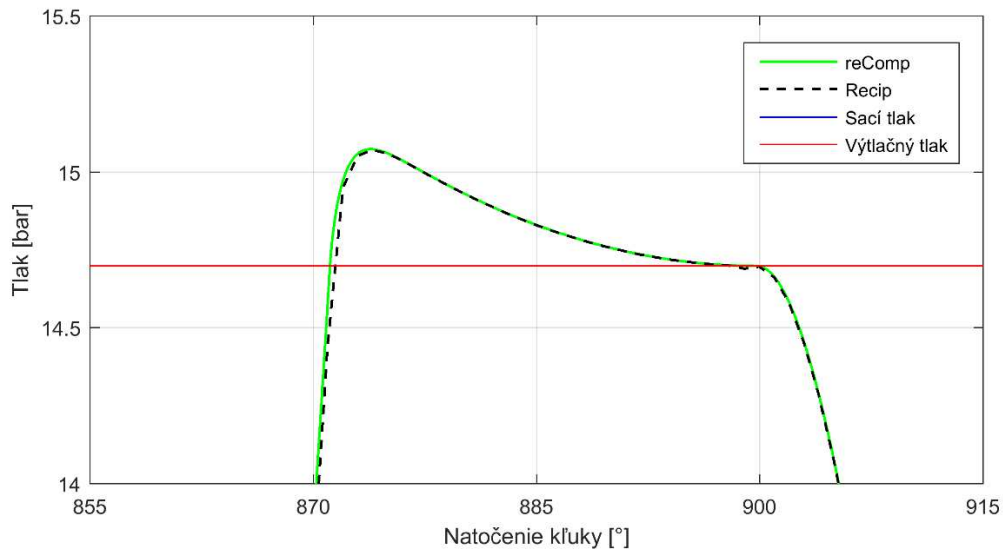
Porovnanie modelov z hľadiska teploty ukazuje rovnakú zhodu výsledkov ako v prípade tlaku. Výsledky sa líšia v niektorých miestach o 0,5 °C, čo je v podstate zanedbateľná hodnota. Tieto minimálne rozdiely v tlaku a teplote môžu byť spôsobené rozdielnym výpočtom stavových veličín v počítačových modeloch. Model *reComp* využíva databázu CoolProp [81], zatiaľ čo model *Recip* používa RefProp [90].



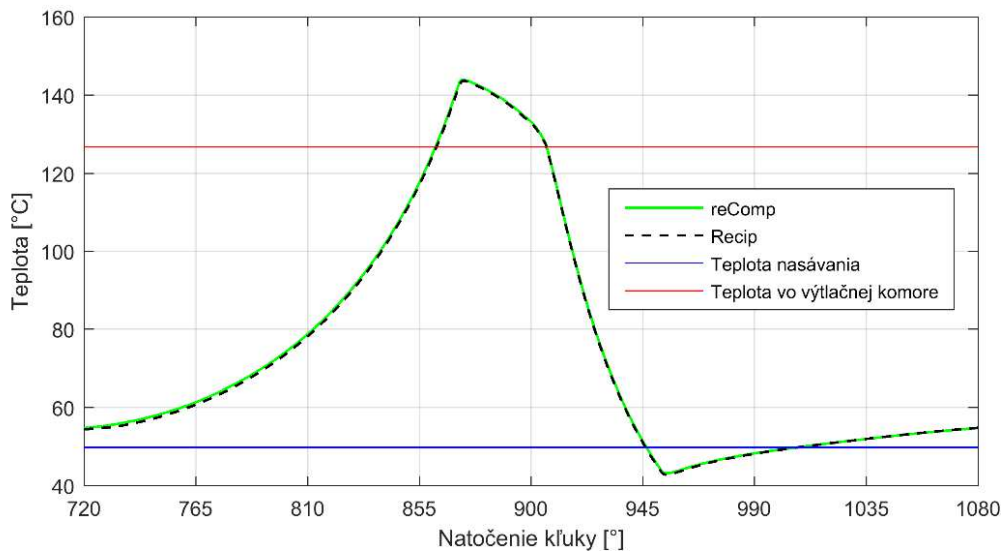
Obrázok 3.4: Priebeh tlaku počas jednej otáčky kľuky.



Obrázok 3.5: Priebeh tlaku počas jednej otáčky kľuky - detail sanie.



Obrázok 3.6: Priebek tlaku počas jednej otáčky kľuky - detail výtlak.



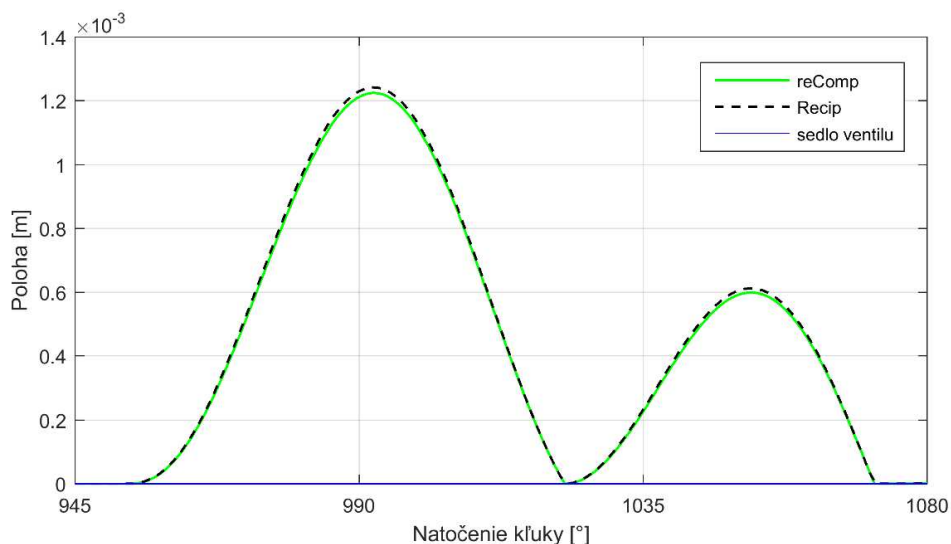
Obrázok 3.7: Priebek teploty počas jednej otáčky kľuky.

Pohyb ventilov

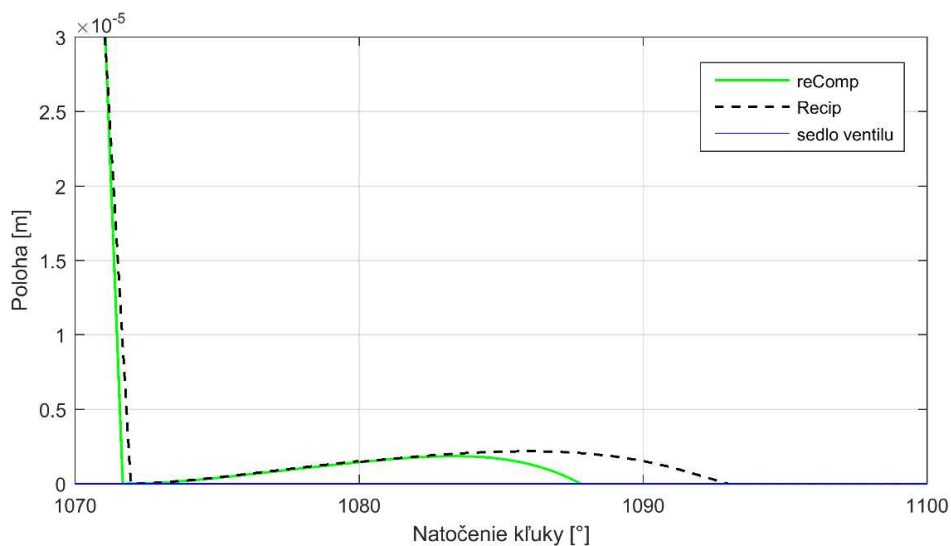
Poloha sacieho ventilu v závislosti na polohe kľuky je opäť veľmi podobná. Je vidieť malé rozdiely v polohe maximálne otvorenie, kde program *reComp* počíta s polohou 1,2249 mm a program *Recip* s polohou 1,2424 mm (obrázok 3.8). Rozdiel je však menší ako 2 % z hodnoty maximálneho otvorenia. Zaujímavý rozdiel medzi modelmi je badať na konci nasávania, kedy dochádza aj po prekonaní DÚ k minimálnemu otvoreniu sacieho ventilu, vid' obrázok 3.9. Model *reComp* predpovedá kratší interval otvoreného ventilu $\langle 953^\circ - 1088^\circ \rangle$ ako program *Recip* $\langle 953^\circ - 1093^\circ \rangle$. Pokiaľ by sme polohu kľuky previedli na čas, ventil zostane otvorený o menej ako 0,0002 s dlhšie podľa modelu *reComp*, čo je menej ako 3 % z celkovej doby otvorenia ventilu. Pri pohľade na priebek rýchlosti pohybujúceho sa ventilu (obrázok 3.10) je vidieť zhodu medzi oboma modelmi prakticky počas celého nasávania. Pri zatváraní ventilu dochádza k drobným rozdielom, vid' obrázok 3.11. Pri vyhodnocovaní rýchlosti je obzvlášť dôležitá rýchlosť nárazu ventilu na sedlo. Počas jedného cyklu dôjde k dvom nárazom ventilu, prvý pri rýchlosti 0,761 m/s

(*Recip*), resp. 0,706 m/s (*reComp*) a druhý pri rýchlosti 1,053 m/s (*Recip*) a 1,030 m/s (*reComp*). Rozdiel pri prvom náraze je cca 7 %.

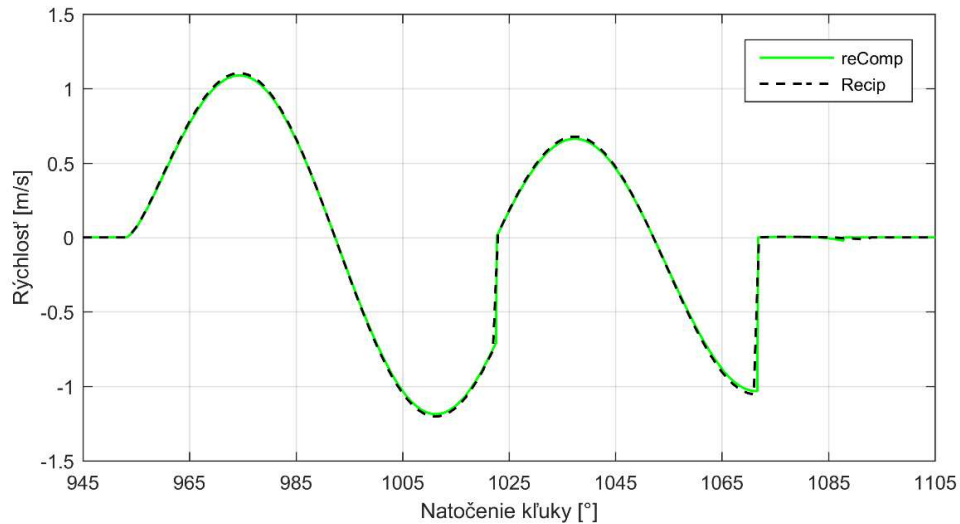
Rozdiely v dynamike sacieho ventilu pri porovnaní dvoch výpočtových modelov môžu byť spôsobené rozdielnym numerickým riešením pohybovej rovnice ventilu, rov. (3.16). Čiastočne by sa na rozdieloch mohla podpísať aj rôzna veľkosť časového kroku u oboch modelov, alebo minimálne rozdiely v okrajových podmienkach (napr. zaokrúhľená hodnota efektívnej silovej plochy). Celkovo sú však rozdiely veľmi malé, resp. zanedbateľné.



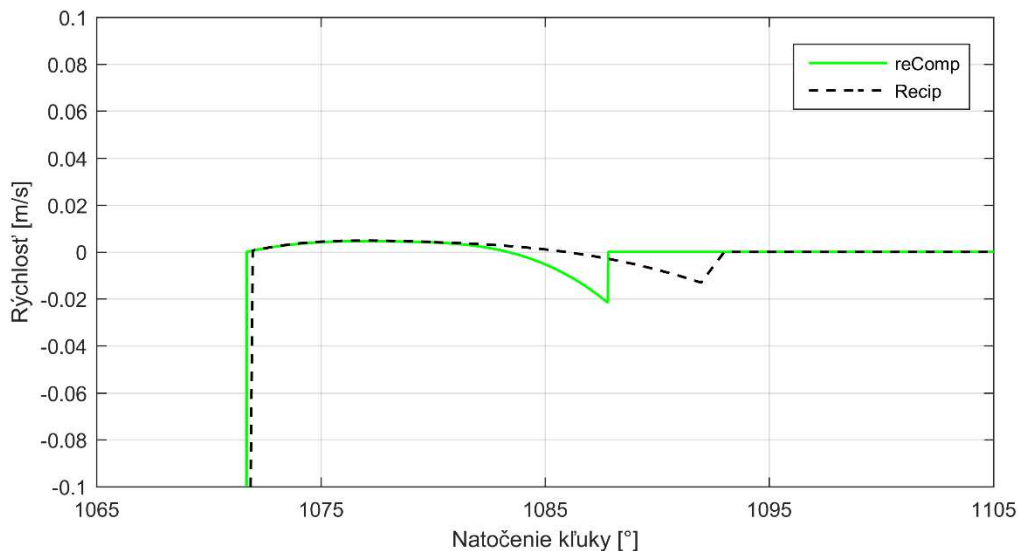
Obrázok 3.8: Poloha sacieho ventilu počas jednej otáčky kľuky.



Obrázok 3.9: Zatváranie sacieho ventilu – detail.

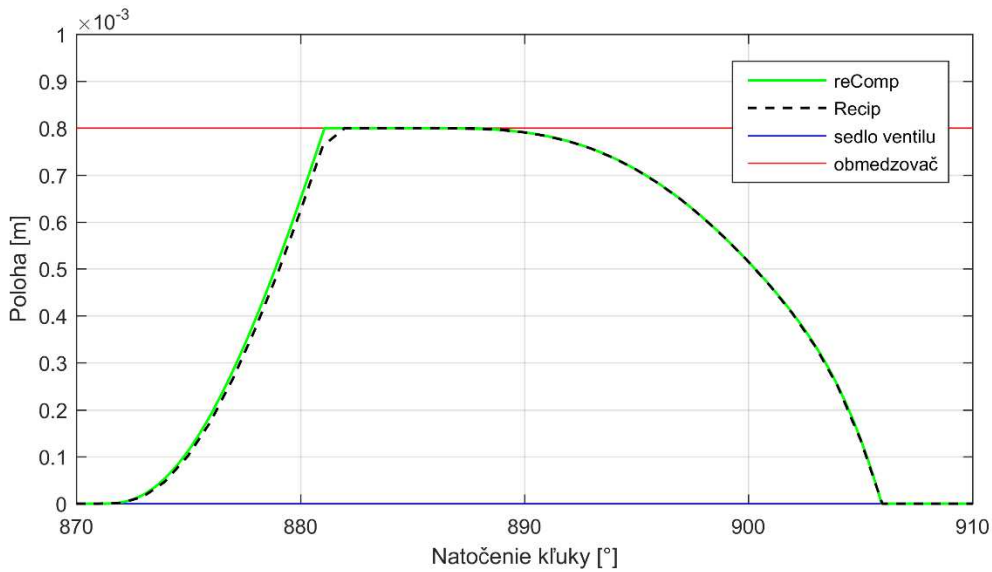


Obrázok 3.10: Priebek rýchlosti sacieho ventilu počas nasávania.

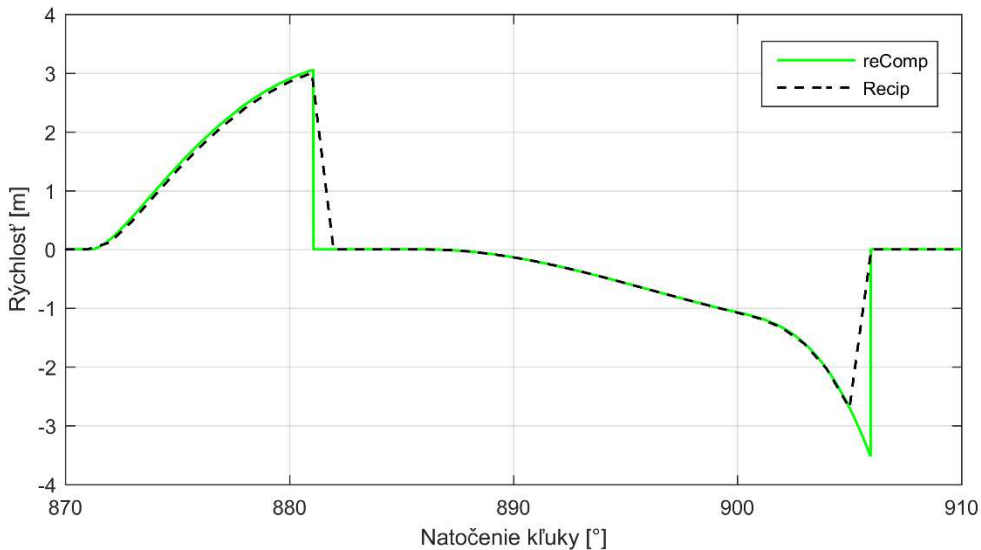


Obrázok 3.11: Priebek rýchlosti ventilu počas nasávania – detail.

Výtlačný ventil je pri svojom pohybe obmedzený tzv. obmedzovačom pohybu. Maximálna výchylka je tak v predmetnom kompresore 0,0008 mm. Ventil sa tak na určitý čas „prilepí“ na obmedzovač pohybu a až po poklese tlaku sa vracia do sedla. Dĺžka intervalu otvorenia ventilu je z oboch modelov prakticky zhodná $\langle 871^\circ - 906^\circ \rangle$, čo je vidieť aj na obrázku 3.12. Pri pohľade na rýchlosť výtlačného ventilu badať rozdiely v oblasti maximálnej rýchlosti ventilu, tie sú však spôsobené nedostatočnou hustotou dát v danej oblasti pri spracovávaní výsledkov. Rýchlosť prvého nárazu ventilu na obmedzovač pohybu je veľmi podobná, 3,001 m/s (*Recip*) a 3,055 (*reComp*), avšak pri druhom náraze, pri zatváraní ventilu, dochádza k podstatnejšiemu rozdielu, 2,690 m/s (*Recip*) a 3,521 (*reComp*). Na obrázku 3.13 je vidieť praktický rovnaký priebeh rýchlosti počas celého procesu výtlačku, pričom rozdiely nastávajú len pri prechode z maximálnej rýchlosti do nulovej, pričom nulový bod je vždy zhodný v oboch modeloch. Z toho je možné usúdiť, že sa skutočne jedná len o chybu nedostatočnej hustoty výsledkových hodnôt z programu *Recip*.



Obrázok 3.12: Poloha výtláčného ventilu počas jednej otáčky kľuky.



Obrázok 3.13: Priebeh rýchlosti výtláčného ventilu počas nasávania.

Hmotnostné toky kompresorom

Objemová účinnosť kompresoru je definovaná ako pomer skutočného prietoku plynu kompresorom k zdvihovému objemu. Podstatnú časť strát na prietoku tvorí spätný tok cez ventily, ktorý nastáva po vyrovnaní tlakov vo valci a v potrubí. V jednoduchosti to znamená, že časť nasatého plynu je vytlačená z kompresnej komory v dôsledku pomalého zatvárania ventilu. Podobne to je pri výtláčnom ventilu, kedy naopak vplyvom podtlaku voči výtláčnej komore dôjde k nasávaniu plynu z výtláčnej komory, kde je plyn s vysokým tlakom a teplotou. Viac plynu vo valci po výtlaku znamená menšie množstvo nasávaného plynu počas procesu nasávania. Tento negatívny jav je priamo ovplyvnený dynamikou ventilov a počítačový model by mal byť schopný vyhodnotiť vplyv ventilov na účinnosť. Okrem toho uniká časť pracovného plynu medzerou v okolí piestu. V hermetických kompresoroch však môže touto medzerou aj pritekať plyn do kompresnej komory, celkové toky sú však bežne veľmi malé. Okrem uvedených zmien dochádza k únikom plynu aj okolo ventilov, ktoré nie sú schopné dokonale tesniť pracovný priestor. Tento jav však nie je v súčasnosti zahrnutý vo výpočtových modeloch.

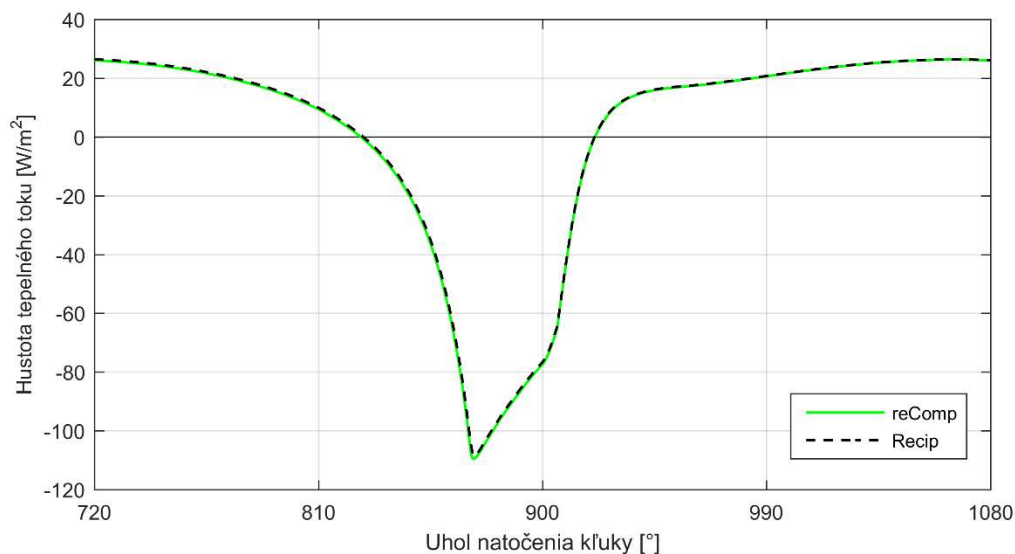
Výsledky hmotnostných tokov z oboch programov sú vyhodnotené ako hmotnostný tok vzťahnutý na čas jednej otáčky kľukového hriadeľa. V tabuľke 3.1 sú vyhodnotené hmotnostné toky v prirodzenom smere cez oba ventily a k tomu je vždy uvedená aj hodnota hmotnostného toku tečúceho v opačnom smere. Hodnoty priamych hmotnostných tokov cez ventily sú veľmi podobné pre oba výpočtové modely, rozdiely sú v podstate zanedbateľné. Naopak v prípade spätných tokov sú už rozdiely väčšie, obzvlášť počas procesu nasávania. Na obrázku 3.9 je vidieť, že model *reComp* predpovedá o niečo kratší interval otvorenia ventilu, čo vysvetľuje rozdiel v hmotnostnom toku ventilom. Ďalší významný rozdiel medzi modelmi je pri vyhodnotení hmotnostného toku netesnosťami okolo piestu. V tomto prípade sa jedná pravdepodobne o rozdielne vstupné údaje, resp. rozdielnu geometriu radiálnej medzery a hrúbku olejovej vrstvy.

Tabuľka 3.1: Hmotnostné toky kompresorom.

	Recip	[g/s]	reComp	[g/s]
Nasávanie	1,233	[g/s]	1,234	[g/s]
Nasávanie – spätný tok	0,0166	[g/s]	0,0117	[g/s]
Úniky netesnosťami	$1,5443 \cdot 10^{-4}$	[g/s]	$1,1153 \cdot 10^{-4}$	[g/s]
Výtlak	1.251	[g/s]	1,272	[g/s]
Výtlak – spätný tok	0,0342	[g/s]	0,0392	[g/s]

Množstvo preneseného tepla medzi stenou a pracovným plynom

Na popis tepelného toku sa v oboch modeloch používajú korelačné vzťahy, popísané v kapitole 2.3. V oboch modeloch bol pre účely porovnania použitý upravený model od *Annanda* [59], takže priebeh tepelného toku vo valci kompresoru je totožný v oboch modeloch. Tepelný spád stena valca - pracovný plyn je rovnaký v oboch modeloch, vzhľadom na priebeh teploty na obrázku 3.7. Celkové prenesené teplo je ovplyvnené aktuálnou veľkosťou plochy pre tepelnú výmenu, ktorá je však pevne predpísaná rozmermi kompresoru. Porovnanie viacerých modelov prestupu tepla a ich vplyv na účinnosť je v kapitole 3.3.



Obrázok 3.14: Hustota tepelného toku v závislosti na polohe kľuky.

Účinnosť kompresoru

Pri kompresoroch je možné vyhodnocovať dva typy účinnosti – izoentropickú, rovnica (1.1) a objemovú účinnosť, rovnica (1.6). Indikovaný výkon kompresoru je spočítaný priamo zo simulácie, resp. z výsledkov simulácie, pomocou 1. Termodynamického zákona, rovnica (3.35). Izoentropická výkonnosť kompresoru je potom počítaná pomocou rovnice (3.36).

$$w = q - \Delta h \quad (3.35)$$

$$w_{isen} = h_{dis,isen} - h_{suc} \quad (3.36)$$

Ideálny hmotnostný prietok kompresorom je daný zdvihovým objemom kompresoru, otáčkami a hustotou pri fyzikálnych podmienkach v sacom trakte.

$$\dot{m}_{id} = V_z \cdot RPM \cdot \rho_{suc} \quad (3.37)$$

V tabuľke 3.2 sú uvedené výsledky z oboch matematických modelov. Medzi hodnotami sú opäť len minimálne rozdiely.

Na základe uvedených výsledkov je možné prehlásiť vyvíjaný matematický model *reComp* za funkčný a schopný predpovedať správanie sa kompresoru pre rôzne pracovné podmienky. Drobné rozdiely medzi modelmi sú spôsobené rozdielnymi knižnicami pre výpočet vlastností plynov, prípadne iným numerickým riešením rovníc. V ďalších kapitolách je matematický model validovaný pomocou experimentálnych hodnôt.

Tabuľka 3.2: Účinnosti kompresoru.

	Recip	Recomp	
Indikovaný výkon	93,56	95,3751	[W]
Ideálny izoentropický výkon	82,34	81,9624	[W]
Ideálny prietok	0,1740 · 10 ⁻²		[kg/s]
Objemová účinnosť	69,76	70,6	[%]
Izoentropická účinnosť	88,01	85,94	[%]

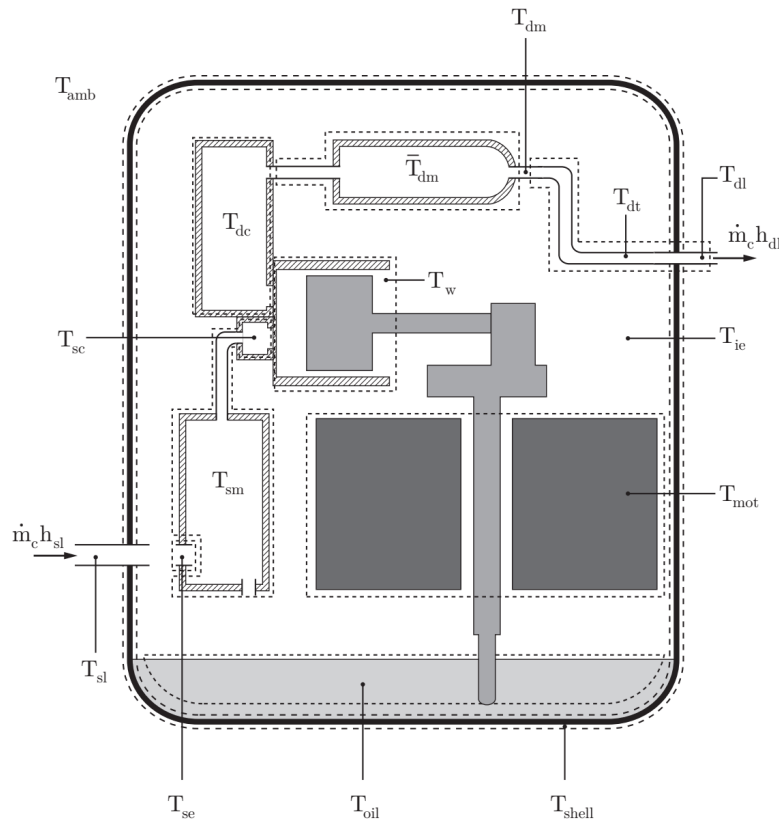
3.2 Termálna analýza kompresoru

Snaha analyzovať tepelné pochody v kompresore a rozloženie teploty medzi jednotlivými komponentami viedla k vytvoreniu termálneho modelu pre kompresor. Z troch možných prístupov: integrálny, hybridný a diferenciálny (kapitola 2.2), bol vybraný najjednoduchší model a to integrálny. Výhodou je opäť rýchlosť a relatívne dobrá presnosť. V rámci dizertačnej práce bol však aj tento model porovnaný s iným simulačným modelom a meraniami. Model bol vyvinutý a overený počas stáže vo vývojovom stredisku POLO Labs (Florianópolis, Brazília).

Termálny model je založený na riešení rovnice pre 1. Zákon termodynamiky, rovnica (3.38) pre konečný počet prvkov, resp. kontrolných objemov.

$$\sum \dot{m}h_{in} - \sum \dot{m}h_{out} + \dot{W} - \dot{Q} = 0 \quad (3.38)$$

$$\dot{Q} = UA_{x-y} (T_x - T_y) \quad (3.39)$$



Obrázok 3.15: Schematický náčrt kompresoru s vyznačenými kontrolnými objemami [10].

Pretože sa predpokladajú ustálené pracovné podmienky, nevystupuje v rovnici (3.38) zmena vnútornej energie v čase. Nie je tak možné riešiť zahrievanie kompresoru v čase, ale len ustálený termálny stav pre rôzne pracovné podmienky. Dôležitým krokom v analýze je určenie tepelného toku Q , ktorý reprezentuje prenos tepla medzi jednotlivými časťami kompresoru, resp. prvkami tepelnej siete. Neznámym členom v rovnici je tzv. globálny súčiniteľ prestupu tepla UA_{x-y} , ktorý sa určuje z kalibračného merania. To spočíva v meraní teplôt v príslušných miestach kompresoru pri ustálených podmienkach. Na základe experimentálnych dát sa vypočítajú hodnoty globálneho súčiniteľa prestupu tepla pre všetky kontrolné objemy termálneho modelu.

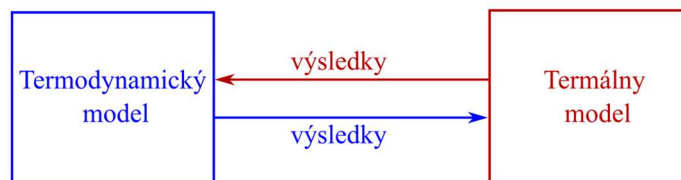
Termálny model je nutné vyvinúť pre konkrétnu geometrickú konfiguráciu kompresoru, ale za určitých podmienok je možné ho použiť aj pre iný (podobný) kompresor alebo pracovný plyn. V tomto prípade bol zvolený malý hermetický kompresor, ktorého schematický náčrt je na obrázku 3.15.

Model je navrhnutý tak, aby bolo možné spočítať teplotu v najdôležitejších častiach kompresoru:

T_{sc}	sacia komora	T_{mot}	motor
T_w	stena valca	T_{oil}	olej
T_{dc}	výtlačná komora	T_{shell}	obal kompresoru
T_{dm}	tlmič na výtlaku	T_{ie}	vnútorné prostredie
T_{dl}	výtlačné potrubie		

Termálny model je priamo prepojený z termodynamickým modelom, s ktorým si navzájom posielajú údaje o hmotnostných tokoch ventilmi, teplotách v sacjej komore, výtlačnej komore na stene kompresoru a vo vnútornom prostredí obalu kompresoru. Ďalej potom hodnotu práce vykonanej piestom a účinnosti. Na začiatku simulácie sa spustí termodynamický model, ktorý spočíta niekoľko cyklov vo valci kompresoru, následne pošle výsledky (hmotnostné toky,

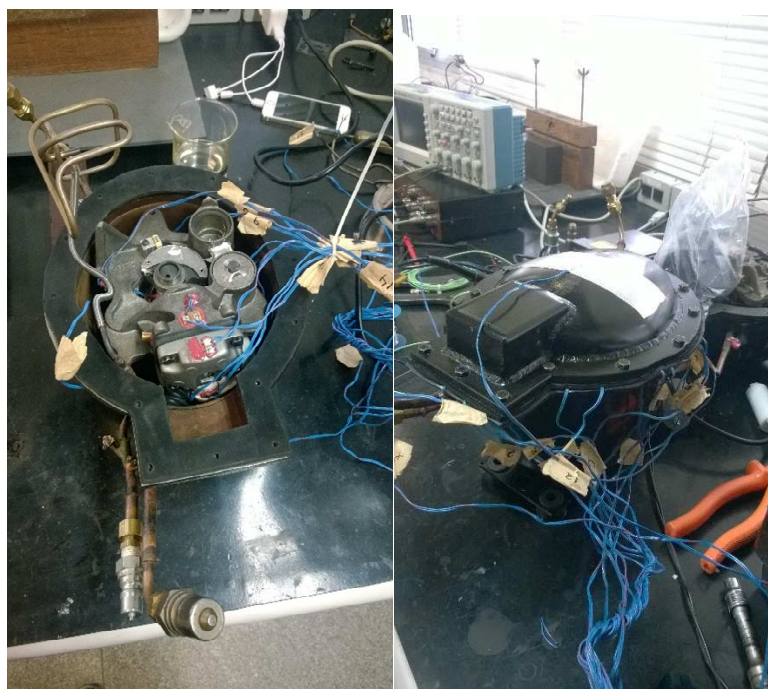
teplotu na výtlaku a prácu kompresoru) do termálneho modelu, ktorý spočíta pomocou Newton-Raphsonovej metódy teplotné rozloženie a výsledné teploty posiela opäť do termálneho modelu. Takto sa cyklus opakuje až do bodu, kedy sú teploty ustálené, resp. hodnota rezíduí klesne pod zvolenú hodnotu. Rovnice pre jednotlivé kontrolné objemy v termálnom modeli sú uvedené v prílohe B.



Obrázok 3.16: Kombinácia termodynamického a termálneho modelu.

3.2.1 Overenie termálneho modelu

Termálny model je možné použiť na analýzu akéhokoľvek kompresoru, avšak je nutné zabezpečiť kalibračné meranie na určenie globálnych súčiniteľov prestupu tepla. V rámci stáže v laboratóriách POLO bol vytvorený termálny model pre hermetický kompresor, ktorý bol následne validovaný pomocou merania teploty v rôznych miestach a pre rôzne pracovné podmienky podľa normy.



Obrázok 3.17: Inštrumentácia kompresoru.

Predmetný kompresor je schematicky zakreslený na obrázku 3.15. Do kompresora boli nainštalované termočlánky, celkovo 14 kusov, na rôznych pozíciách, pričom validácia termálneho modelu bola vyhodnotená v deviatich bodoch, viď tabuľka 3.6. Okrem týchto bodov bola teplota meraná na vstupe do kompresoru a na vstupe do sacej komory. Niektoré typy kompresorov majú totiž tzv. nepriame nasávanie, kedy sa do sacej komory nasáva čiastočne vzduch z vnútorného prostredia kompresoru, z obálky, viď obrázok 3.17. Teplota na vstupe do kompresoru slúži na kontrolu normovanej hodnoty tlaku na vstupe do kompresoru. Teplota motora je priemerná hodnota z troch bodov: teplota statoru, teplota rotoru a teplota na vinutí motora. Podobným

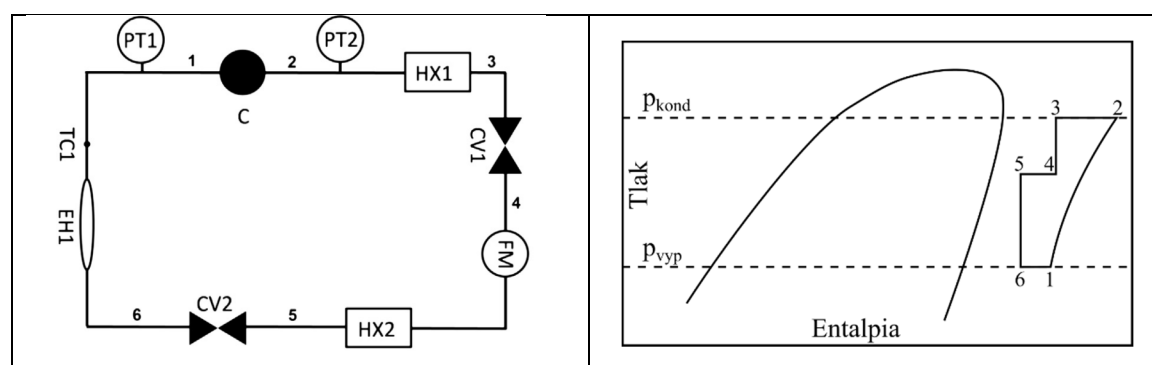
spôsobom je určená teplota vnútorného prostredia, ktorá bola meraná v dvoch pozíciách. Okrem toho bol meraný prietok kompresorom, príkon a samozrejme teplota okolia. Obrázok 3.17 zobrazuje predmetný kompresor osadený termočlánkami počas prípravy a po uzavretí obalu.

Pracovné podmienky boli určené z pracovnej obálky kompresoru (tabuľka 3.3), avšak z dôvodu dohody o utajení nie je v tejto práci uvedená obálka ani typ kompresoru.

Tabuľka 3.3: Prehľad pracovných podmienok pri experimentálnom meraní.

Pracovné podmienky	Sací tlak	Výtlačný tlak
	[bar]	[bar]
1	1,06	18,95
2	1,64	18,75
3	1,15	14,85
4	1,06	11,54
5	1,33	11,65

Meranie prebiehalo v kalorimetrickej komore a kompresor bol zapojený do tzv. parného okruhu. Stav pracovného plynu, v tomto prípade chladiva, sa počas testu pohybuje len v oblasti prehriatej pary. V okruhu nie je prítomný výparník ani kondenzátor, ale sú zapojené malé výmenníky tepla pre dosiahnutie požadovaného tlaku a teploty na vstupe a výstupe do/z kompresoru. Schematický náčrt zariadenia a pracovná oblasť plynu je na obrázku 3.18, viac informácií je možné nájsť v [64].



Obrázok 3.18: (a) Schematický náčrt plynového okruhu a (b) náčrt cyklu v diagrame [10].

Trat' sa skladá z kontrolných ventilov (CV), prietokomeru (P), výmenníkov tepla (HX), termočlánkov (TC) a tlakových snímačov (PT). Princíp obehu je nasledovný: chladivo vstupuje do kompresoru (C) a je stlačované na výtlačný tlak, bod 2. Vo výmenníku tepla je ochladené a prechádza do ventilu, bod 3, kde adiabaticky expanduje na medzi-tlak, bod 4. V tomto stave je pomocou Coriolisovho prietokomeru zmeraný hmotnostný prietok a chladivo ďalej vstupuje do výmenníka, kde je ochladené a následne v kontrolnom ventile opäť adiabaticky expanduje na požadovaný tlak na vstupe do kompresoru, bod 6. V poslednej fáze je možné chladivo pomocou elektrického ohrievača (EH) dohrievať na požadovanú teplotu. Pri určitých pracovných podmienkach je nutné zmeniť aj množstvo chladiva v okruhu [64].

Celkovo bolo teda premeraných päť pracovných podmienok, pričom kalibračné meranie bolo zmerané tri-krát a ostatné merania dva-krát. Za kalibračné meranie boli zvolené pracovné podmienky č.4. Výsledky z merania sú zobrazené v nasledujúcej tabuľke, kde sa nachádzajú priemerné hodnoty meraných veličín a smerodajná odchýlka, vyjadrená aj percentuálne.

Tabuľka 3.4: Výsledky experimentálneho merania teplôt na kompresore - kalibračné meranie.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka	SO	SO [%]
Tlak vstup	p_{in}	1,06	[bar]	0,00	0,21
Tlak výstup	p_{out}	11,53	[bar]	0,02	0,03
Výkon	\dot{W}	128,6	[W]	0,93	0,72
Prietok	\dot{m}_c	4,36	[kg/hod]	0,05	1,21
$T_{vstup_kompresor}$	T_{sl}	39,2	[°C]	0,24	0,60
$T_{sací_tlmič}$	T_{sm}	44,6	[°C]	0,11	0,24
T_{sacia_komora}	T_{sc}	52,4	[°C]	0,19	0,36
T_{stena_valec}	T_w	87,6	[°C]	0,48	0,55
$T_{výtláčná_komora}$	T_{dc}	114,6	[°C]	0,59	0,51
$T_{výtlak_tlmič}$	T_{dm}	93,4	[°C]	0,89	0,95
$T_{výtlak_potrubie}$	T_{dl}	73,6	[°C]	0,48	0,65
$T_{vynutie_motora}$	T_{wind}	77,6	[°C]	0,72	0,93
T_{stator}	T_{stat}	78,1	[°C]	0,12	0,15
T_{rotor}	T_{rot}	74,7	[°C]	0,41	0,55
$T_{vnút_p1}$	T_{ie_1}	63,0	[°C]	0,34	0,53
$T_{vnút_p1}$	T_{ie_2}	62,7	[°C]	0,36	0,57
T_{obal}	T_{shell}	64,1	[°C]	0,28	0,43
T_{olej}	T_{oil}	63,2	[°C]	0,26	0,42

Pomocou kalibračného merania boli definované globálne súčinitele prestupu tepla, vid' rovnica (3.39) a sú uvedené v tabuľke 3.5. Rovnice pre všetky kontrolné objemy a k nim príslušné globálne súčinitele prestupu tepla sú uvedené v prílohe B.

Tabuľka 3.5: Hodnoty globálnych súčiniteľov prestupu tepla.

Kontrolné objemy v kontakte	Značka	Hodnota
Vnútorne prostredie – sací tlmič	UA_{ie_sm}	0,56251
Valec – olej	UA_{cyl_oil}	0,74441
Vnútorne prostredie – výtláčná komora	UA_{dc_ie}	0,54735
Vnútorne prostredie – tlmič výtlak	$UA_{dm_m_ie}$	0,67584
Vnútorne prostredie – výtláčne potrubie	UA_{dt_ie}	1,26887
Vnútorne prostredie – motor	UA_{mot_ie}	1,58067
Olej – schránka kompresoru	UA_{oil_shell}	3,86948
Vnútorne prostredie – schránka kompresoru	UA_{shell_amb}	20,27966
Vonkajšie prostredie – schránka kompresoru	UA_{shell_ie}	4,03776

Hodnoty globálnych súčiniteľov prestupu tepla boli dosadené do termálneho modelu a postupne boli otestované všetky pracovné podmienky. Jedinými vstupnými údajmi boli tlak na vstupe a výstupe z kompresoru, teplota na vstupe do kompresoru a parametre kompresoru. Všetky ostatné hodnoty sú spočítané buď termodynamickým, alebo termálnym modelom. Výsledky pre pracovné

podmienky č. 2 sú uvedené v nasledujúcich grafoch a obrázkoch. Kompletné výsledky sú uvedené v Prílohe C.

Tabuľka 3.6: Porovnanie výsledkov merania a matematického modelu.

Pracovné podmienky č.2				
Pozícia	Značka	Nameraná hodnota [°C]	Vypočítaná hodnota [°C]	Pomer [%]
Sacia komora	T_{sc}	53,6	53,6	100
Stena valca	T_w	96,8	95,1	98
Výtlačná komora	T_{dc}	128,1	128,6	100
Tlmič výtlak	T_{dm}	107,5	112,2	104
Výtlačné potrubie	T_{dl}	88,9	92,9	104
Motor	T_{mot}	86,5	90,1	104
Olej	T_{oil}	70,5	69,6	99
Schránka kompresoru	T_{shell}	65,0	64,7	100
Vnútorne prostredie	T_{ie}	71,0	70,8	100

Z výsledkov je zrejmé, že termálny model kompresoru je schopný predpovedať teplotu v špecifických bodoch kompresoru s pomerne dobrou presnosťou. Rozdiel medzi nameranými a vypočítanými teplotami sa priemerne pohybuje okolo 5 % a maximálny rozdiel je 9 %. Najväčšia nepresnosť je pri pracovných podmienkach č. 1, kde rozdiely dosahujú maximálne 8 °C a to vo výtlačnom tlmiči. Všetky ostatné odchýlky sa pohybujú podstatne nižšie, približne do 3 °C. Rozdiely medzi matematickými a experimentálnymi výsledkami sa zvyšujú so zvyšujúcim sa rozdielom pracovných podmienok, hlavne tlakov. Rozdiely môžu byť spôsobené viacerými faktormi, napríklad:

a) termálny model nezohľadňuje rýchlosti prúdenia v potrubí,

Hmotnostný prietok kompresorom sa pohybuje približne od 2,95 kg/hod až do 6,2 kg/hod, čo znamená, že aj rýchlosti prúdenia budú v jednotlivých častiach odlišné. Rýchlosť prúdenia priamo ovplyvňuje súčiniteľ prestupu tepla, ale aj dobu výmeny tepla medzi stenou a plynom. Toto však v súčasnom modeli nie je možné zachytiť.

b) vplyv oleja,

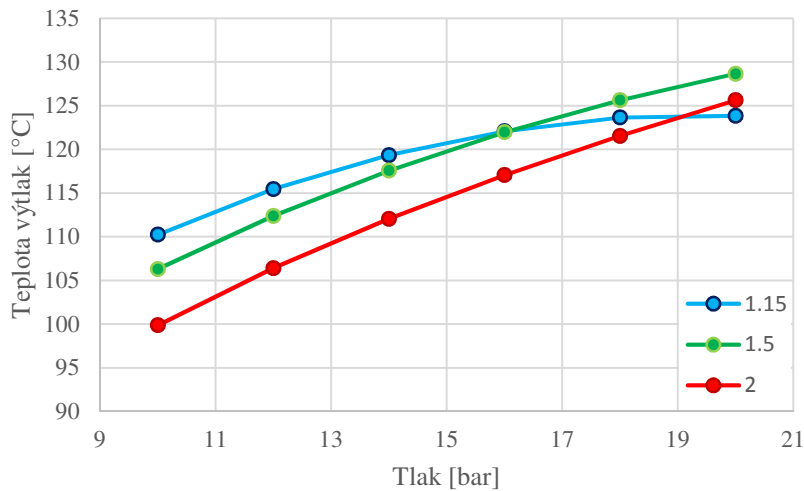
Rôzne pracovné podmienky znamenajú v konečnom dôsledku rôznu pracovnú teplotu oleja, ktorý spolu s chladivom prúdi kompresorom a ovplyvňuje prestup tepla z plynu do steny. Olej je taktiež v kontakte so všetkými vonkajšími povrchmi kde vytvára ďalší odpor voči prestupu tepla. V neposlednom rade je pracovnými podmienkami ovplyvnená schopnosť chladiva rozpúšťať sa v olej a tak prenášať teplo.

c) prirodzené prúdenie spôsobené rozdielom teplôt.

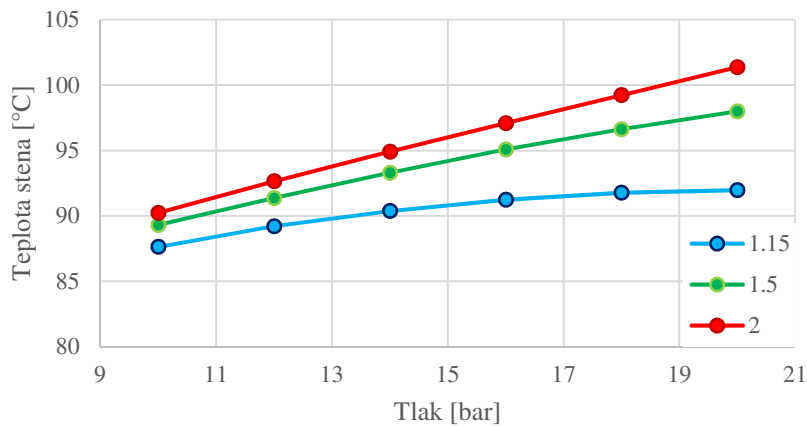
Prostredia vnútri schránky kompresoru je tvorené hlavne plynom a olejom, respektíve olejovou hmlou. Prúdenie je dominantne ovplyvnené pohybom pohonného mechanizmu a rozstrekovaným olejom, ale aj prirodzené prúdenie spôsobené rozdielom teplôt môže čiastočne ovplyvňovať výslednú teplotu.

Vďaka termálnemu modelu je možné sledovať vývoj tepelného poľa pre rôzne pracovné podmienky a analyzovať tak faktory vplývajúce na ohrev pracovného plynu – tzv. prehrievanie. Najväčším zdrojom tepla je proces stláčania plynu. Čím vyšší tlak je potrebné dosiahnuť na výtlaku, tým vyššia teplota bude na konci kompresie vo valci a tak sa bude celý kompresor viac zahrievať. Dôležitý je

samozrejme tlakový pomer, takže aj sací tlak ovplyvňuje teplotu kompresoru. Túto situáciu ilustruje graf na obrázku 3.19. Vidíme, že so zvyšujúcim sa výtláčnym tlakom sa teplota vo výtláčnej komore zvyšuje. Zároveň je však teplota vo výtláčnej komore nižšia pri zvyšujúcom sa tlaku na vstupe do kompresoru. To je dôsledok väčšieho množstva nasávaného plynu pri totožnej teplote v sacom potrubí. Menší tlakový pomer tak znamená menšie ohriatie vzduchu. Pri vyšších tlakoch vo výtláčnom potrubí sa krivky teplôt približujú až prekrývajú, čo je spôsobené nízkym prietokom a schopnosťou konfigurácie kompresoru odvádzať teplo z danej oblasti pri veľkom rozdiel teplôt voči okoliu.

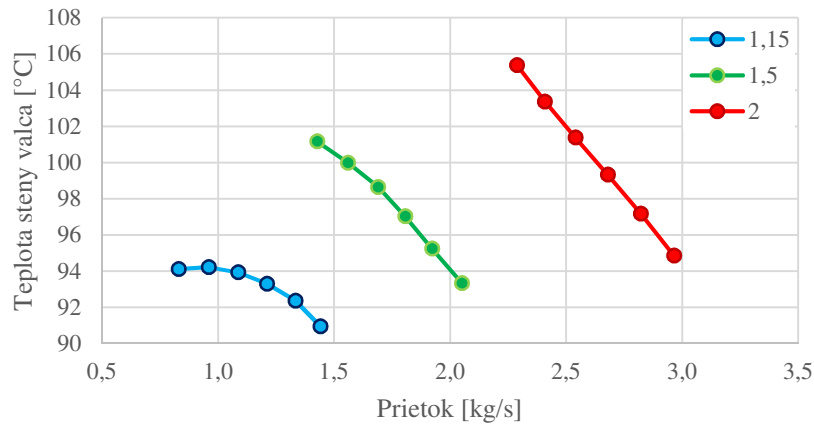


Obrázok 3.19: Teplota vo výtláčnej komore v závislosti na výtláčnom tlaku pre rôzne tlaky nasávania.



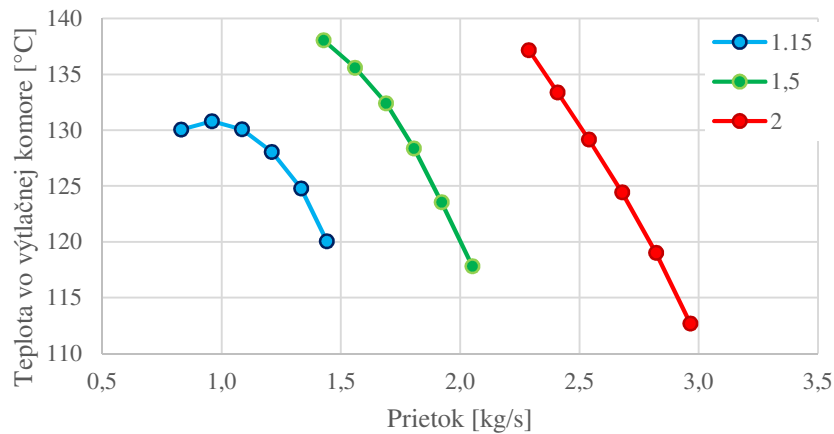
Obrázok 3.20: Teplota steny valca v závislosti na výtláčnom tlaku pre rôzne tlaky nasávania.

Do istej miery opačná situácia nastáva v pevných častiach kompresoru, napríklad stena valca (obrázok 3.20). Teplota sa s rastúcim výtláčnym tlakom zvyšuje, ale zároveň je aj teplota steny vyššia pri vyššom sacom tlaku, čo je v protiklade k teplote plynu vo výtláčnom potrubí. Tento jav nastáva ako dôsledok väčšieho množstva odvádzaného tepla z pracovného plynu pri vyšších prietokoch. To potvrdzuje aj graf závislosti teploty steny na prietoku, vid' obrázok 3.21.

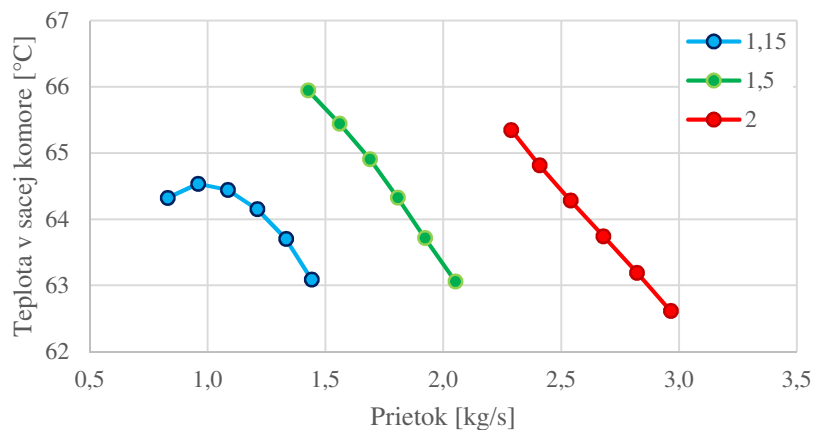


Obrázok 3.21: Závislosť teploty steny na prietoku.

Obrázok 3.22 zobrazuje závislosť teploty plynu vo výtlačnej komore na prietok. Teplota sa pohybuje približne v podobnom intervale (mimo extrémne body), aj keď sa prietok plynu niekoľko násobne zmení spolu s odvádzaným teplom stenami.



Obrázok 3.22: Závislosť teploty vo výtlačnej komore na prietoku kompresorom.



Obrázok 3.23: Teplota v sacej komore v závislosti na prietoku kompresorom.

Z hľadiska objemovej účinnosti kompresoru je nesmierne dôležitá teplota nasávaného plynu. Čím je vyššia, tým nižší je hmotnostný prietok kompresorom, vid' obrázok 3.23. Nasávaný plyn je

ohrievaný od stien sacieho potrubia, ktoré sú zas ovplyvnené teplom odvádzaným z valca kompresoru, alebo výtlačného potrubia. Z výsledkom merania teploty v sacom potrubí je vidieť, že teplota sa pri zmene sacieho tlaku pohybuje opäť približne v rovnakom intervale cca 3 °C, pričom teplota pevných častí narastá významne, vid' obrázok 3.21.

V meranom kompresore bolo použité plastové nasávanie a výsledky z termálneho modelu naznačujú, že skutočne dochádza k redukcii prehrievania. Tabuľka 3.7 uvádza zvýšenie teploty pri rôznych pracovných podmienkach medzi maximálnym (20 bar) a minimálnym (10 bar) výtlačným tlakom. Zatiaľ čo pri nízkom sacom tlaku sa teplota na výtlaku zvýši o 10 °C, teplota v sacej vetve sa zmení len o 1,2 °C. So zvyšujúcim sa prietokom, resp. sacím tlakom sa tieto rozdiely ešte zvýraznia. Samozrejme, tento nárast teploty nie je dôsledok len materiálu, ale aj konfigurácie kompresoru. Pre jednoznačné overenie vhodnosti materiálu by bolo nutné overiť zmenu teploty pre pôvodný materiál (hliník, železo). V dostupnej literatúre je však tento fakt potvrdený. Vhodným výberom materiálu je tak možné zásadne ovplyvniť účinnosť kompresoru. Okrem plastov sa ako možnosť javia aj materiály so zmenou fáze, ktoré dokážu akumulovať veľké množstvo tepla a tak redukovať prehrievanie. Kompresory často nepracujú kontinuálne a tak je možné chladiaci materiál „vychladiť“ počas odstávky.

Tabuľka 3.7: Zmena teploty pri zmene výtlačného tlaku z minimálneho (10 bar) na maximálny (20 bar).

Sací tlak [bar]	Zmena teploty [°C]		
	Sací kanál	Stena valca	Výtlak
1.15	1,23	3,16	10,02
1.5	2,89	7,84	20,25
2	3,54	10,52	24,48

Nevýhodou termálneho modelu je nutnosť kalibračného merania, bez ktorého by nebolo možné tento model používať. V rámci stáže na zahraničnom pracovisku sa nepodarilo otestovať termálny model s využitím iných druhov chladív, čo by podstatne rozšírilo možnosti aplikácie modelu. Zásadnou výhodou však ostáva možnosť otestovať kompresor pri rôznych pracovných podmienkach a nahradiť tak experimentálne testovanie matematickým. Moderné kompresory s lineárnym pohonom dokážu efektívne meniť svoju kapacitu pomocou zmeny rýchlosti piestu, alebo zmenou dĺžky pohybu piestu. To so sebou prináša zmenu rozloženia teploty, na čo sa dá opäť vhodne aplikovať prezentovaný termálny model. Súčasný stav modelu taktiež neumožňuje zmenu materiálu jednotlivých komponentov kompresoru. Tento problém je však riešiteľný a môže byť námetom na ďalší výskum.

3.3 Prestup tepla vo valci kompresoru

Analyzovať prestup tepla vo valci kompresoru nie je jednoduchá úloha. Existuje však niekoľko prístupov, ktoré môžu poskytnúť veľmi dobrý odhad toho, čo sa deje vo valci. Prvú skupinu tvoja semi-empirické integrálne vzťahy. Druhá možnosť je použiť sofistikované numerické metódy a analyzovať prúdenie vo valci a teda aj prestup tepla. Tretia možnosť je experimentálny výskum. Všetky možnosti majú svoje klady a zápory, ktoré boli bližšie popísané v predchádzajúcich kapitolách. V rámci tejto práce boli bližšie analyzované najpoužívanejšie korelačné vzťahy, konkrétne vzťahy podľa *Annanda*, *Adaira*, *Disconzi*, *Aignera* a *Woschniho*. Všetky výpočtové vzťahy sú uvedené v kapitole 2.3. Cieľom tejto práce bolo porovnať vzťahy medzi sebou, určiť ich vplyv na izoentropickú a objemovú účinnosť kompresoru a nakoniec ich porovnať aj s numerickou simuláciou v komerčnom programe. Táto kapitola vychádza priamo z publikácií autora v impaktovanom časopise [12] a na medzinárodných konferenciách [91], [92].

3.3.1 Porovnanie integrálnych modelov prestupu tepla

K analýze korelačných vzťahov bol použitý termodynamický model opísaný v kapitole 2.1.2 a na výpočet bol použitý kompresor špecifikovaný v tabuľke 3.8. V čase riešenia tohto problému nemal autor k dispozícii skutočný kompresor a ani vybavenie na experimentálne overenie tepelných pochodov, preto nebol použitý skutočný kompresor. Analýza prebiehala pri rôznych pracovných podmienkach, pričom k zmenám dochádzalo na vstupnej teplote plynu, teplote steny valca, pozoroval sa aj vplyv rýchlosti kompresoru (resp. otáčok) a tiež sa pozorovali charakteristiky rôznych pracovných plynov v kompresore. Použité boli tieto plyny:

- vzduch
- CO₂
- chladivo R134a
- chladivo R404a

Tabuľka 3.8: Vlastnosti kompresoru.

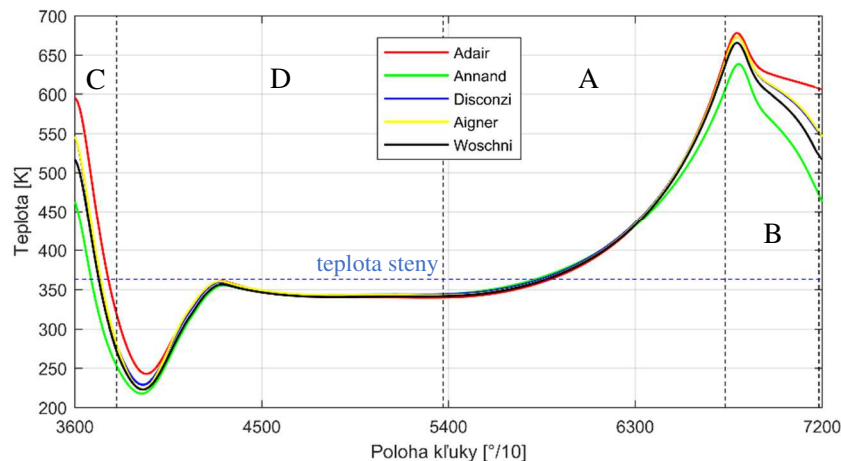
Parameter	Hodnota	Jednotka
Vítanie	20	[mm]
Zdvih	20	[mm]
Dĺžka ojnice	55	[mm]
Otáčky	3500	[ot/min]
Výška škod.priest.	0,07	[mm]
Hmotnosť ventilu	0,1	[g]
Tuhosť pružiny	400	[N]

Tabuľka 3.9: Okrajové podmienky v simulácií.

Okrajové podmienky	Hodnota	Jednotka
Sací tlak	1,15	[bar]
Výtláčny tlak	11,5	[bar]
Vstupná teplota	50 / 80	[°C]
Teplota steny	90 / 140	[°C]

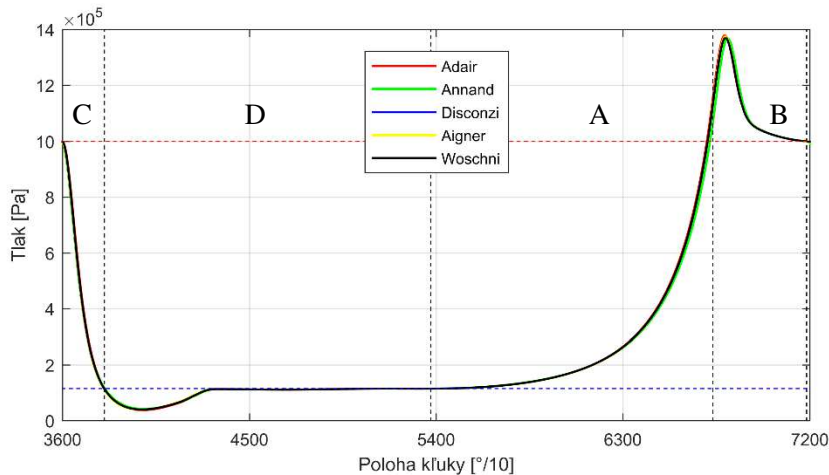
Priebeh tepelného toku počas jednej otáčky kľukovej hriadele je zobrazený na obrázku 3.27 a obrázku 3.28. Pre lepšiu prehľad bola otáčka rozdelená do štyroch intervalov:

- kompresia
- výtlak
- expanzia
- nasávanie



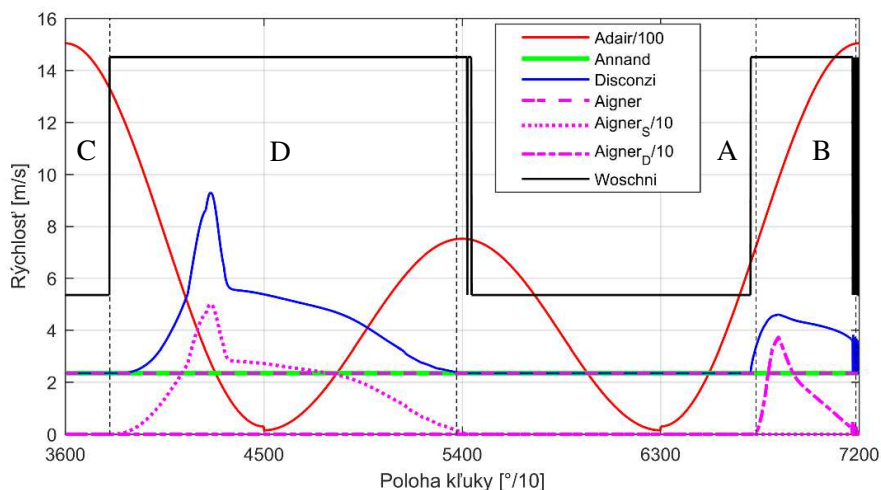
Obrázok 3.24: Priebeh teploty počas jednej otáčky kľuky pre rôzne modely prestupu tepla.

Z kvalitatívneho hľadiska sú všetky modely veľmi podobné. Teplota plynu rastie počas kompresie (interval A) do bodu, kedy prekoná teplotu steny. Viditeľné rozdiely medzi modelmi sú badateľné hlavne počas výtlaku (B) a následnej expanzie (C), vid' obrázok 3.24. Z hľadiska bezpečnosti a životnosti je dôležitá maximálna teplota počas výtlaku a aj tu sú viditeľné pomerne veľké rozdiely medzi modelmi. Z hľadiska objemovej účinnosti je dôležitá teplota plynu počas nasávania, resp. na začiatku kompresie. Tu sa jednotlivé modely k sebe približujú, aj keď aj v tomto prípade sa objavujú malé rozdiely. Opačná situácia nastáva pri vyhodnotení priebehu tlaku, obrázok 3.25. V diagrame nie sú viditeľné významné rozdiely medzi jednotlivými modelmi počas žiadneho intervalu, jedine počas výtlaku možno pozorovať drobné odchýlky. Krivky tlaku sa v podstate počas celej otáčky prekrývajú.



Obrázok 3.25: Priebeh tlaku počas jednej otáčky kľuky pre rôzne modely prestupu tepla.

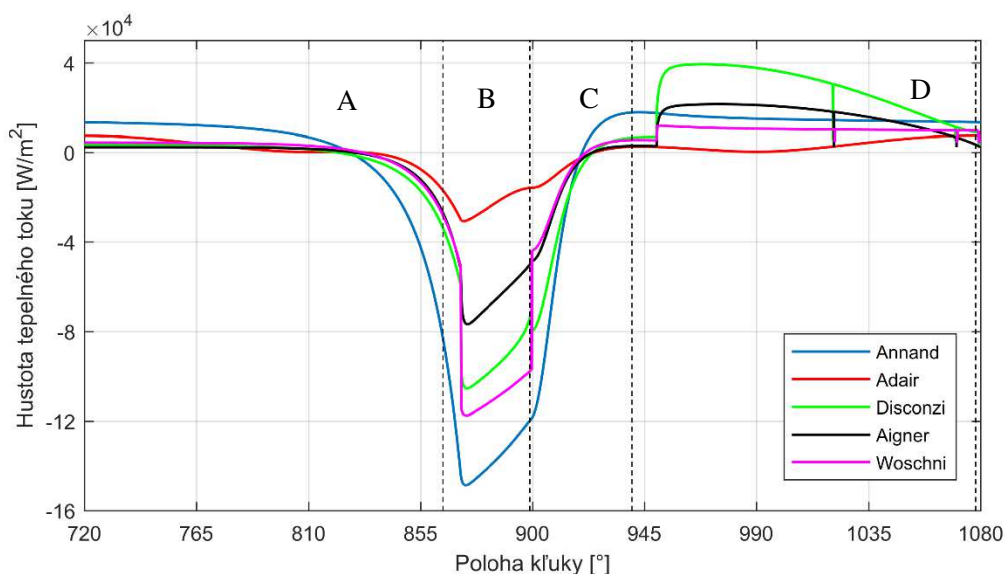
Tepelný tok nadobúda počas jednej otáčky kľukového hriadeľa kladné aj záporné hodnoty. Kladné hodnoty znamenajú, že teplo prechádza zo steny valca do pracovného plynu. Záporné hodnoty potom vyjadrujú tepelný tok z plynu do steny valca. Z diagramu (obrázok 3.27) je viditeľné, že najväčšie rozdiely medzi modelmi sa objavujú počas výtlaku. Základ výpočtu hustoty tepelného toku je v určení koeficientu prestupu tepla, ten vychádza z bezrozmerných čísel a z výpočtu charakteristickej rýchlosti. Rozdiely medzi výsledkami sú teda spôsobené koeficientami Nusseltovho čísla a výpočtom rýchlosti. Hodnoty charakteristickej rýchlosti počas jednej otáčky sú zobrazené na obrázku 3.26, kde je vidieť okrem rozdielov medzi modelmi aj zmenu výpočtového vzťahu pri otvorení a zatvorení ventilov.



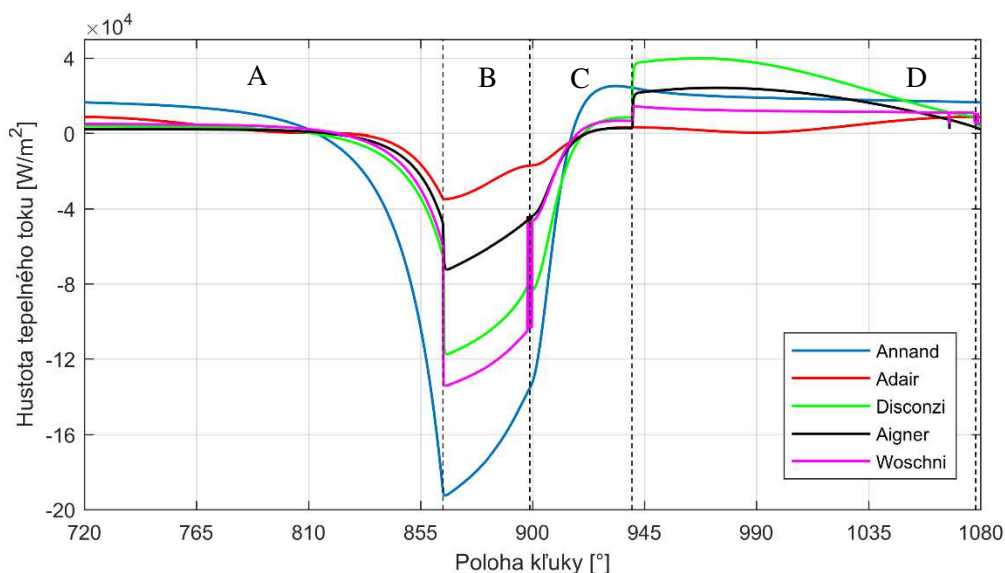
Obrázok 3.26: Charakteristická rýchlosť pre jednotlivé modely prestupu tepla.

Model podľa *Aignera* využíva pri výpočte tri vzťahy na výpočet preneseného tepla, preto sú na obrázku 3.26 zobrazené tri krivky. Krivka *Aigner* je platná pre procesy s uzavretými ventilmi, krivka *Aigners* pre proces nasávania a krivka *Aigner_D* pre proces výtlaku. Posledné dve krivky sú nenulové iba počas príslušného procesu vo valci. Ostatné krivky sú platné počas celej otáčky kľukovej hriadele.

Poskakovanie ventilu pred jeho uzavretím (interval B a D) sa prejavuje nespojitou zmenou rýchlosti na obrázku 3.26 a následne aj v skokovej zmene tepelného toku, vid' obrázok 3.27. To je práve dôsledok prepínania vzťahov pre otvorené a uzavreté ventily. Zmena výpočtu je charakteristická pre modely od *Woschniho*, *Disconziho* a *Aignera*. V diagramoch nemusí byť táto skutočnosť viditeľná pre všetky modely, pretože krivky sa prekrývajú.



Obrázok 3.27: Tepelný tok v rámci jednej otáčky kľukovej hriadele, R134a, $T_{stena} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{in} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Obrázok 3.28: Tepelný tok v rámci jednej otáčky kľukovej hriadele, CO₂, $T_{stena} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{in} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Model podľa *Adaira* predpovedá najmenšie tepelné toky, obzvlášť počas výtlaku a nasávania. Tento model používa uhlovú rýchlosť kľukovej hriadele na výpočet charakteristickej rýchlosti vo valci kompresora, ale zároveň je v prípade Reynoldsovho čísla použitý odlišný výpočet charakteristického rozmeru, vid' rovnica (2.45), ktorý znižuje výslednú hodnotu Reynoldsovho

čísla. Zároveň je však aj priebeh tepelného toku na začiatku nasávania výrazne odlišný od ostatných modelov. Podobné výsledky boli prezentované aj v práci *Disconzi* [52]. Zaujímavý je rozdiel medzi modelmi počas kompresie a expanzie, kedy by mala byť charakteristická rýchlosť ovplyvnená najmä pohybom piestu. Výpočtové modely sa však aj počas týchto procesov rozchádzajú vo výsledkoch.

Tabuľka 3.10 a tabuľka 3.11 zobrazujú celkové množstvo tepla prenesené počas jednej otáčky kľukovej hriadele. Rovnako ako v predchádzajúcich diagramoch, kladné číslo znamená prenos tepla zo steny do plynu, záporné číslo znamená opak. Celkové prenesené teplo pre vzduch a CO₂ je záporné, čo znamená, že prevláda odvod tepla z plynu do okolitých stien. Naopak je to pri použití chladív. Celkový tepelný tok je kladný, takže plyn sa ohrieva od steny. Tento fakt je možné sledovať aj na obrázku 3.27 a obrázku 3.28. Tepelný tok počas kompresie a výtlaku dosahuje vyššie hodnoty pre CO₂ než pre chladivo R134a a celkový tepelný tok je potom záporný. Dôvodom je vyššia teplota vzduchu a CO₂ počas kompresie a výtlaku, ktorá je ovplyvnená stlačiteľnosťou plynu. Je nutné podotknúť, že výsledné množstvo tepelného toku je závislé na teplote steny, ktorá bola v tomto prípade pevne daná. V prípade, že je teplota zvýšená z 90 °C na 140 °C, logicky dochádza k zvýšeniu prenosu tepla smerom do plynu a teda celkový tepelný tok sa dostáva do kladných hodnôt (CO₂), alebo sa k nim približuje (vzduch).

Tabuľka 3.10: Celkové prenesené teplo počas otáčky kľukovej hriadele, $t_{wall} = 90\text{ °C}$ and $t_{in} = 50\text{ °C}$.

Prenesené teplo [J]					
		Vzduch	CO ₂	R134a	R404a
Adiabaticky		0,000	0,000	0,000	0,000
Annand	[74]	-0,415	-0,281	0,009	0,013
Adair	[58]	-0,061	-0,041	0,027	0,027
Disconzi	[52]	-0,146	-0,076	0,137	0,135
Aigner	[56]	-0,084	-0,054	0,069	0,066
Woschni	[73]	-0,243	-0,174	-0,005	-0,005

Tabuľka 3.11: Celkové prenesené teplo počas otáčky kľukovej hriadele, $t_{wall} = 140\text{ °C}$ and $t_{in} = 50\text{ °C}$.

Prenesené teplo [J]					
		Vzduch	CO ₂	R134	R404
Adiabaticky		0,000	0,000	0,000	0,000
Annand	[74]	-0,247	-0,057	0,467	0,461
Adair	[58]	-0,008	0,026	0,164	0,160
Disconzi	[52]	-0,011	0,101	0,520	0,507
Aigner	[56]	0,017	0,075	0,347	0,331
Woschni	[73]	-0,133	-0,036	0,278	0,263

Z predchádzajúceho textu je jasné, že prenos tepla má vplyv na účinnosť kompresoru. Zvýšenie teploty steny alebo teploty nasávaného plynu znamená pokles objemovej účinnosti. Prezentované výsledky ukazujú, že medzi modelmi prestupu tepla je pomerne veľký rozdiel v prípade, že vyhodnocujeme množstvo preneseného tepla, tabuľka 3.10 a tabuľka 3.11. Z praktického

hľadiska je však dôležitý vplyv modelov na účinnosť. Rozdiely medzi modelmi sú výrazné najmä pri použití chladiva ako pracovného plynu. Pri teplote steny 90 °C je maximálny rozdiel medzi modelmi 9,6 % pre izoentropickú účinnosť a 3,4 % pre objemovú účinnosť, vid' tabuľka 3.12 a tabuľka 3.13. Zvýšením teploty steny na 140 °C sa rozdiely ešte zvýšia, na 30,4 % a 6,6 %. Pri použití vzduchu alebo CO₂ ako pracovného plynu sú rozdiely medzi modelmi z pohľadu izoentropickej účinnosti menšie, ale naopak mierne väčšie z pohľadu objemovej účinnosti. Opäť sa zdá, že pre daný kompresor a pracovné podmienky sa model prestupu tepla podľa *Adaira* odchyľuje od všetkých ostatných modelov. Model je najmenej citlivý na zmenu teploty steny pri vyhodnotení účinností a teploty na počiatku kompresie. Naopak najviac citlivý je model podľa *Disconzi*.

Tabuľka 3.12: Izoentropická účinnosť, faktor hmotnostného toku a teplota na počiatku kompresie pre CO₂ a teplotu plynu na vstupe $T_{in} = 50$ °C.

	$t_{wall} = 90$ °C			$t_{wall} = 140$ °C		
	η_{isen}	ϵ_{vv1}	T_{comp_0}	η_{isen}	ϵ_{vv1}	T_{comp_0}
Adiabaticky	100,0	100,0	324,9	100,0	100,0	324,9
Annand [74]	94,4	97,3	325,4	98,6	94,1	337,7
Adair [58]	98,4	99,6	326,4	99,5	98,6	331,1
Disconzi [52]	100,1	95,7	333,4	106,9	91,4	348,8
Aigner [56]	99,7	97,5	329,5	104,5	94,4	339,6
Woschni [73]	95,7	98,4	324,3	99,1	96,3	332,2

Tabuľka 3.13: Izoentropická účinnosť, faktor hmotnostného toku a teplota na počiatku kompresie pre R134a a teplotu plynu na vstupe $T_{in} = 50$ °C.

	$t_{wall} = 90$ °C			$t_{wall} = 140$ °C		
	η_{isen}	ϵ_{vv1}	T_{comp_0}	η_{isen}	ϵ_{vv1}	T_{comp_0}
Adiabaticky	100,0	100,0	325,2	100,0	100,0	325,2
Annand [74]	98,4	97,9	328,2	117,8	95,4	339,5
Adair [58]	100,1	99,5	327,2	105,0	98,7	331,6
Disconzi [52]	108,0	96,1	334,1	135,4	92,1	348,8
Aigner [56]	103,7	97,7	329,8	120,2	95,0	339,1
Woschni [73]	98,8	98,5	327,0	111,9	96,7	334,6

Okrem teploty steny má významný vplyv na účinnosť aj teplota nasávaného plynu. Ten je pred vstupom do valca ohrievaný od okolitých stien, čím klesá jeho hustota a tak aj hmotnostný tok kompresorom. Citlivosť modelov bola pre tentokrát vyhodnotená pre rôzne teploty na vstupe do valca kompresoru. Výsledkom sú pomery práce a hmotnostného toku vypočítané pre sacie teploty 50 °C a 80 °C, podľa rovnice (3.40) a (3.41). Veličina ΔT_{comp_0} je daná rozdielom teploty plynu na počiatku kompresie pre rôzne sacie teploty, rovnica (3.42). Teplota steny bola nastavená na 90 °C.

$$W_{ratio} = \frac{W_{t_{inlet} 80}}{W_{t_{inlet} 50}} \quad (3.40)$$

$$\dot{m}_{ratio} = \frac{\dot{m}_{inlet\ 80}}{\dot{m}_{inlet\ 50}} \quad (3.41)$$

$$\Delta T_{comp_0} = T_{comp_0}^{80} - T_{comp_0}^{50} \quad (3.42)$$

Nárast sacej teploty o 30 °C spôsobil pokles hmotnostného toku o približne 7,5 % pri všetkých pracovných plynch a rozdiely medzi jednotlivými modelmi boli menšie ako 2 %. Pri vyhodnotení pomeru indikovanej práce sa ukázalo, že citlivejšie na zmenu vstupnej teploty sú chladivá pri porovnaní so vzduchom alebo CO₂. Rozdiely medzi modelmi sú v tomto prípade mierne väčšie, obzvlášť pre chladivá. Stále sa však pohybujú pod 10 %. Zvýšenie sacej teploty prináša tiež vyššiu teplotu na počiatku kompresie. Zaujímavé však je, že nárast teploty na začiatku kompresie je približne o 10 °C menší oproti zmene sacej teploty. Maximálny rozdiel medzi modelmi je 5 °C opäť sa však prejaví slabá citlivosť modelu podľa *Adaira* na zmenu pracovných podmienok a jeho výsledky sa najviac približujú k izoentropickému procesu.

Tabuľka 3.14: Pomer indikovanej práce, hmotnostného toku a rozdiel v teplote na počiatku kompresie pre rôzne teploty nasávania ($T_{in,50^{\circ}C} / T_{in,80^{\circ}C}$).

	Vzduch			CO ₂		
	Práca	Prietok	ΔT_{comp_0}	Práca	Prietok	ΔT_{comp_0}
Adiabaticky	99,7	91,4	26,0	99,0	91,2	25,0
Annand [74]	100,9	93,4	20,0	101,8	93,0	20,6
Adair [58]	99,9	92,0	23,7	99,8	91,8	23,2
Disconzi [52]	102,3	94,3	18,4	103,2	94,0	18,6
Aigner [56]	101,4	93,4	21,0	101,8	93,0	21,0
Woschni [73]	101,0	92,8	21,9	101,3	92,4	22,0
	R134a			R404a		
	Práca	Prietok	ΔT_{comp_0}	Práca	Prietok	ΔT_{comp_0}
Adiabaticky	100,6	91,3	23,0	100,5	91,3	23,1
Annand [74]	109,7	92,7	20,4	109,4	92,7	20,5
Adair [58]	103,1	91,7	21,8	102,9	91,7	21,9
Disconzi [52]	112,6	93,9	18,1	112,2	93,8	18,2
Aigner [56]	108,2	92,8	20,2	107,7	92,8	20,4
Woschni [73]	107,0	92,3	21,1	106,6	92,3	21,3

Dôležitým faktorom pre predikciu tepelného toku je rýchlosť piestu. Vzhľadom na výpočtové vzťahy by mala platiť závislosť, že čím vyššia rýchlosť piestu, tým vyšší súčiniteľ prestupu tepla. Naopak však pri vyššej rýchlosti klesá čas potrebný na výmenu tepla. Rýchlosť kľukovej hriadele bola nastavená pôvodne na 3500 otáčok/min a následne zmenená a vyhodnotená pre 2950 otáčok/min a 2350 otáčok/min. Výsledky sú uvedené v tabuľke 3.15 a ako je na uvedených hodnotách vidieť, zmena celkového tepelného toku pri rôznych rýchlostiach nie je významná, pokiaľ sa jedná o CO₂. Takmer zhodné výsledky mal aj výpočet so vzduchom. V prípade, že je však použité chladivo, zmena v tepelnom toku je väčšia a to obzvlášť pri použití modelu podľa *Annanda*

a *Woschniho*. Vplyv na izoentropickú, alebo objemovú účinnosť je však pre všetky plyny a modely minimálny, cca 2 %.

Tabuľka 3.15: Prenesené teplo pre rôzne rýchlosti kompresora, rýchlosť 3500 ot/min = 100 %, $t_{in} = 50$ °C, $t_{wall} = 90$ °C.

	CO ₂			R134a		
	QRPM_3520 [J]	QRPM_2950/ QRPM_3500	QRPM_2350/ QRPM_3500	QRPM_3500 [J]	QRPM_2950/ QRPM_3500	QRPM_2350/ QRPM_3500
Adiabaticky	0,00	100	100	0,00	100	100
Annand [74]	-0,28	104	109	0,01	140	170
Adair [58]	-0,04	102	105	0,03	108	117
Disconzi [52]	-0,08	104	109	0,14	103	105
Aigner [56]	-0,05	104	110	0,07	104	108
Woschni [73]	-0,17	102	104	0,005	40	-14

Záveru analýzy prestupu tepla vo valci kompresoru a porovnania modelov medzi sebou by sa dali zhrnúť do nasledujúcich bodov:

- Semi-empirické modely prestupu tepla predpovedajú rôzne množstvo tepelného toku medzi stenou a pracovným plynom, avšak trendy všetkých modelov sú veľmi podobné.
- Modely prestupu tepla majú rozdielny vplyv na izoentropickú účinnosť. To platí aj pre objemovú účinnosť, rozdiely sú však menšie.
- V analýze bol použitý vzduch, CO₂ a chladivá R134a a R404a. Výsledky pre chladivá boli takmer totožné a pre dvojicu vzduch a CO₂ veľmi podobné, preto nie sú vždy uvádzané všetky výsledky.
- Všetky plyny sú citlivé na zmenu pracovných podmienok (teploty), preto je nutné presne poznať okrajové podmienky.
- Zmena rýchlosti kompresora ovplyvňuje tepelný tok v kompresore, ale vplyv na účinnosť je malý.
- Model podľa *Adaira* nereaguje dostatočne citlivo na zmenu okrajových podmienok pri porovnaní s ostatnými modelmi, prípadne s izoentropickým procesom.

V prvej analýze bolo vyhodnotené len celkový tepelný tok, pričom chyba hlbšia analýza jednotlivých procesov vo valci. Taktiež nie je jasné, ktorý model je vhodný pre dané pracovné podmienky a daný kompresor.

3.3.2 Riešenie prestupu tepla vo valci kompresoru pomocou numerických metód

V druhej časti analýzy prestupu tepla bol použitý komerčný CFD nástroj Ansys CFX. Cieľom bolo získať detailnejší pohľad na procesy v kompresore a porovnať výsledky so semi-empirickými modelmi prestupu tepla. Nastavenie výpočtu je čiastočne popísané v prílohe A a k dizertačnej práci je priložený definičný súbor so všetkými nastaveniami. V nasledujúcom texte je uvedený len krátky rozbor modelov prestupu tepla v numerických simulačných nástrojoch.

Stenové funkcie v CFD programoch slúžia na zachytenie prúdenia a prenosu tepla v medznej vrstve a rovnako ako pri semi-empirických modeloch, existuje niekoľko rôznych prístupov a formulácií rovníc pre výpočet medznej vrstvy. *Rakopoulos* [93] porovnal vo svojej práci niekoľko zaužívaných

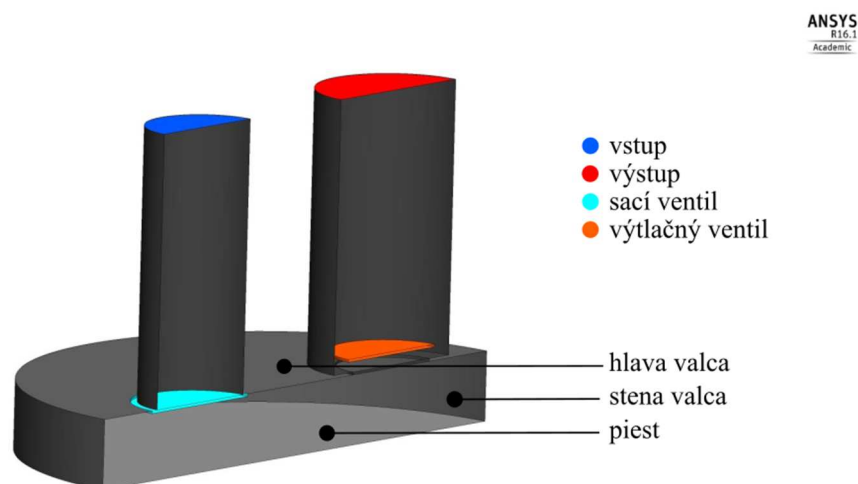
modelov prenosu tepla v komerčných CFD programoch (Launder-Spalding, Angelberger, Han-Reitz, Huh) pričom žiaden z modelov nevyhovoval experimentálnemu meraniu na piestovom spaľovacom motore. *Rakopoulos* vo svojej práci navrhol nový model, ktorý však taktiež nezodpovedal meraniu, ale rozdiely boli menšie ako pri predchádzajúcich modeloch. Tento výskum bol však zameraný na piestové spaľovacie motory, v ktorých je iný charakter prúdenia ako v kompresoroch. V oblasti kompresorov sa tomuto problému venoval *Pereira* [75], ktorý použil stenovú funkciu podľa *Launder-Spaldinga* [94]. *Pereira* porovnáva tento model so semi-empirickými modelmi, ktoré podľa uvedených výsledkov podhodnocujú tepelný tok vo valci kompresoru. Na túto prácu nadviazala *Disconzi* [52], ktorá použila namiesto *Launder-Spaldingovej* funkcie predpis podľa *Kadera* [95]. Autorka potom podľa výsledkov navrhla integrálny model prestupu tepla, ktorý bol opísaný a testovaný v kapitole 3.3. Simulácie boli pri oboch predchádzajúcich autorov prevedené na dvoj-rozmernom modeli a v programe Fluent s použitím modelu turbulencie $k - \varepsilon$. V tejto práci bol použitý program CFX a *SST* $k - \omega$ model turbulencie. Program využíva riešenie termálnej medznej vrstvy podľa *Kadera*, ktoré využíva kombináciu riešenia viskóznej podvrstvy a logaritmickeho stenového pravidla, rovnica (3.43)

$$T^+ = \text{Pr} y^* e^{-\Gamma} + [2,12 \ln(y^*) + \beta] e^{\frac{-1}{\Gamma}} \quad (3.43)$$

$$\beta = (3,85 \text{Pr}^{1/3} - 1,3)^2 + 2,12 \ln(\text{Pr}) \quad (3.44)$$

$$\Gamma = \frac{0,01 (\text{Pr} y^*)^4}{1 + 5 \text{Pr}^3 y^*} \quad (3.45)$$

kde y^* je bezrozmerná súradnica. Na obrázku 3.29 je zobrazený výpočtový model. Jedná sa o symetrický troj-rozmerný valec so sacím a výtláčnym potrubím a doskovými ventilmi, ktoré sa pohybujú s jedným stupňom voľnosti podľa rovnice (3.16). Parametre kompresoru (tabuľka 3.16 a tabuľka 3.17) boli čiastočne zmenené oproti kompresoru v prvej analýze (tabuľka 3.8 a tabuľka 3.9) a to z dôvodu nutnosti odstrániť poskakovanie ventilov pri ich pohybe. Toto poskakovanie podstatne komplikuje výpočet a predpokladá sa, že na prenos tepla nemá zásadný vplyv. Ako pracovný plyn bol v tomto prípade zvolený iba vzduch z dôvodu časovej náročnosti 3D výpočtu.



Obrázok 3.29: Geometrický model kompresoru.

Tabuľka 3.16: Vlastnosti kompresoru.

Parameter	Hodnota	Jednotka
Vrtanie valca	20	mm
Zdvih	20	mm
Dĺžka ojnice	55	mm
Výška škodného objemu	0,2	mm
Hmotnosť sacieho vent.	1	g
Tuhosť pružiny sac. v.	250	N
Hmotnosť výtlač. vent.	0,1	g
Tuhosť pružiny výt. v.	300	N

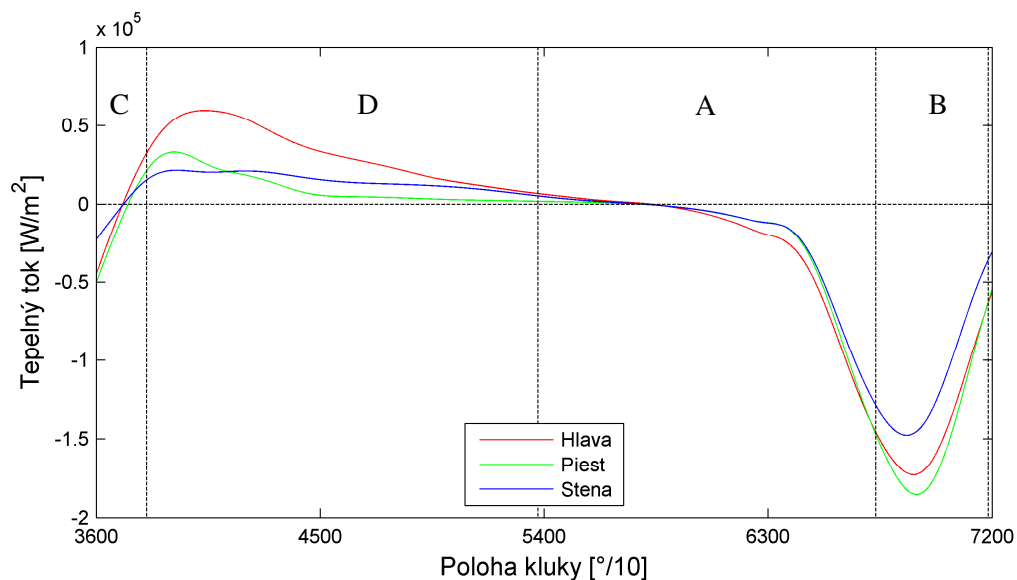
Tabuľka 3.17: Okrajové podmienky simulácie.

Okrajové podmienky	Hodnota	Jednotka
Sací tlak	1,00	bar
Výtlačný tlak	10,0	bar
Sacia teplota	300	K
Teplota steny	363	K

Pri využití semi-empirických modelov je hodnota tepelného toku na všetkých plochách vnútri valca rovnaká a teda platí, že množstvo preneseného tepla je závislé len na veľkosti plochy. Tá je konštantná v prípade piestu a ventilovej dosky (hlava valca), ale mení sa v prípade vnútornej plochy valca v závislosti na polohe piestu. V skutočnosti je koeficient prestupu tepla ovplyvnený charakterom prúdenia v tesnej blízkosti steny. Zjednodušené modely prestupu tepla nedokážu tento jav zaznamenať, ale vďaka CFD simuláciám je možné sledovať charakter prúdenia vo valci kompresoru a tým presnejšie určiť tepelný tok. V publikáciách *Muellnera* [76] a [77] autor uvádza, že počas práce kompresoru sa najviac tepla vymení medzi plynom a piestom (50 %), nasleduje ventilová doska (35 %) a najmenej tepla sa vymení medzi plynom a stenou valca (menej ako 5 %). Podobné výsledky boli dosiahnuté aj v tejto práci, viď tabuľka 3.18. Cez stenu valca sa plyn mierne ochladzoval, pričom ostatné časti ohrievali plyn. To naznačuje, že teplota jednotlivých povrchov nebude rovnaká.

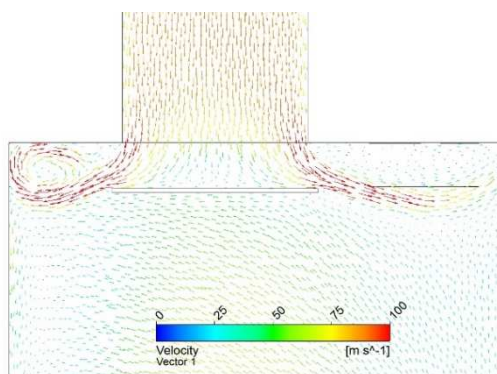
Tabuľka 3.18: Percentuálne rozdelenie preneseného tepla medzi plochy v kompresore - jedna otáčka.

	Piest	Stena	Hlava
Celý cyklus	67	-4	37

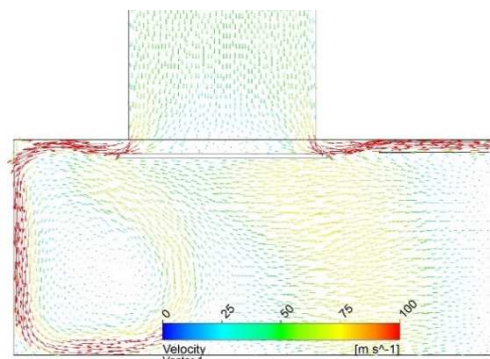


Obrázok 3.30: Tepelný tok počas jednej otáčky kľukovej hriadele.

Celkové prenesené teplo prechádza hlavne cez piest a hlavu a len malý vplyv za jednu otáčku má stena valca. Význam hlavy valca (ventilovej dosky) z hľadiska tepelného toku je daná obtekaním plynu pri nasávaní, prípadne výtlaku. Prúd chladného vzduchu vstupuje cez štrbinu sacieho ventilu a intenzívne obteká hlavu valca, ako je to vidieť na obrázku 3.31 a obrázku 3.32. Po uzavretí ventilov sa tepelný tok cez hlavu znižuje a vyrovnáva sa s tepelným tokom cez ostatné plochy. Prenesené teplo cez stenu valca je najvýznamnejší počas nasávania a kompresie, kedy je plocha steny najväčšia aj keď tepelný tok na tejto ploche nie je najvyšší. Logicky sa potom prenesené teplo cez stenu valca rapídne znižuje počas výtlaku a expanzie, kedy je piest v blízkosti HÚ a tak je plocha steny valca minimálna.



Obrázok 3.31: Rýchlosť vo valci kompresoru (CA 803 °).



Obrázok 3.32: Rýchlosť vo valci kompresoru (CA 775 °).

V prípade piestu je zaujímavý pokles preneseného tepla počas nasávania a čiastočne aj kompresie. Vysvetlením môže byť pohyb piestu smerom do dolnej úvrate, teda v rovnakom smere ako nasávaný plyn. Rýchlosť prúdenia bude tak v okolí piestu nižšia a zároveň tak aj súčiniteľ prestupu tepla.

Tabuľka 3.19: Percentuálne rozdelenie tepelného toku medzi jednotlivé plochy.

	CFD simulácia			0D simulácia		
	Piest	Stena	Hlava	Pies	Stena	Hlava
Expanzia						
kladný	56	6	38	46	13	41
záporný	55	1	45	51	3	46
Nasávanie	17	44	40	17	69	15
Kompresia						
kladný	8	73	19	10	80	9
záporný	29	32	39	25	53	22
Výtlak	53	10	37	40	24	36
Celkovo kladný	19	43	39	16	69	15
Celkovo záporný	45	17	38	36	31	33

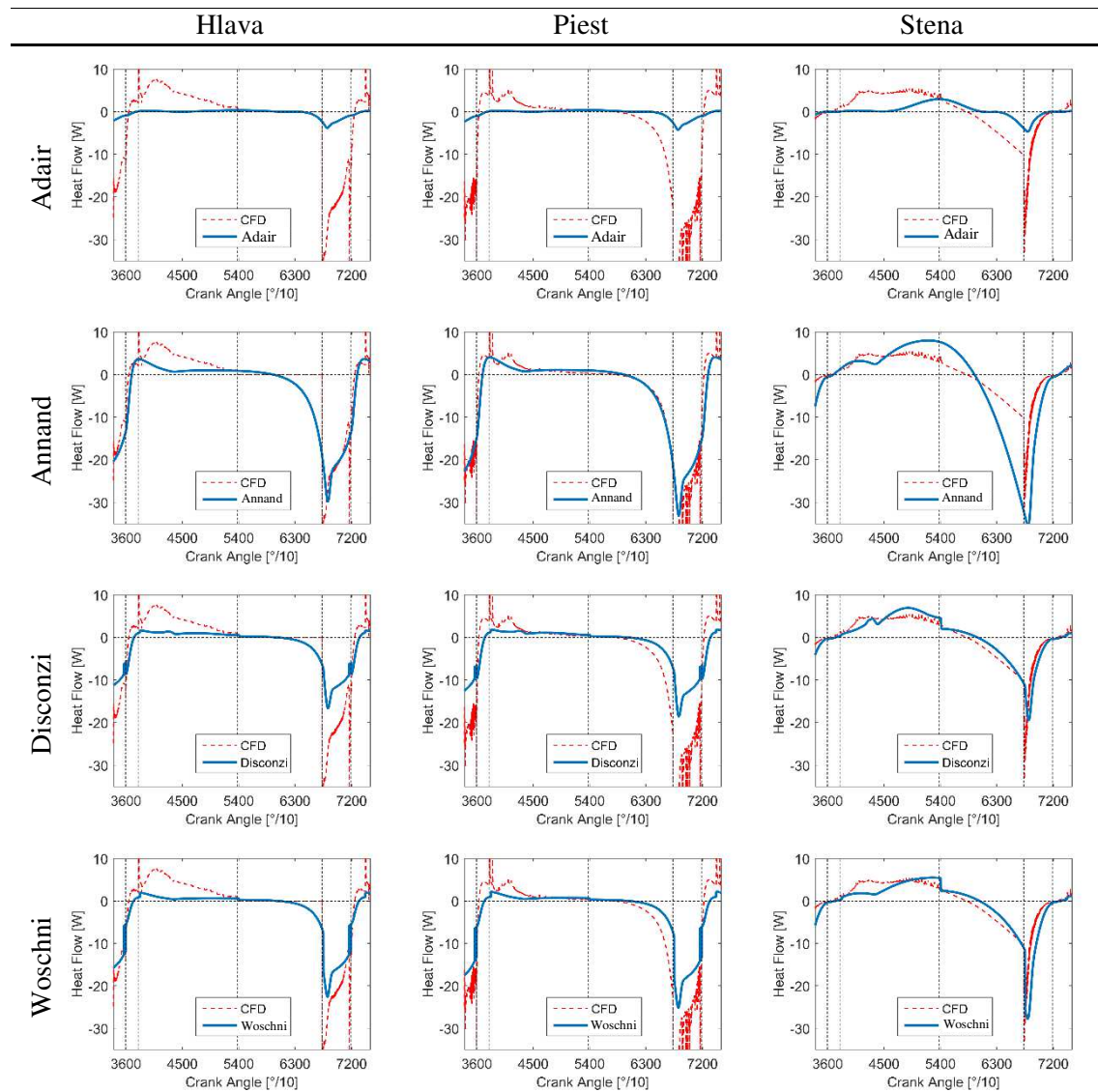
Výsledky v tabuľke 3.19 sú samostatným súčtom pozitívneho a negatívneho tepelného toku cez jednotlivé steny počas jednej otáčky kľukovej hriadele. Z dôvodu lepšej prehľadnosti je však dobré rozdeliť procesy v kompresore podľa charakteru a vyhodnotiť tepelný tok v každom z nich, obzvlášť pri kompresii a expanzii, kedy tepelný tok mení smer (obrázok 3.30). Bod zmeny smeru

tepelného toku je na každej ploche rovnaký, pretože teplota bola nastavená na všetkých stenách rovnaká a rozloženie teploty vo valci je pomerne rovnomerné počas expanzie a kompresie.

Pri rozdelení tepelného toku len na základe veľkosti príslušnej plochy, dochádza k nepresnostiam v množstve preneseného tepla. V tabuľke 3.19 sú uvedené výsledky z numerickej simulácie a výsledky zo simulácie s použitím termodynamického modelu v kombinácii so zjednodušenými integrálnymi modelmi prestupu tepla. V tomto prípade je jedno, ktorý konkrétny model prestupu tepla sa zvolí, pretože množstvo preneseného tepla je dané len veľkosťou plochy a tá je vždy rovnaká.

Distribúcia tepelného toku v prípade 0D simulácie je tak závislá len na aktuálnej veľkosti plochy, v prípade CFD simulácie má vplyv na tepelný tok aj rozloženie rýchlosti vo valci. Pri porovnaní výsledkov je vidieť, že v oboch prípadoch sú veľmi podobné výsledky pre plochu piestu a výraznejšie rozdiely je vidieť iba v blízkosti HÚ. Rozdiely je badať hlavne na stene valca a hlave valca. V 0D simulácií je nadhodnocované množstvo preneseného tepla cez stenu valca a naopak podhodnocované cez stenu hlavy. Dôvodom je už spomínané prúdenie plynu vo valci.

Tabuľka 3.20: Porovnanie semi-empirických modelov tepla s numericou simuláciou.



V tabuľke 3.19 nie je síce uvedené celkové množstvo preneseného tepla, ale len distribúcia tepelného toku medzi jednotlivými plochami vo valci kompresora. Ako už bolo spomenuté v predchádzajúcej kapitole, modely predpovedajú veľmi odlišné hodnoty tepelného toku. Tiež je zrejmé, že jeden korelačný vzťah na výpočet tepelného toku cez všetky plochy nie je dostatočný. Možným riešením je použitie rozdielnych vzťahov pre príslušné povrchy, tak ako sa delí cyklus v kompresore na jednotlivé procesy. Tento prístup popisujú vo svojej práci viacerí autori, napríklad *Disconzi* a *Aigner* [52], [56], ktorí použili pre každý proces v kompresore samostatný vzťah pre zistenie tepelného toku. Najpoužívanejšie modely prestupu tepla (väčšina uvedených v kapitole 3.3.1) boli porovnané s numerickou CFD simuláciou a tie, ktoré boli najbližšie k výsledkom numerickej simulácie boli vybrané do zloženého modelu prestupu tepla². Výsledky tepelných tokov cez jednotlivé plochy sú uvedené v tabuľke 3.20. Semi-empirické modely predpovedajú jednu hodnotu tepelného toku v každom výpočtovom kroku pre všetky plochy vo valci, preto je modrá krivka v tabuľke 3.20 pre hlavu, piest a stenu vždy rovnaká (pre daný model prestupu tepla). Naopak výsledková krivka z CFD simulácie je pre každú plochu odlišná. Na tejto krivke je možné vidieť nespojitosti, ktoré sú dôsledkom opakovaného remeshingu a interpolácie výsledkov (vysvetlené v prílohe A).

Väčšina integrálnych modelov podhodnocuje tepelný tok, resp. prenesené teplo pri porovnaní s CFD simuláciou. Obzvlášť viditeľné je to počas nasávania na hlave valca. Podobný problém nastáva na ploche piestu, kde sa však aspoň model podľa *Annanda* približuje k CFD simulácií. Tepelný tok cez stenu valca najlepšie predpovedá model podľa *Disconzi*. Ako je vidieť z výsledkov, model podľa *Adaira* podhodnocuje tepelný tok takmer počas celej otáčky kľuky a tak potvrdzuje závery z prvej analýzy v kapitole 3.3.1. Jediný interval, v ktorom sa približuje k hodnotám z CFD simulácie, je počas časti expanzie.

Kombináciou dostupných integrálnych vzťahov je možné priblížiť výsledné hodnoty k výsledkom numerickej simulácie, avšak stále sa objavujú pomerne veľké rozdiely na niektorých plochách. V tabuľke 3.21 sú zobrazené integrálne modely prestupu tepla, ktoré sa v jednotlivých pracovných intervaloch a na jednotlivých plochách najviac približovali k hodnotám z numerickej simulácie. Na ľavej strane tabuľky 3.21 je pomer tepelného toku vybraného integrálneho modelu a tepelného toku z CFD simulácie. Pravá strana tabuľky zase uvádza o aký model sa jedná. Najviac zastúpení má model podľa *Annanda* a *Disconzi*, ďalej potom *Woschni* a jeden krát sa v tabuľke objavuje aj model podľa *Adaira*.

Tabuľka 3.21: Pomer tepelného toku spočítaného integrálnymi vzťahmi a numerickej simuláciou.

	Piest	Valec	Hlava	Piest	Valec	Hlava
Expanzia						
<i>kladná</i>	68	166	90	Annand	Annand	Annand
<i>záporná</i>	99	134	110	Woschni	Adair	Woschni
Nasávanie	88	110	33	Annand	Disconzi	Annand
Kompresia						
<i>kladná</i>	148	121	69	Disconzi	Disconzi	Woschni
<i>záporná</i>	145	90	96	Annand	Disconzi	Annand
Výtlak	77	134	100	Annand	Disconzi	Annand

² Zložený model prestupu tepla znamená, že pre každú plochu vo valci kompresoru a pre každý proces je predpísaný samostatný vzťah pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla

V závere tejto analýzy je tak možné konštatovať nasledujúce stanoviská:

- Distribúcia tepelného toku podľa veľkosti plochy nie je dostatočná, pretože veľký vplyv na koeficient prenosu tepla má prúdenie v okolí plôch, na ktorých prebieha výmena tepla.
- Použitie konkrétneho vzťahu pre konkrétnu plochu a konkrétny proces môže zvýšiť presnosť výpočtu modelu prestupu tepla pri zachovaní nízkej výpočtovej náročnosti.
- Integrálne modely prenosu tepla predpovedajú rozdielne hodnoty tepelného toku a zároveň sa žiaden z modelov nepribližuje dostatočne k výsledkom z CFD simulácie, aj keď je badať podobné trendy.

4

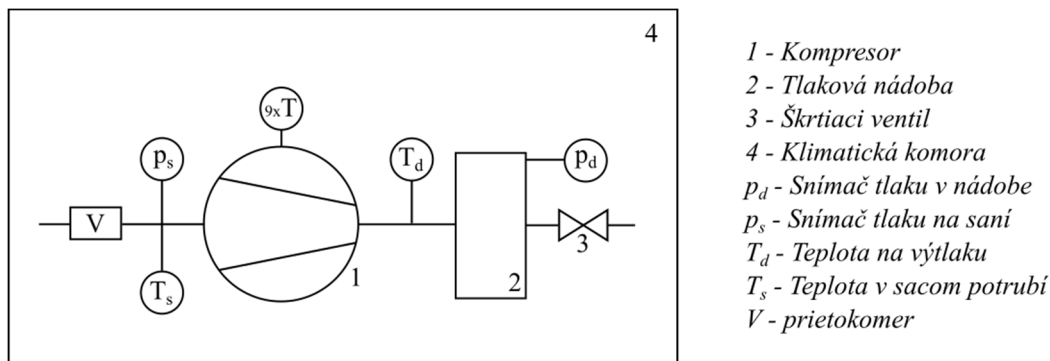
Experimentálna validácia matematických modelov

Prezentované matematické modely, vyvinuté v rámci predkladanej dizertačnej, boli v predchádzajúcej kapitole porovnané s iným matematickým modelom, vyvinutým vo výskumnom ústave POLO, UFSC. Pôvodný model bol vyvinutý a experimentálne overený v rámci dizertačnej práce *Ussyka* [89]. Základným prvkom *Ussykovho* modelu je rovnako ako v tejto práci energetická bilancia v kontrolnom objeme. Postupne bol model vyvíjaný až do súčasnej podoby, v ktorej bol použitý na validáciu modelu *reComp* v kapitole 3.1.5. Termálny model kompresoru bol v rámci stáže validovaný aj experimentálne v kapitole 3.2.1. Zásadným zjednodušením však bolo, že všetky vstupné parametre kompresoru boli presne definované podľa predchádzajúcich meraní a analýz, pričom práve stanovenie parametrov kompresoru je jedným z najväčších problémov pri simulácií. V tejto kapitole je tak prezentovaná experimentálna validácia matematických modelov pomocou vlastných meraní na konkrétnom kompresore. Zásadný rozdiel je v použítom kompresore. Zatiaľ čo výsledky v kapitole 3 sú získané z chladiaceho kompresoru, v tejto kapitole sa jedná o vzduchový kompresor určený na zásobovanie stlačeným vzduchom.

Validovaný bol termodynamický model a termálny model kompresoru. V prípade prvého je sledovaným parametrom priebeh tlaku vo valci v závislosti na polohe kľuky (príp. objeme), v prípade druhého boli sledované teploty v príslušných častiach kompresoru.

4.1 Experimentálna trať a metodika merania

V rámci dizertačnej práce bola za podpory fakultného projektu „Fondy Vědy“ vybudovaná jednoduchá experimentálna trať s cieľom analyzovať prezentované matematické modely. V trati bol použitý vzduchový kompresor Orlík EK 4-2 (parametre v tabuľke 4.1), osadený snímačmi tlaku, teploty a prietoku. Konkrétne meracie prístroje sú uvedené v tabuľke 4.2 a schematický náčrt trate je na obrázku 4.1.



Obrázok 4.1: Schématický náčrt trate.

Kompresor nasáva vzduch z okolia cez prietokomer Testo, ktorý obsahuje zároveň snímač teploty. Teplota v tomto bode je v podstate zhodná s teplotou okolia. Tesne pred kompresorom je

umiestnený ďalší termočlánok a snímač tlaku. Vzhľadom na otvorené nasávanie kompresoru (z okolia) je tlak na vstupe rovný približne atmosférickému tlaku v okolí. V sacom potrubí sa prejavia tlakové pulzy, spôsobené pohybom ventilu, avšak použitá aparátúra neumožňovala tak rýchly a presný záznam hladiny tlaku v sacom kanáliku. Tesne pred sacím ventilom je umiestnený ďalší snímač teploty. Vo valci je plyn stlačený a vypustený von cez ventil do výtlačného potrubia, kde sa opäť nachádzajú termočlánky. Detailné rozmiestnenie termočlánkov je zobrazené na obrázku 4.22. Vo výtlačnom potrubí je umiestnený ochranný ventil, nastavený na maximálny tlak 10 barov. V prípade vyššieho tlaku sa membrána vo ventile otvorí a zredukuje tlak vo výtlačnom potrubí aby nedošlo k poškodeniu kompresora. Vzhľadom na diskontinuálny charakter práce kompresoru je na konci výtlačného potrubia umiestnená tlaková nádoba, aby bolo možné merať ustálenú hodnotu tlaku na výstupe z kompresoru. Za tlakovou nádobou je umiestnený regulačný ventil, ktorým je práve možné nastaviť hodnotu výtlačného tlaku. Za ventilom je vzduch vypustený do okolia.

Tabuľka 4.1: Rozmery a vlastnosti kompresoru Orlík EK4-2.

Rozmer	Hodnota	Jednotka
Polomer kľukovej hr.	0,224	[m]
Dĺžka ojnice	0,860	[m]
Vrtanie	0,050	[m]
Škodný priestor	$3,47 \cdot 10^{-10}$	[m]
Teoretický objemový tok	7,4	[m ³ /hod]
Skutočný objemový tok	4,3	[m ³ /hod]
Maximálny výtlačný tlak	10	[bar]
Hmotnosť	20	[kg]
Celkové rozmery	0,46 x 0,30 x 0,38	[m]

Tabuľka 4.2: Snímače osadené na kompresore.

Meraná veličina	Prístroj	Rozsah	Presnosť
Prietok	Testo 6441	0,25 – 75 Nm ³ /h	±3 % z nameranej hodnoty
Tlak - sanie	BD Sensors DMP 331	0 – 6 bar	±0,1 % FSO
Tlak - výtlak	Rosemount 3051S	0 – 55 bar ³	±0,035 %
Termočlánky	Typ J	0 – 750 °C	±0,4 %
Zbernice dát	NI9205, NI9208, NI9211, NI9213, NI9219,		
Software	LabView 2015		
Indikácia:			
Tlakový snímač	Kistler 6053BB 60	0 – 250 bar	Lineárnosť: ±0,4 %

³ Tlakomer Rosemount 3051S má nastaviteľný merací rozsah od (0 – 2 bar) až po (0 – 689 bar)

1. meranie - indikácia kompresoru

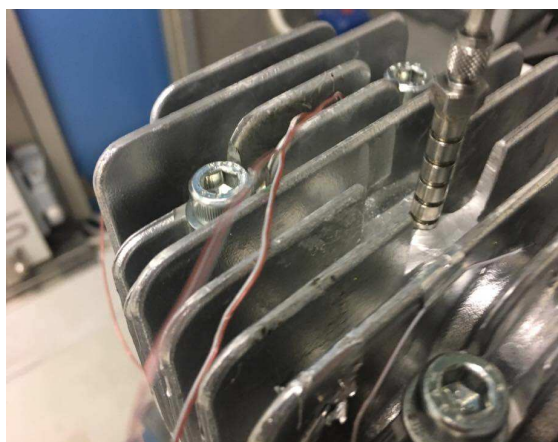
Experimentálna časť práce bola rozdelená do dvoch samostatných meraní. Prvé meranie malo za cieľ validáciu termodynamického modelu kompresoru pomocou indikácie kompresoru. Na meranie bola použitá aparatura od firmy Kistler (tabuľka 4.2). Pracovné podmienky kompresoru sa menili len škrtením na výtlaku a teda jediný parameter, ktorý sa menil, bol výtláčny tlak kompresoru, viď tabuľka 4.3. Celkovo boli uskutočnené štyri samostatné merania, každé pre sedem rôznych pracovných bodov, pričom prvé dva pracovné body boli „zahrievacie“, kedy sa kompresor zabehol do stabilných podmienok. Škrtiaci ventil na výtlaku bol nastavovaný manuálne, preto sa občas vyskytli odchýlky od presne stanoveného pracovného bodu, jedná sa však o veľmi malé nepresnosti (± 10 kPa).

Tabuľka 4.3: Pracovné podmienky počas indikačného merania.

Pracovný bod	Výtláčny tlak [kPa]
A1 ⁴	65 (plne otvorený ventil)
A2 ⁵	200
A3	420
A4	600
A5	750
A6	800
A7	950
A8	1000



Obrázok 4.2: Zapojenie snímača otáčok Kistler.



Obrázok 4.3: Zapojenie tlakomeru Kistler.

2. meranie - teplotné pole v kompresore

Druhé meranie prebehlo v klimatickej komore, aby bolo možné dosiahnuť stabilnú teplotu v okolí kompresoru. Zmena pracovných podmienok spočívala v nastavení výtláčného tlaku a v teplote okolia, ktorá bola zároveň aj teplotou nasávaného plynu, keďže kompresor nasával priamo okolitý

⁴ Pracovný bod A1 nebol použitý na overenie matematického modelu, ale len ako nábehový stav pre kompresor

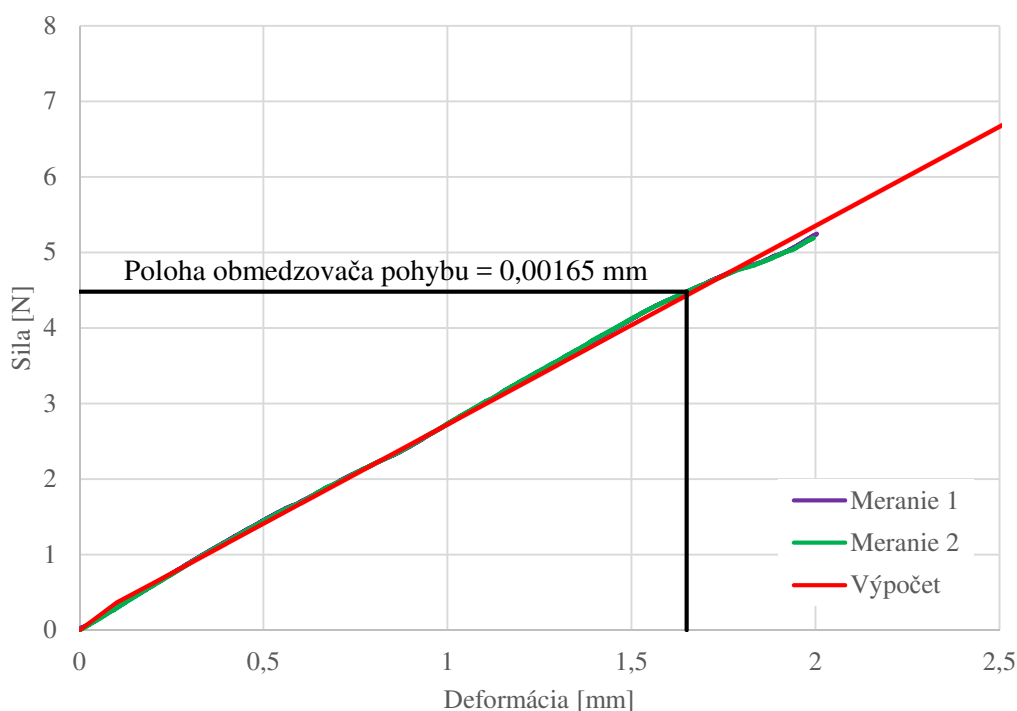
⁵ V prípade nízkeho zaťaženia kompresoru (bod A2) dochádza k poklesu účinnosti elektromotru, čo matematický model nie je schopný zachytiť, preto nebol ani tento bod použitý na vyhodnotenie presnosti modelu

vzduch. Presné pracovné podmienky sú v tabuľke 4.6. Teplota okolitého vzduchu bola nastavená v klimatickej komore na 0 °C, 10 °C a 40 °C, avšak skutočná teplota sa môže mierne odchyliť z dôvodu odchylov snímačov teploty v komore. Okrem meranie v klimatickej komore bol jeden pracovný bod nameraný aj pri teplote 19 °C mimo klimatickú komoru. Vlastnosti klimatickej komory sú popísané napríklad v [96]. Výtlačný tlak bol nastavený manuálne pomocou škrtiaceho ventilu, a preto nebolo možné vždy dosiahnuť úplne rovnaké hodnoty tlaku. To však nie je dôležité pri porovnaní experimentálnych výsledkov zo simulačnými, pretože okrajové podmienky sú dodávané z merania.

4.2 Ventilová charakteristika kompresoru

Ventily sú v kompresore jeden z najvýznamnejších prvkov z hľadiska účinnosti a tiež majú najväčší vplyv na priebeh tlaku vo valci. Je preto dôležité, aby boli v matematickom modeli presne zadané.

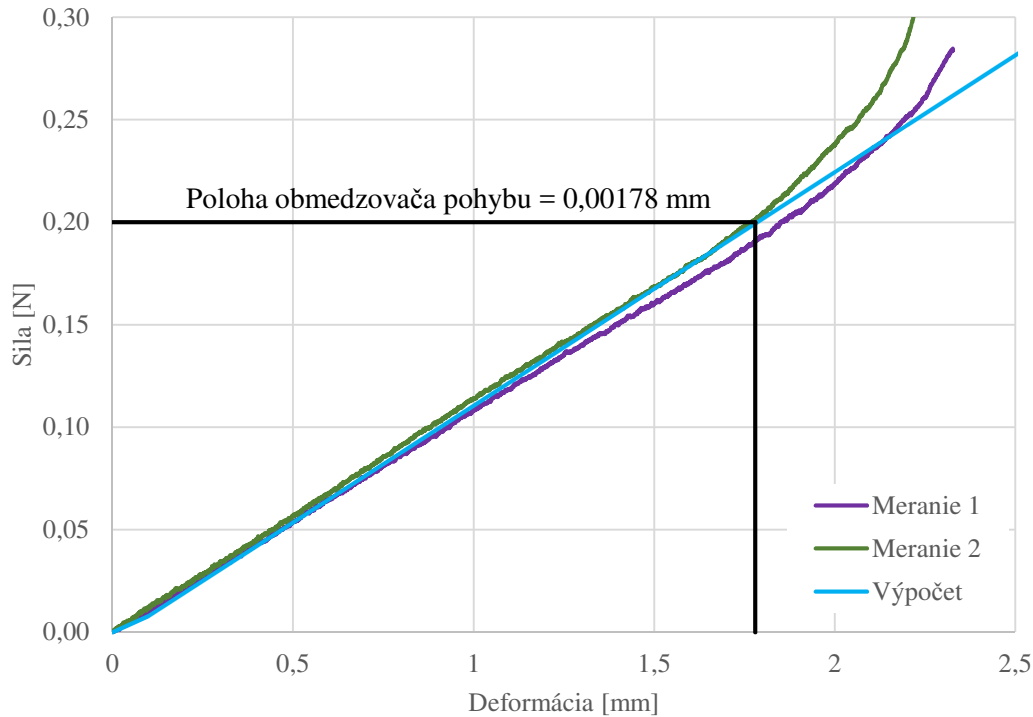
Prvým krokom pri analýze ventilov bolo zistenie tuhosti pružín na ventiloch, resp. celého pružiaceho systému. V spolupráci s Ústavom mechaniky telies na FSI, Brno bola prevedená záťažová skúška na oboch ventiloch kompresoru s použitím skúšobného stroja ZWICK Z 020-TND. Presnosť snímača polohy je 0,1 mikrometrov a maximálne zaťaženie skúšaného vzorku môže byť od 100 N do 20 kN, podľa meracej hlavy. [97] Nameraná charakteristika výtlačného ventilu je na obrázku 4.4 a sacieho ventilu na obrázku 4.5. Meranie tuhosti bolo opakované dva-krát pri obidvoch ventiloch a na základe nameraných výsledkov bola stanovená tuhosť pružiny. V oboch diagramoch je navyše zobrazená maximálna poloha otvorenia ventilu, pri ktorej ventil dosadne na obmedzovač pohybu.



Obrázok 4.4: Tuhosť pružiny na výtlačnom ventile s označením obmedzovača pohybu.

Tuhosť pružiny výtlačného ventilu bola stanovená na $c_s = 2,626 \text{ Nm}^{-1}$. Tuhosť sacieho ventilu je podľa nameraných hodnôt veľmi nízka ($c_d = 0,114 \text{ Nm}^{-1}$) a na jej presné stanovenie by bolo vhodnejšie použiť prístroj s menším rozsahom zaťaženia. Z výsledkov je vidieť rozdiel (cca 5%) medzi meraním 1 a meraním 2 v blízkosti maximálneho otvorenia ventilu.

Hodnota tuhosti sa najskôr spočíta pomocou rovnice (3.16), následne sa táto rovnica opätovne používa pri výpočte polohy ventilu pomocou veľkosti pôsobiacej sily a zistenej tuhosti. Ďalším dôležitým vstupom do matematického modelu sú tzv. efektívne plochy. Efektívna plocha prietoková vyjadruje straty pri prietoku plynu ventilom a efektívna plocha silová vyjadruje zmenu sily pôsobiacej na ventil z dôvodu obtekania ventilu tekutinou (pre viac informácií pozri kapitolu 3.1.3). Na zistenie stratových súčiniteľov bola použitá numerická CFD analýza. Z geometrického modelu kompresoru sa pre analýzu ponechala len ventilová doska, valec a príslušné potrubie a na takomto modeli bol vytvorený negatívny objem. Následne bol pre rôzne polohy ventilu zistený prietok a porovnaný s analytickou hodnotou, spočítanou podľa rovnice (4.1). Výsledkom je efektívna plocha prietoková, rovnica (4.2).



Obrázok 4.5: Tuhosť pružiny na sacom ventilu s označením obmedzovača pohybu.

$$\dot{m}_m = A \cdot \rho_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (4.1)$$

$$\phi_{ef,flow} = \frac{\dot{m}_{sk}}{\dot{m}_{th}} \quad (4.2)$$

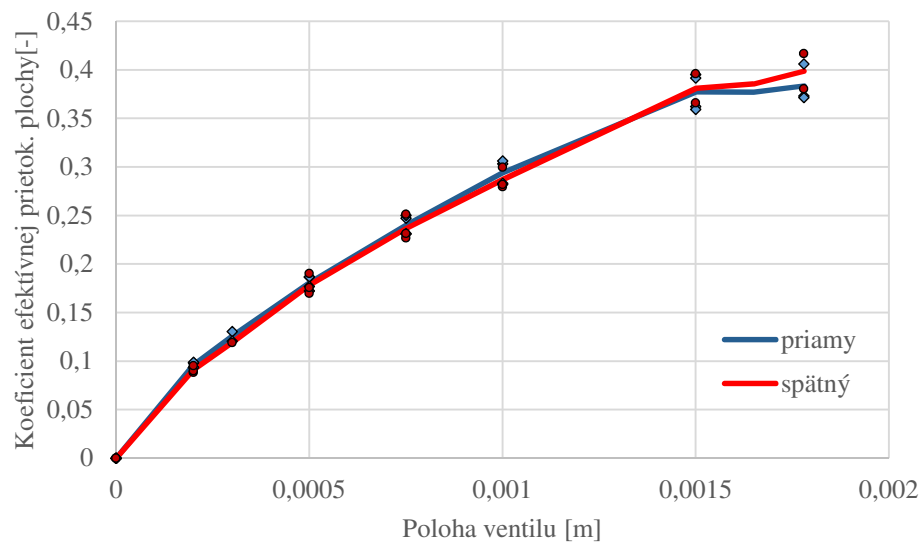
Z numerickej analýzy bola okrem prietoku zistená aj hodnota tlakovej sily pôsobiacej na ventil a opäť porovnaním s analytickou hodnotou, rovnica (4.3), bola dopočítaná hodnota efektívnej silovej plochy

$$F_{th} = \Delta p \cdot A \quad (4.3)$$

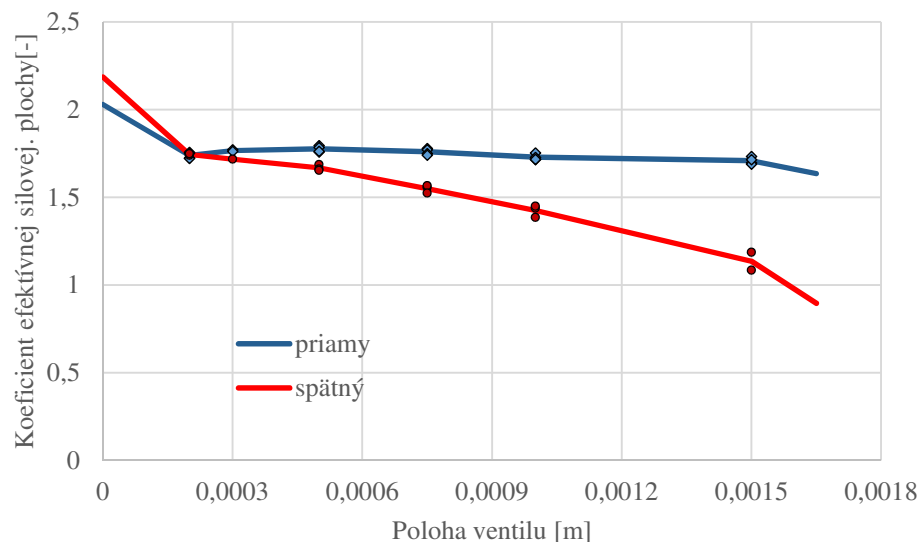
$$\phi_{ef,force} = \frac{F_{sk}}{F_{th}} \quad (4.4)$$

Pre každý ventil bolo analyzovaných niekoľko rôznych pozícií ventilu a ako okrajové podmienky boli použité dva rôzne tlaky (0,5 bar a 1,0 bar). Zároveň sa predpokladá, že stratový súčiniteľ nie je závislý na tlakovom spáde, ale len na geometrii ventilu, resp. na jeho polohe. Simulácia bola nastavená pre ustálené podmienky, to znamená že ventil bol fixovaný v danej polohe a počítal sa ustálený prietok. Výsledné hodnoty stratového súčiniteľa boli spriemerované pre každú pozíciu ventilu a do matematického modelu boli dosadené tieto priemerné hodnoty, medzi ktorými program lineárne interpoluje pre rôzne polohy ventilu, resp. extrapoluje pri maximálnom otvorení ventilu.

V simulačnom modeli je potom na základe pôsobiacej tlakovej sily a efektívnej silovej plochy spočítaná poloha ventilu. Na základe polohy a efektívnej prietokovej plochy je potom určený hmotnostný prietok ventilom pomocou upravenej rovnice (4.1) a dosadený do rovnice kontinuity (3.13).



Obrázok 4.6: Efektívna prietoková plocha sacieho ventilu.

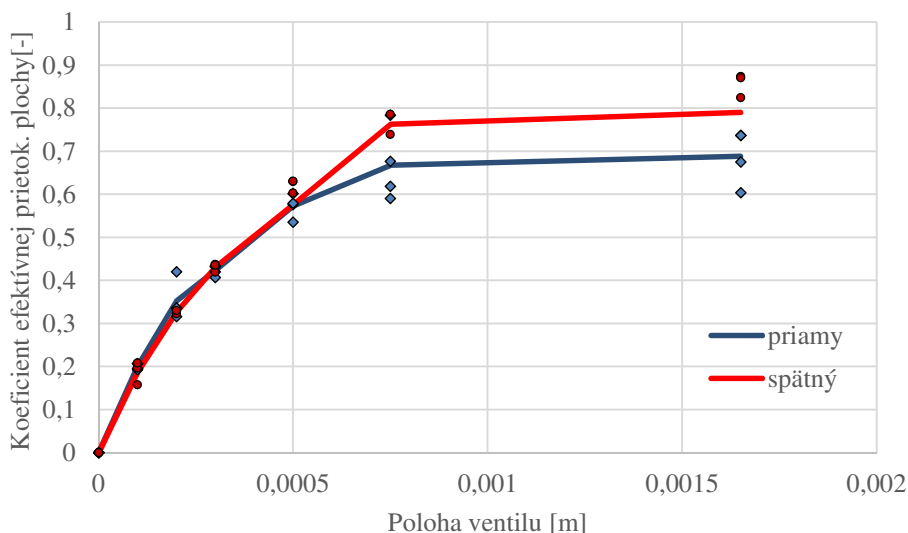


Obrázok 4.7: Efektívna silová plocha pre sací ventil.

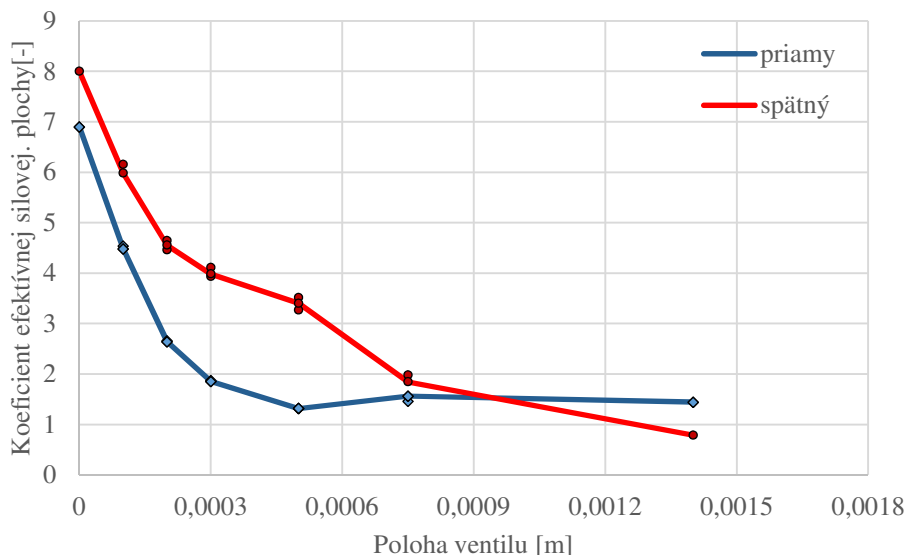
Prietoková charakteristika sacieho ventilu je v podstate totožná pre priamy aj spätný tok ventilu, čiže vo výpočtovom modeli mohli byť použité rovnaké hodnoty pre oba prípady. V prípade

pôsoiacej sily na ventily má význam, či sa jedná o priamy, alebo spätný tok, preto boli použité rozdielne hodnoty vo výpočtovom programe. Rovnako to platí pre výtlačný ventil, pri ktorom boli použité samostatné hodnoty pre priamy aj spätný tok plynu.

Z výsledkov uvedených na obrázkoch 4.6 až 4.9 je vidieť, že jednotlivé krivky majú veľmi podobný sklon a priebeh ako pre priamy, tak aj pre spätný tok plynu. Vo výpočtovom programe je však plocha pre spätný tok vynásobená ďalším bezrozmerným koeficientom, ktorý upravuje množstvo spätne nasávaného a vytláčaného plynu v dôsledku vírenia a zotrvačnosti pri zmene smeru prúdenia. Okrem stratových súčiniteľov pre ventil boli spočítané straty aj pre sací a výtlačný kanál.



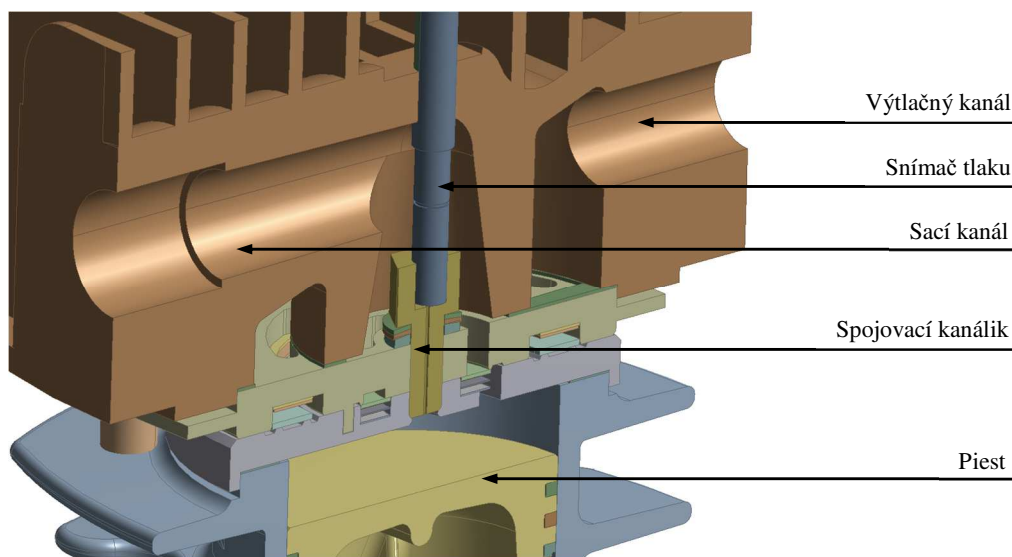
Obrázok 4.8: Efektívna prietoková plocha výtlačného ventilu.



Obrázok 4.9: Efektívna silová plocha výtlačného ventilu.

4.3 Validácia termodynamického modelu

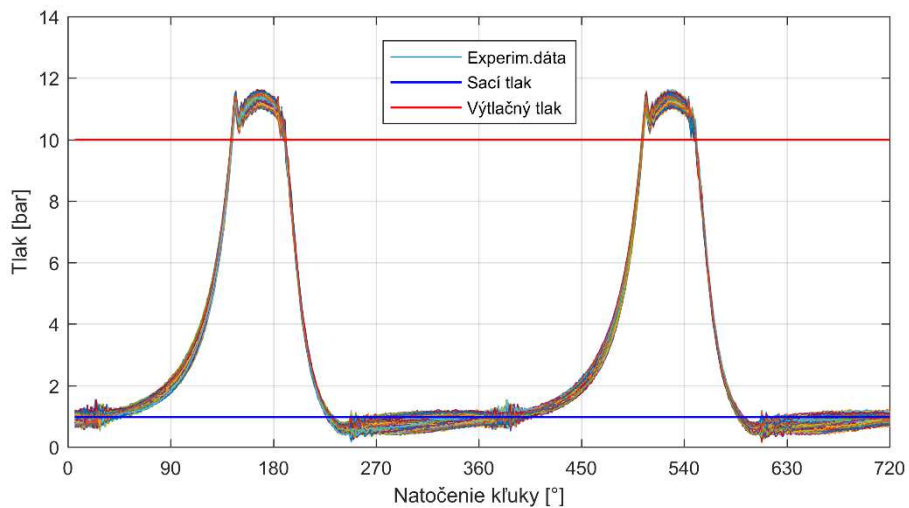
Kompresor bol pri tlakovej indikácii spustený najprv „na prázdno“ čiže s plne otvoreným regulačným ventilom, bod A1 (tabuľka 4.3). Pri týchto pracovných podmienkach bol kompresor prevádzkovaný až do bodu, kým sa neustálil pracovný cyklus a teploty v kompresore, najmä však teplota oleja, teplota steny valca a teplota ventilovej hlavy. Teploty majú samozrejme podstatne dlhší „stabilizačný interval“ ako napríklad tlak, ale použitím tlakovej nádoby na výstupe z kompresoru a manuálne ovládaného ventilu bolo nastavenie výtláčného tlaku pomerne zdĺhavé. Stabilizácia kompresoru pri stanovených pracovných bodoch trvala približne 30 min, ale v prípade neustálenej teploty v niektorom z meracích bodov bola predĺžená. Po ustálení všetkých veličín bol spustený záznam tlaku v závislosti na natočení kľuky, pričom počas každej otáčky bolo nameraných 360 hodnôt. Meranie bolo nastavené tak, že merací systém zaznamenal dve po sebe idúce otáčky kľukovej hriadele a to päťdesiat krát. Celkovo bolo teda zaznamenaných sto otáčok kľuky pre jeden merací bod. Zaznamenané dáta pre pracovný bod A6 sú na obrázku 4.11⁶. Veľký rozptyl nameraných hodnôt je viditeľný najmä počas nasávania a výtlaku. To môže byť spôsobené tlakovou pulzáciou v sacom a výtláčnom potrubí kompresoru, ale tiež tlakovými vlnami v priestore valca a ich prenose k snímaču tlaku. Model založený na energetickej bilancii nedokáže tlakové pulzácie zaznamenať, pretože vo výpočtovej oblasti sa zanedbáva prúdenie. Prenos tlaku k snímaču je zabezpečený cez kanálik o priemere 6 mm (obrázok 4.10), čo môže taktiež spôsobiť nedostatočne rýchlu odozvu na zmenu tlaku vo valci a následné pulzy.



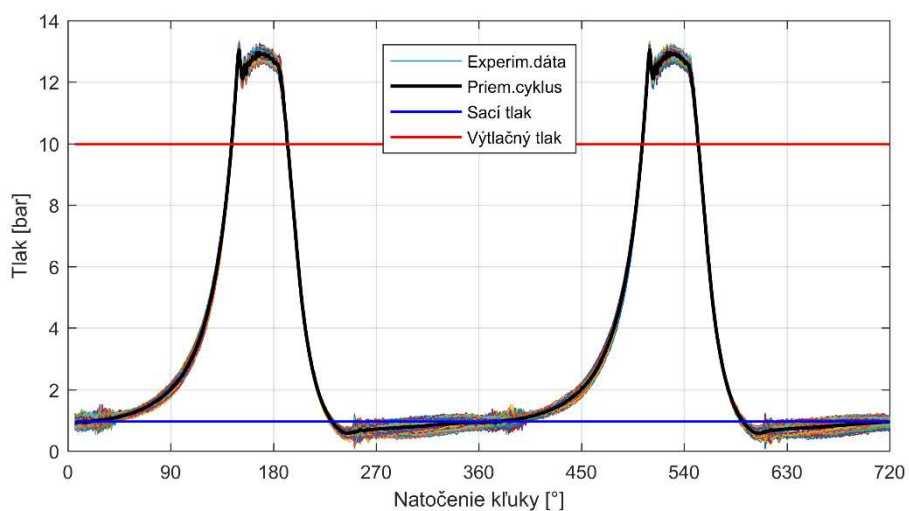
Obrázok 4.10: Model kompresoru s tlakovým snímačom.

Na druhú stranu sa predpokladá, že skutočný priebeh tlaku leží „uprostred“ nameraných dát a tak je vytvorený pre každé meranie tzv. priemerný cyklus, vid' obrázok 4.12. Na obrázku 4.13 sú potom zobrazené aj krivky vyjadrujúce smerodajné odchýlky v každom bode. Priemerná veľkosť smerodajnej odchýlky je 10 % z nameranej hodnoty tlaku, pričom maximálna hodnota je dosiahnutá pri otváraní / zatváraní sacieho ventilu, kedy sa smerodajná odchýlka pohybuje v intervale 20 % až 50 %, v závislosti na pracovnom bode a samotnom meraní. Hodnoty prevyšujúce 30 % sú dosiahnuté ojedinele, väčšinou pre 1 – 2 body počas jedného cyklu kompresoru.

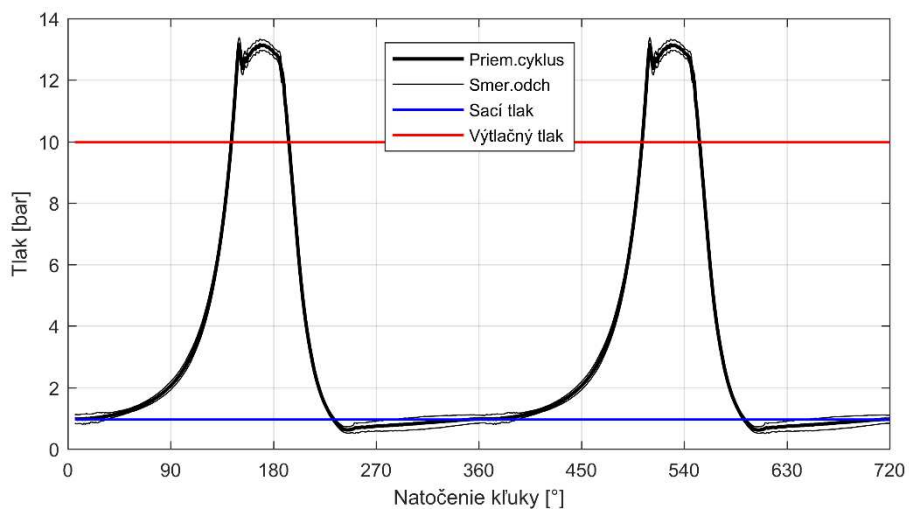
⁶ Pri obrázkoch v tejto kapitole sú vždy v legende diagramu zobrazené krivky sacieho aj výtláčného tlaku, aj keď sú pri detailných záberoch mimo rozsah stupnice.



Obrázok 4.11: Indicačný diagram pre pracovný bod A6.

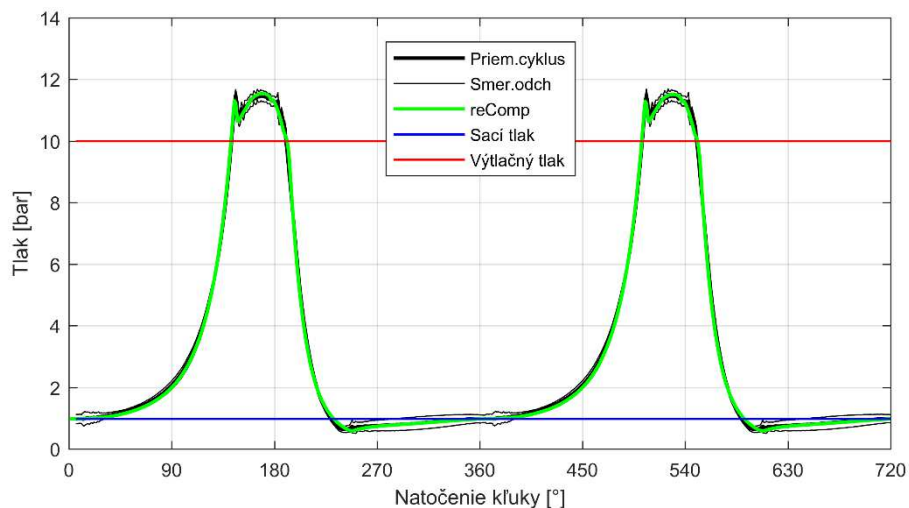


Obrázok 4.12: Indicačný diagram pre pracovný bod A6 a "priemerný cyklus" kompresoru.

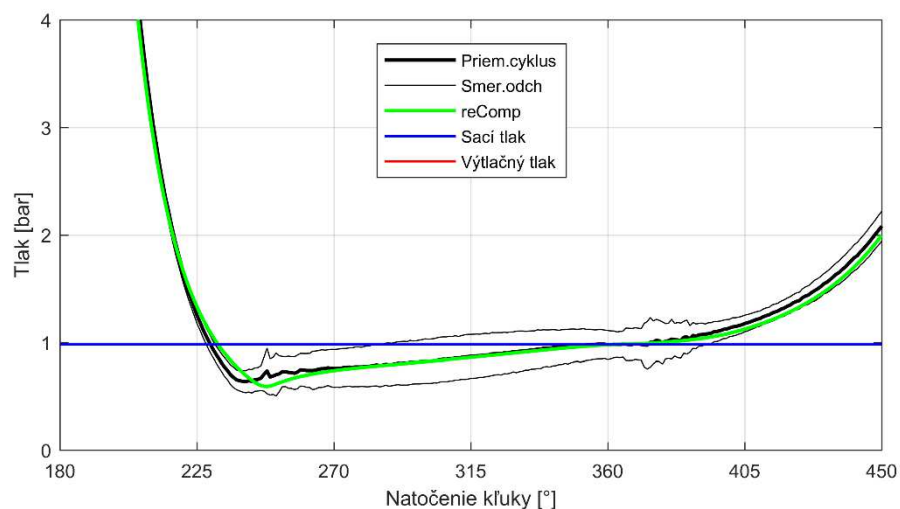


Obrázok 4.13: Priemerný cyklus a smerodajná odchýlka pre namerané body (A6).

Porovnanie nameraných dát s výsledkami matematického modelu je na obrázku 4.14 až 4.16. Pre pracovný bod A6 je priebeh tlaku z matematického modelu v podstate zhodný s nameranými hodnotami. Odchýlky sa objavujú hlavne počas doby, keď sú ventily otvorené. Rozdiely medzi nameranými hodnotami tlaku a spočítanými pomocou matematického modelu sa pohybujú priemerne do 4 % (čo predstavuje zhruba 0,076 bar). Maximálny rozdiel sa objavuje na počiatku nasávania. Ako je vidieť na obrázku 4.15, okamih otvorenia ventilu (pokles tlaku vo valci pod sací tlak) aj minimálny tlak vo valci je inak spočítané pomocou matematického modelu a inak nameraný pomocou indikácie. V časovom úseku zodpovedajúcom pootočeniu kľuky o 20° sa rozdiel medzi hodnotami pohybuje v intervale 10% až 20 % (to zodpovedá tlaku 0,1 bar až 0,2 bar). Odklon spočítanej krivky tlaku od nameranej je badať ešte pred samotným otvorením ventil, takže dynamika sacieho ventilu nie je primárny dôvod tejto nepresnosti. Identifikácia ďalších dôvodov tejto chyby je pomerne zložitá, pretože na takýto posun môže mať vplyv niekoľko parametrov (dynamika výtláčného ventilu a spätný tok, netesnosti, prechod tepla...), prípadne nastavení simulačného programu a merania. Zbytok nasávacieho procesu, kedy je ventil maximálne otvorený, je predpovedaný matematickým modelom pomerne presne a priebeh tlaku je veľmi podobný v oboch prípadoch. Rovnako tak aj proces zatvárania ventilu, resp. vyrovnávania sacieho tlaku a tlaku vo valci kompresoru.

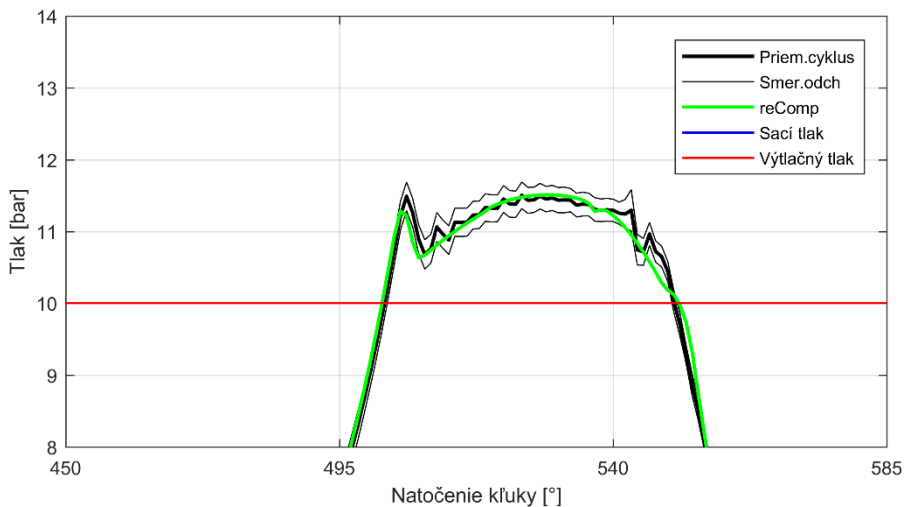


Obrázok 4.14: Porovnanie experimentálnych dát (A6) s matematickým výpočtom (reComp).



Obrázok 4.15: Porovnanie experimentálnych dát (A6) s matematickým výpočtom (reComp) - detail sanie.

Počas výtlaku sú výsledky matematického modelu a experimentálnych hodnôt bez zásadných rozdielov. Model pomerne dobre predpovedá aj prvotný tlakový vrchol, kedy dochádza k prudkému otvoreniu ventilu a nárazu na obmedzovač pohybu. Ďalší nárast tlaku je už pozvoľnejší a ventil je počas tohto intervalu prtláčaný k obmedzovaču pohybu. Rozdiely medzi výslednými krivkami sa pohybujú do 2 % (počas výtlaku to zodpovedá zhruba 0,2 bar). Nepresnosti nastávajú najmä na konci výtlaku, kedy matematický model podhodnocuje tlak vo valci kompresoru a rýchlejšie klesá pod hranicu výtláčného tlaku, cca od polohy kľuky 540°. V tejto fáze je výtláčny ventil stále otvorený, ale vo výtláčnej komore (tesne za ventilom) je tlak vyšší ako vo valci, dochádza tak k spätnému toku plynu do priestoru valca. Spätný tok pracovného plynu pokračuje aj po poklese tlaku pod výtláčny tlak kým sa ventil neuzavrie. V tomto časovom úseku (10° pootočenia kľuky) sa rozdiely medzi krivkami pohybujú do 10 % (cca 0,8 bar) a v diagrame to je vidieť ako zachádzanie krivky *reComp* za krivku priemerného cyklu.



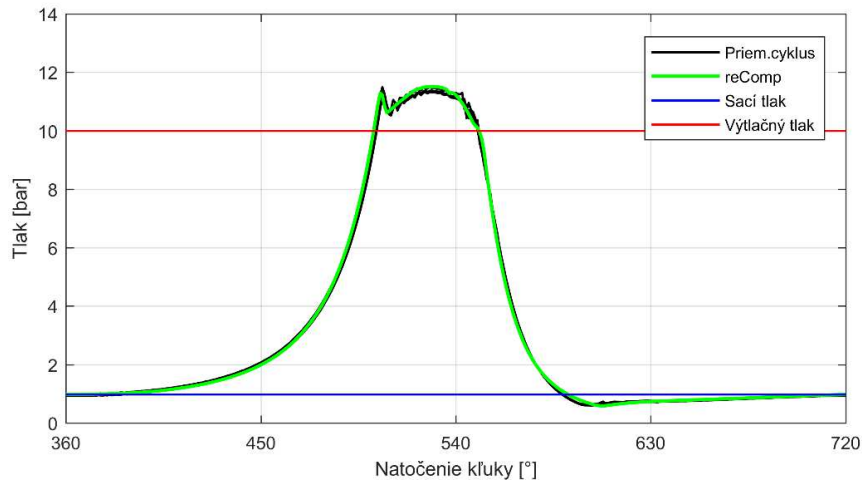
Obrázok 4.16: Porovnanie experimentálnych dát (A6) s matematickým výpočtom (*reComp*) - detail výtlak.

Počas indikačného merania boli zaznamenávané len hodnoty tlaku a polohy piestu. Navyše je dolná úvrať (DÚ) piestu dopočítaná pomocou parametrov kompresoru a nie je tak exaktne zaznamenaná, čo môže mať takisto určitý podiel na nepresnosti výsledkov. Počas merania nebolo možné zaznamenať ani polohu ventilov a overiť tak matematický model použitý pre výpočet ich polohy pomocou okamihu otvorenia / zatvorenia. V tabuľke 4.4 sú teda uvedené aspoň hodnoty maximálneho a minimálneho tlaku, ktoré by mali zhruba zodpovedať momentom otvorenia ventilov. Ako už je viditeľné z grafických výsledkov, moment dosiahnutia minimálneho tlaku je viditeľne posunutý pri porovnaní modelu a experimentu, pričom v absolútnej hodnote tlaku je rozdiel necelých 7 %. Hodnotu maximálneho tlaku počas výtlaku (prvý vrchol) predpovedá matematický model s väčšou presnosťou ako počas nasávania, rozdiely v hodnote tlaku menšie ako 2% a posun vrcholu je len o 4 ° polohy kľuky.

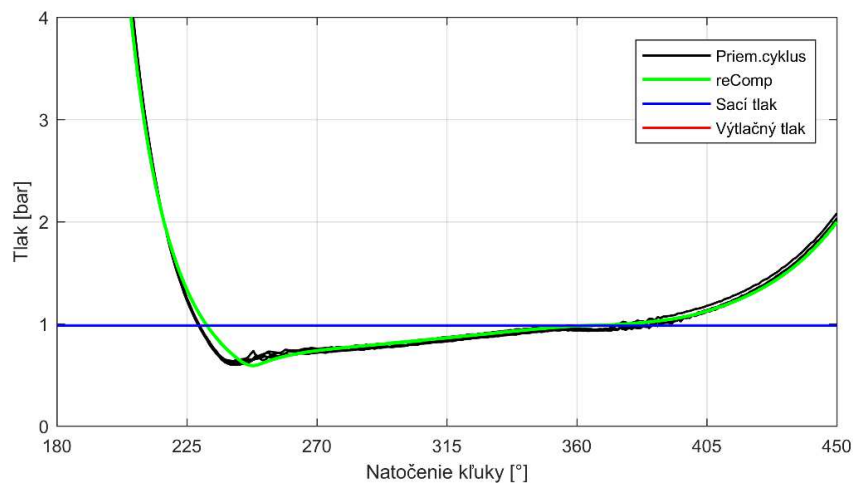
Tabuľka 4.4: Momenty dosiahnutia maximálneho a minimálneho tlaku.

	Experimentálne dáta	reComp
Maximálny tlak	11,48 bar	11,31 bar
Poloha kľuky	505°	509°
Minimálny tlak	0,636 bar	0,595 bar
Poloha kľuky	240°	254°

Pre každý pracovný bod v tabuľke 4.3 boli uskutočnené štyri samostatné merania. V nasledujúcich obrázkoch sú spolu zobrazené výsledky zo všetkých meraní spolu s krivkou z matematického modelu *reComp*. Na obrázkoch je vždy zobrazená len priemerná krivka cyklu, vyhodnotená z päťdesiatich nameraných kriviek. Medzi nameranými hodnotami nie je významný rozdiel. Jedine počas výtlaku je pri jednej krivke vidieť vyšší tlak. To je spôsobené manuálnym nastavovaním škrtiaceho ventilu na výtlaku, kedy môže dôjsť k mierne odlišnému tlaku na výstupe z kompresoru ako už bolo spomenuté vyššie. Takýto posun však nemá zásadný vplyv na overenie termodynamického modelu kompresoru.

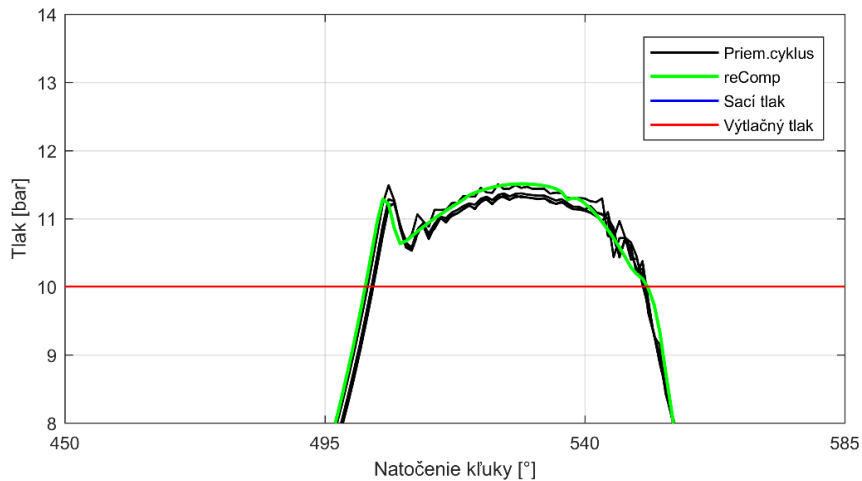


Obrázok 4.17: Porovnanie štyroch nameraných priemerných cyklov (A6) s modelom *reComp*.



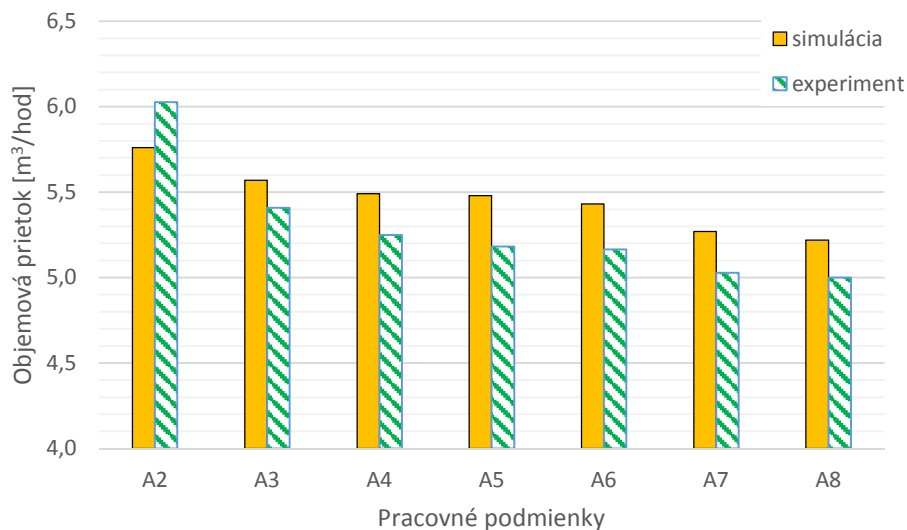
Obrázok 4.18: Porovnanie štyroch nameraných priemerných cyklov (A6) s modelom *reComp* - detail sanie.

V predchádzajúcom texte bol detailne vyhodnotený len pracovný bod A6. Diagramy pre všetky ostatné pracovné body sú uvedené v prílohe D. Vo všeobecnosti je možné konštatovať, že matematický model *reComp* je schopný predpovedať priebeh tlaku vo valci pre všetky pracovné body uvedené v tabuľke 4.3. Presnosť modelu vo všetkých pracovných bodoch je porovnateľná s presnosťou programu pre pracovný bod A6, okrem bodu A2 (bod A1 reprezentuje bezzáťažový stav kompresoru a slúži len na zahriatie kompresoru). V tomto bode dochádza k zásadným rozdielom medzi nameranými a vypočítanými hodnotami tlaku.



Obrázok 4.19: Porovnanie štyroch nameraných priemerných cyklov (A6) s modelom reComp - detail výtlak.

Z hľadiska prietoku kompresorom je však aj vypočítaná hodnota pre bod A2 pomerne dobre odhadnutá, vid' obrázok 4.20. Rozdiel medzi nameranou a vypočítanou hodnotou je približne rovný 4 % z absolútnej hodnoty, pričom nepresnosť matematického modelu vo všetkých ostatných bodoch sa pohybuje do 6%. Zásadné však je, že matematický model nadhodnocuje prietok kompresorom oproti experimentálnym dátam vo všetkých pracovných bodoch, okrem bodu A2. Rozdiel je v tomto prípade prisudzovaný potrubnému systému v sacjej vetve. Prietokomer je pripojený ku kompresoru cez pomerne dlhú pružnú hadicu, ktorá vytvára tlakové straty. Zároveň môže dochádzať k prisávaniu plynu cez netesnosti v okolí snímača tlaku, ktorý prechádza sacou komorou. Ďalšie dôvody, ktoré môžu ovplyvniť nepresnosť matematického modelu sú uvedené v nasledujúcej kapitole.



Obrázok 4.20: Objemový prietok kompresorom Orlík.

4.3.1 Dôvody nepresností

Hlavným účelom termodynamického modelu je poskytnúť vývojárom kompresorov globálny pohľad na charakteristiku kompresoru. Vďaka termodynamickému modelu je možné získať základné informácie o kompresore vo veľmi krátkom čase. Na druhú stranu má však termodynamický model niekoľko špecifických vlastností, ktoré ovplyvňujú jeho presnosť pri porovnaní s experimentálnymi výsledkami. Najzásadnejšie zjednodušením je použitie jedného

kontrolného objemu pre celú kompresnú komoru, čím dochádza k zanedbaniu prúdenia. Sacie a výtláčne potrubie je tiež modelované len pomocou jedného kontrolného objemu (pre každé potrubie zvlášť), v ktorom je riešená rovnica continuity a energetickej rovnováhy. V prípade nutnosti presne analyzovať prúdenie v kompresore je možné použiť dostupné numerické nástroje (napr. CFD). Pri používaní termodynamického modelu je tak vždy potrebné brať do úvahy jeho základné charakteristiky.

Pri porovnaní modelu *reComp*, vytvoreného v rámci tejto práce, a modelu *Recip*, vytvoreného na zahraničnom pracovisku (viď kapitola 3.1.5) nie je vidieť vo výsledkoch žiadne zásadné rozdiely. Výpočtový model *reComp* tak funguje spoľahlivo, pokiaľ sú presne zadané vstupné a okrajové podmienky. Tie boli v kapitole 4.3 zisťované z vlastného kompresoru Orlík a práve v tomto bode môže dôjsť k nepresnostiam, ktoré následne ovplyvňujú výsledky matematického modelu. Analýza všetkých vlastností predmetného kompresoru je časovo veľmi náročné a vyžadujúce komplexné meranie rôznych parametrov kompresoru, preto sú v nasledujúcom texte uvedené najdôležitejšie vlastnosti len s krátkym popisom:

Dynamika ventilov

Pohyb ventilov je analyzovaný pomocou rovnice s jedným stupňom voľnosti, takže je ventilu umožnený pohyb len v jeho ose. Pri prstencových ventiloch je toto zjednodušenie akceptovateľné, pretože sa predpokladá, že ventil sa zásadne nedeformuje. Na druhú stranu môže dochádzať k naklápaniu ventilu, ktoré už nie je možné zachytiť. To by sa mohlo prejaviť na zmene intervalov otvorenia ventilov, prípadne na prietokovej charakteristike. Druhá zásadná vec je tzv. odskakovanie ventilu po náraze na sedlo, alebo obmedzovač pohybu. Toto odskakovanie je vyjadrené koeficientom zmeny rýchlosti po odraze e_{res} (rovnice (3.17) a (4.5)). Hodnotu koeficientu je pomerne ťažké určiť, pretože je závislá na viacerých parametroch (pružnosť ventilu, sedla, vlastnosti tečúcej tekutiny atď.). Pri analýze kompresoru Orlík bola táto veličina odhadnutá nepriamo z nameraných dát, čo môže spôsobiť nepresnosti, obzvlášť pri výtláčnom ventile, ktorý sa otvára a zatvára vysokou rýchlosťou.

$$\frac{dx}{dt} [t^+] = -e_{res} \frac{dx}{dt} [t^-] \quad (4.5)$$

Dynamiku ventilov ďalej ovplyvňuje lepiť sila od oleja. V tomto prípade hrá rolu množstvo oleja a jeho rozloženie po obvode ventilu nielen zo strany valca, ale aj zo strany sacieho / výtláčného potrubia, pretože ventil dosadá na obmedzovač pohybu. Hustota oleja a viskozita sa dajú odhadnúť na základe nameranej teploty v okolí ventilu a samotného oleja v olejovej vani. Analýza vplyvu oleja je však opäť záležitosť na samostatnú prácu.

Prietok ventilmi

Stratové súčinitele pri prietoku ventilmi sú analyzované pomocou numerickej simulácie, prípadne je možné ich zistiť meraním. Zatiaľ čo priamy tok cez ventily nie je problematický, problém nastáva pri spätnom toku cez ventily. Ten nastáva po vyrovnaní tlaku medzi valcom a potrubím a v tomto momente je ventil stále otvorený. Rýchlosť prúdenia na začiatku pomerne malá vplyvom zotrvačnosti priameho prúdu, ale postupne narastá. V okolí ventilu sa vplyvom prúdenia vytvára podtlak, ktorý by mal napomáhať uzavretiu ventilu. Určiť stratový súčiniteľ v tomto prípade je však zložitejšie, pretože plyn prechádza cez kanál, v ktorom sú umiestnené pružiny dotláčajúce ventil. Tým sa zvyšuje plocha, na ktorú môže tlak z potrubia pôsobiť a zvyšuje sa tak sila zatvárajúca ventil, ale zároveň sa mení stratový súčiniteľ ventilu. K tomu sa môže pridať naklápanie ventilu, pretože prívod plynu nie je rovnomerne rozložený po obvode ventilu. Vo výsledkoch z tlakovej indikácie sa tento problém prejaví v odklone vypočítanej krivky od experimentálnej v závere výtlaku, prípadne nasávania, čo následne ovplyvňuje sklon krivky kompresie a expanzie.

Pre zvýšenie presnosti matematického modelu by tak bolo vhodné detailne analyzovať závislosť polohy ventilu a prietoku plynu, napríklad pomocou dynamickej CFD simulácie.

Určenie stratového súčiniteľa v sacom / výtlačnom potrubí je jednoduché, pretože v ňom nie sú pohyblivé časti. Nepresnosti tak môžu vytvárať hlavne tlakové vlny, ktoré boli spomenuté vyššie.

Netesnosti

Úniky pracovného plynu netesnosťami sú popísané rovnicou (3.30), v ktorej je nutné poznať veľkosť medzery medzi piestom (piestnym krúžkom) a stenou valca. Tieto rozmery boli odčítané z 3D modelu dodaného priamo od výrobcu kompresoru. Pri výrobe a montáži však môžu nastať zmeny v geometrii, ovplyvňujúce veľkosť medzery. Okrem toho je medzera vyplnená olejom, ktorý znižuje jej prierez.

Ďalší problém však môže byť v netesnosti ventilov, ktoré takisto prepúšťajú stlačený plyn malými štrbinami pri dosadnutí na sedlo alebo obmedzovač. Okrem týchto prevádzkových problémov sa môže prejaviť aj vplyv netesností okolo snímača tlaku, ktorý prechádza cez saciu komoru až do valca.

Charakteristickým prejavom unikania plynu netesnosťami je sklon krivky kompresie. Čím sú úniky menšie, tým je krivka strmšia. Rovnako to platí aj pri expanziách. Vo výsledkoch analýzy kompresoru Orlik to je vidieť obzvlášť pred otvorením sacieho ventilu, kde nastáva posun intervalu otvorenia.

Tlak v potrubí

Pri experimentálnej analýze kompresoru bol meraný tlak v sacom a výtlačnom potrubí s nízkou frekvenciou záznamu. Vychádzalo sa z predpokladu, že tlak v dostatočnej vzdialenosti je ustálený. Navyše bola vo výtlačnej vetve použitá tlaková nádoba, ktorá stabilizovala tlakové pulzy v potrubí. Pre zvýšenie presnosti simulačného nástroja by však bolo vhodné namerať tlak priamo v sacjej a výtlačnej komore (pred vstupom do valca), aby bolo možné použiť presné okrajové podmienky pre model. Najmä vo výtlačnej vetve môže dochádzať k významným tlakovým stratám, takže v tlakovej nádobe môže byť výrazne nižší tlak ako priamo za výtlačným ventilom. Zároveň by bolo možné zaznamenať a vyhodnotiť tlakové vlny v potrubí.

Účinnosť elektromotoru

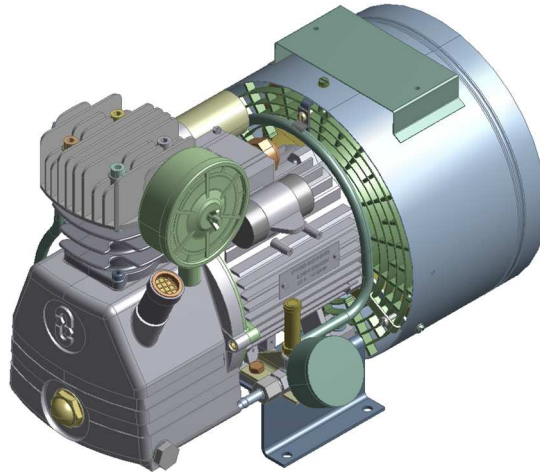
Jedným z pôsobných faktorov ovplyvňujúcich presnosť výpočtu je účinnosť elektromotoru. Pri nízkom zaťažení kompresoru (t.j. pri nízkom výtlačnom tlaku) nie je naplno zaťažený ani elektromotor a môže tak dochádzať k poklesu jeho účinnosti, čo sa prejaví poklesom prietoku kompresorom. [98] Tento pokles účinnosti elektromotoru je viditeľný aj v tabuľke 1.2, kde s nižším tlakovým pomerom klesá účinnosť elektromotora, resp. narastá sklz motora. Pre riešenie tohto problému by bolo nutné skombinovať termodynamický model s modelom na simuláciu elektromotora, ako napríklad v [99].

Okrem uvedených faktorov by bolo vhodné analyzovať aj vplyv umiestnenia tlakového snímača vo ventilovej hlave a presne nastaviť meraciu aparatúru, t.j. zaznamenať presne polohu piestu v charakteristickom bode (DÚ, alebo HÚ) a správne nastaviť základnú hodnotu tlaku, od ktorej je zaznamenávaný pokles / nárast tlakovým snímačom.

Výsledky v kapitole 4.3 sú dosiahnuté ladením niektorých z uvedených parametroch ovplyvňujúcich presnosť simulačného modelu a pre lepšie pochopenie ich účinku by bolo nutné uskutočniť podrobnejšiu analýzu jednotlivých javov.

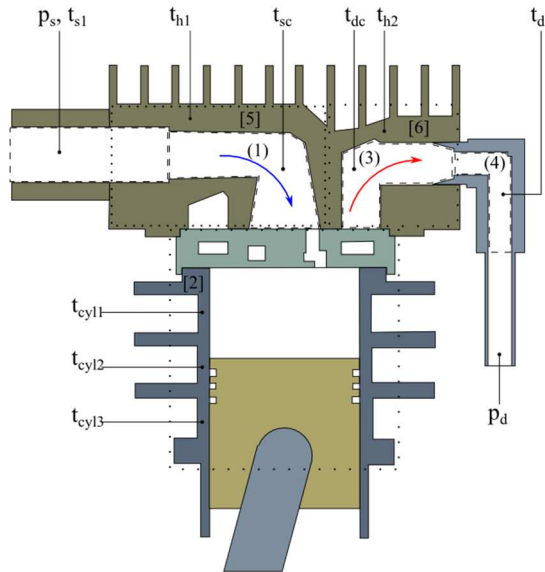
4.4 Validácia termálneho modelu

Overenie a validácia termálneho modelu bola popísaná v kapitole 3.2.1. Ukázalo sa, že pri správne zadaných vstupných podmienkach je možné dosiahnuť presné výsledky teplotného poľa v kompresore. Ďalším krokom teda bolo upraviť termálny model a použiť ho pre vlastný vzduchový kompresor (obrázok 4.21) na vlastnej experimentálnej trati. Výsledky tejto práce boli prezentované na konferencii Compressors 2017 v Bratislave.



Obrázok 4.21: Model vzduchového kompresoru použitého na experimentálne meranie.

Kompresor bol opäť rozdelený do niekoľkých kontrolných objemov, v ktorých bola meraná teplota. Na vstupe a výstupe z kompresoru bol ďalej meraný tlak a objemový tok. Vzduchový kompresor sa zaraďuje do kategórie otvorených kompresorov, vďaka čomu je jeho konštrukcia odlišná od hermetických. Rozdiely sú hlavne v oddelení pohonného mechanizmu a oleja od kompresnej komory, chladení okolitým vzduchom a nasávaní z okolia. Celkový počet kontrolných objemov tak môže byť znížený o kontrolné objemy v motorovom a pohonnom priestore, keďže sa predpokladá, že neovplyvňujú teplotu pracovného plynu. V prípade oleja je situácia zložitejšia. V otvorenom kompresore je jeho primárny účel mazanie pohyblivých častí a jeho chladiaci potenciál v priestore valca je otázný, keďže prietok oleja je v tejto oblasti veľmi malý. Zmena teploty oleja vo vani sa počas experimentálneho merania pohybovala okolo 10 °C medzi minimálnym a maximálnym zaťažením kompresoru, pričom zmena teploty v ostatných častiach kompresora je podstatne intenzívnejšia pri zmene zaťaženia. Chladenie priestoru valca pomocou oleja by mohlo mať potenciál, pretože teplota oleja vo vani je približne o 20 °C až 30 °C nižšia ako napríklad teplota steny valca, avšak skutočná teplota oleja na stenách valca nie je známa. Takáto analýza by vyžadovala samostatnú dizertačnú prácu a preto je kontrolný objem charakterizujúci olej zanedbaný. Celkový počet kontrolných objemov je tak šesť. Tri kontrolné objemy charakterizujú ohrievanie / ochladzovanie plynu v sacom / výtláčnom potrubí, ďalšie tri KO analyzujú zmenu teploty pevnej konštrukcie kompresora. Jednotlivé kontrolné objemy sú zobrazené na obrázku 4.22 a prislúchajúce rovnice sú uvedené v tabuľke 4.5.



Obrázok 4.22: Kontrolné objemy v kompresore a body merania.

Tabuľka 4.5: Rovnice energetických bilancií pre kontrolné objemy kompresoru.

	Časť kompresoru	Energetická bilančná rovnica
(1)	Sacia komora	$\dot{m}h_s + \dot{m}_{b,suc}h_{cyl} - \dot{m}_s h_{sc} - UA_{sc_h1}(T_{sc} - T_{h1}) = 0$
[2]	Stena valca	$\dot{m}_s h_{sc} + \dot{m}_{b,d}h_{dc} - (\dot{m}_{b,s}h_{cyl} + \dot{m}_{leak}h_{cyl} + \dot{m}_d h_{cyl}) + W_i - UA_{cyl_amb}(T_{cyl} - T_{amb}) = 0$
(3)	Výtlačná komora	$\dot{m}_d h_{cyl} - (\dot{m}_{b,d}h_{dc} + \dot{m}h_{dl}) - UA_{dc_h2}(T_{dc} - T_{h2}) = 0$
(4)	Výtlačné potrubie	$\dot{m}h_{dc} - \dot{m}h_{dl} - UA_{dl_amb}(T_{dl} - T_{amb}) = 0$
[5]	Hlava valca 1	$UA_{sc_h1}(T_{h1} - T_{sc}) + UA_{h1_h2}(T_{h1} - T_{h2}) + UA_{h_amb}(T_{h1} - T_{amb}) = 0$
[6]	Hlava valca 2	$UA_{dc_h1}(T_{h2} - T_{dc}) + UA_{h1_h2}(T_{h2} - T_{h1}) + UA_{h_amb}(T_{h2} - T_{amb}) = 0$

Termálny model bol kalibrovaný pre pracovný bod T2P4 - teplota okolia 10 °C a výtlačný tlak 877 kPa. Všetky ostatné pracovné podmienky, pri ktorých bol kompresor experimentálne analyzovaný sú uvedené v tabuľke 4.6.

Tabuľka 4.6: Pracovné body kompresoru počas experimentálneho merania.

	Teplota [°C]	Výtlačný tlak [kPa]				
		P1	P2	P3	P4	P5
T1	10,9	470	562	682	756	877
T2	0	173	345	491	865	
T3	19	388	654	884	955	
T4	41	372	531	747	796	965

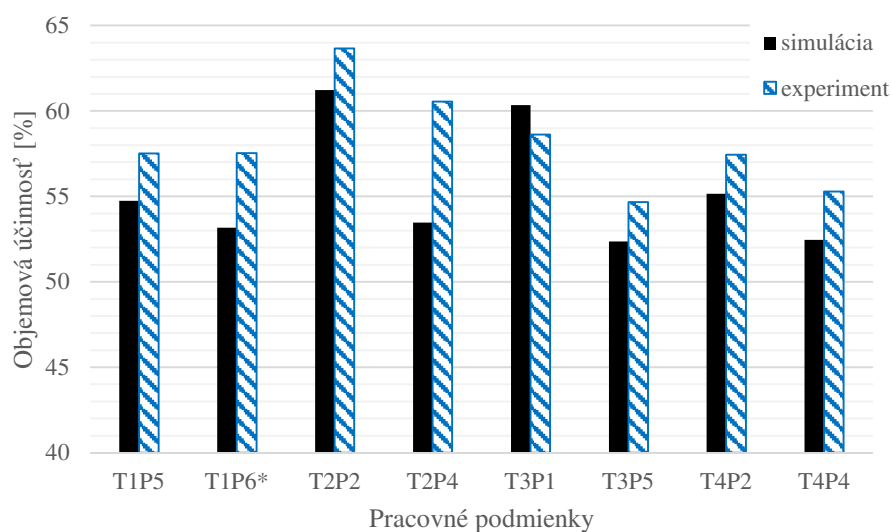
Globálne súčinitele prechodu tepla (resp. tepelného odporu) pre každú dvojicu kontrolných objemov vychádzajú z kalibrácie a sú uvedené v tabuľke 4.7. Hlava valca je v tomto prípade rozdelená na dva kontrolné objemy, aby model presnejšie zodpovedal skutočnej konštrukcii. Na vonkajšej strane hlavy valca sú však po celej ploche rovnaké podmienky, keďže hlava je ofukovaná ventilátorom. Oba kontrolné objemy hlavy valca majú tak rovnaký súčiniteľ prechodu

tepla do okolitého prostredia. Dôvodom na rozdelenie hlavy je fakt, že sacie a výtlačné potrubie nerovnomerne ochladzuje, resp. ohrieva hlavu, čo by s použitím jedného kontrolného objemu pre celú hlavu spôsobovalo nepresnosti. Teplo vytvorené elektromotorom, prípadne trením v pohonomnom mechanizme nie je zahrnuté v termálnej analýze kompresorovej časti. Ako bolo spomenuté vyššie, tieto časti kompresoru sú oddelené od kompresnej komory a neovplyvňujú v nej teplotné rozloženie. Vplyv oleja je takisto zanedbaný, ale len z pohľadu jeho teploty. Experimentálnou kalibráciou globálnych súčiniteľov prechodu tepla sa vplyv oleja prenáša aj do termálneho modelu, nie je však možné zistiť, akú teplotu bude mať olej pri daných pracovných podmienkach. Termálny model je opäť priamo previazaný s termodynamickým modelom. Výsledky hmotnostných a energetických tokov z termodynamického modelu sú použité ako vstupné okrajové podmienky v termálnom modeli. Ten zase posiela do termodynamického modelu hodnoty teploty v príslušných bodoch.

Tabuľka 4.7: Hodnoty globálnych súčiniteľov prestupu tepla.

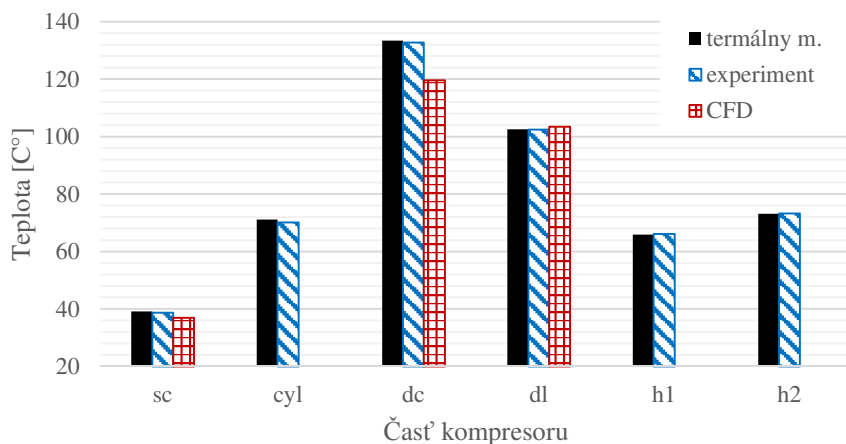
UA_{sc_head}	1,22	UA_{dl_amb}	0,43	UA_{head_amb}	2,48
UA_{cyl_amb}	1,61	UA_{dc_head}	5,69	$UA_{head-head}$	23,46

V čase merania teplotného poľa v kompresore nebolo možné použiť indikačnú súpravu na meranie priebehu tlaku. Jedinou veličinou pre overenie správnej funkčnosti matematického modelu bolo teda porovnanie objemového prietoku, resp. objemovej účinnosti pre zadané pracovné podmienky. Rozdiely medzi hodnotami objemovej účinnosti zistenej experimentálne a matematicky sú v priemere okolo 5 % (obrázok 4.23), pričom rozdiely v objemovom toku sú do 10 %. Vplyv na presnosť má niekoľko faktorov, uvedených v predchádzajúcej kapitole.

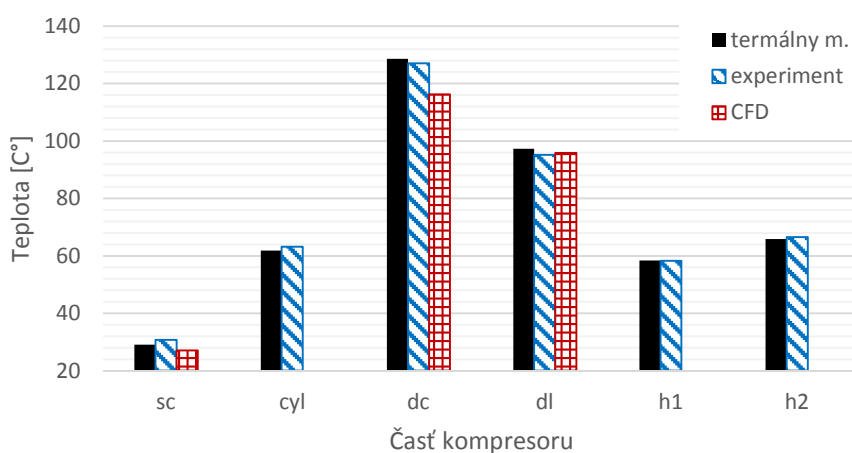


Obrázok 4.23: Objemová účinnosť analyzovaného kompresoru.

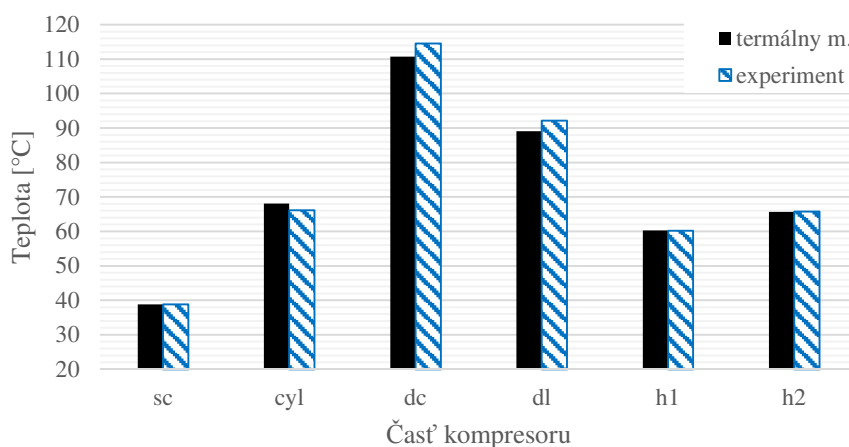
Výsledky termodynamického modelu z hľadiska teplotného rozloženia v kompresore sú blízko k nameraným hodnotám. Výsledky pre štyri vybrané pracovné body sú uvedené na obrázku 4.24 až 4.27. Všetky ostatné pracovné body sú uvedené v prílohe E. Rozdiely v hodnote teploty medzi nameranými a spočítanými výsledkami sa pohybuje priemerne do 3 °C, okrem oblastí výtlačku, kde sa v dôsledku vysokej teploty môže vyskytnúť rozdiel až okolo 8 °C. Jedná sa iba o niekoľko pracovných podmienok a častejšie sa tento problém vyskytuje pri nízkom zaťažení kompresoru. Dôvodom môžu byť samozrejme kalibrované hodnoty súčiniteľov prechodu tepla, ktoré môžu vnášať určitú nepresnosť pri veľmi odlišných pracovných podmienkach.



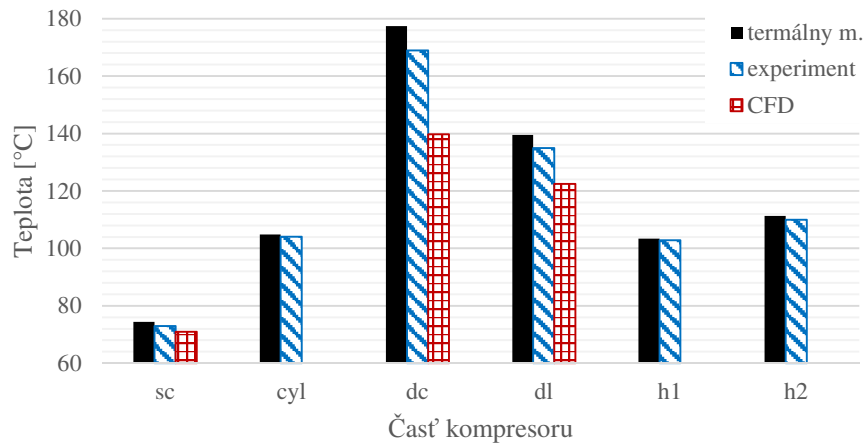
Obrázok 4.24: Teploty v kompresore pre pracovné podmienky T1P4.



Obrázok 4.25: Teploty v kompresore pre pracovné podmienky T2P4.



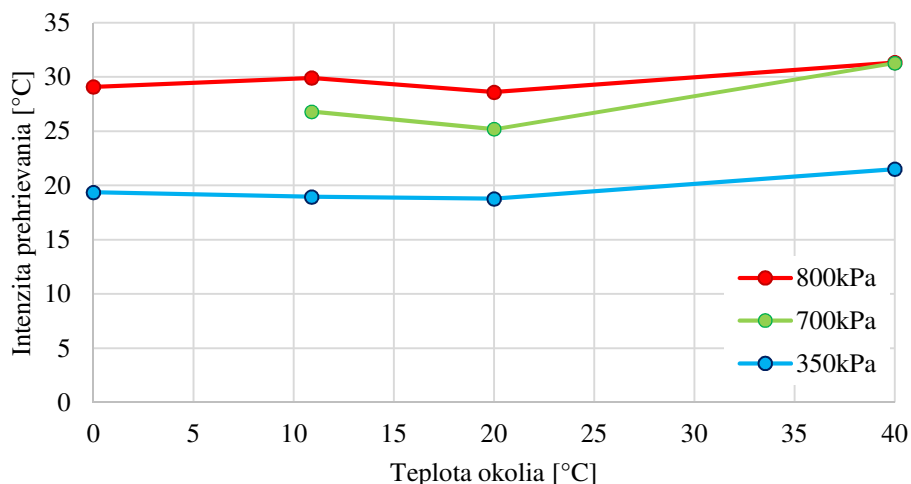
Obrázok 4.26: Teploty v kompresore pre pracovné podmienky T3P1.



Obrázok 4.27: Teploty v kompresore pre pracovné podmienky T4P5.

Z termálnej analýzy je okrem teplotného rozloženia analyzovať aj vplyv pracovných podmienok na teploty v kompresore, či intenzitu prehrievania v sacom potrubí. To je dôležité pri identifikácii možností zlepšenia účinnosti kompresoru.

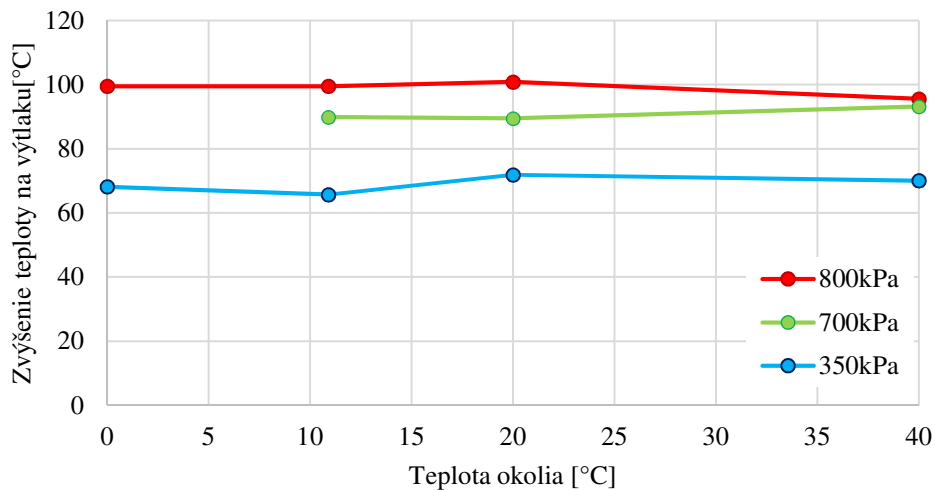
Dĺžka sacieho kanála v kompresore Orlick je približne 10 cm. Vzhľadom na celkové rozmery kompresoru je to malá hodnota, napriek tomu sa vzduch aj tak pomerne dosť ohrieva od okolitých stien. V závislosti na zaťažení kompresora sa teplota medzi vstupom do kompresoru a vstupom do valca zvyšuje o 20 °C až 30 °C, pozri obrázok 4.28. Zaťaženie kompresoru je dané hodnotu tlaku na výstupe z kompresoru, ktorá zároveň udáva objemový / hmotnostný tok kompresorom. Vplyv teploty okolia na prehrievanie nemá zásadný význam, čo je vidieť aj na obrázku 4.28. To potvrdzuje aj konštantný rozdiel medzi teplotou nasávaného plynu a teplotou steny valca, ktorý sa, opäť podľa zaťaženia, pohybuje v rozmedzí 40 °C až 60 °C. Menšie odchýlky od konštantnej hodnoty prehrievania sú spôsobené mierne odlišnou hodnotou zaťaženia kompresoru, pretože nie vždy bolo možné dosiahnuť rovnaký výtláčny tlak v systéme.



Obrázok 4.28: Intenzita prehrievania v sacom potrubí.

Podobná charakteristika je viditeľná aj pri vyhodnotení výtláčnej teploty, obrázok 4.29. Rozdiel medzi teplotou nasávaného plynu a teplotou za výtláčnym ventilom je závislý hlavne na zaťažení kompresora a nie na teplote okolia. To môže byť pravdepodobne dôsledok ochladzovania vzduchu ventilátorom, ktorý dokáže efektívne chladiť kompresor. Uvedené závislosti platia pre vzťah teploty okolia (resp. teploty nasávaného plynu) a teploty v príslušnom bode v kompresore pre dané

pracovné podmienky. Dôležité je však zároveň sledovať ako sa prejaví zmena okolitej teploty na zmene teploty v komponentoch kompresora. Inými slovami: „*Pokiaľ zvýšime teplotu okolia o 40 °C, o koľko sa zvýši teplota nasávania, teplota na výtlaku alebo teplota steny valca?*“ Odpoveď je možné nájsť v tabuľke 4.8. Zmena teploty vo všetkých častiach kompresora je približne rovná zmene teploty okolitého vzduchu, pozri tabuľku 4.8. To je zaujímavý rozdiel pri pohľade na kompresor analyzovaný v kapitole 3.2. V tomto kompresore nedochádzalo pri zmene teploty nasávaného plynu k ekvivalentnej zmene teploty v sacej komore, na stene valca alebo vo výtláčnej komore. Jedná sa však o hermetický kompresor, pričom kompresor Orlik je kompresor otvoreného typu.



Obrázok 4.29: Zvýšenie teploty na výtlaku vzhľadom k teplote okolia⁷.

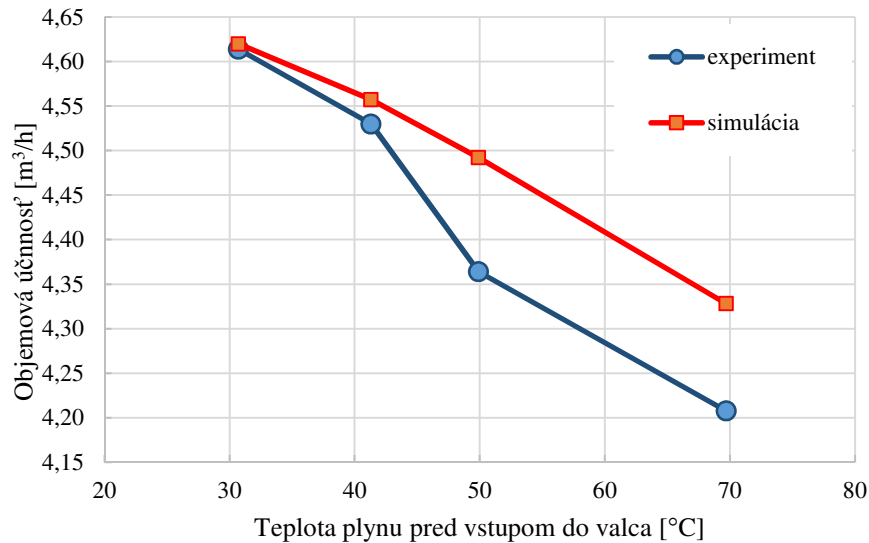
Tabuľka 4.8: Zvýšenie teploty medzi pracovnými podmienkami T_{1xx} a T_{4xx} pre príslušné časy kompresoru⁸.

Zaťaženie	ΔT_{okolie}	$\Delta T_{\text{nasávanie}}$	ΔT_{valec}	$\Delta T_{\text{výtlak}}$
350 kPa	40	42,1	42,8	44,0
500 kPa	40	42,4	38,2	43,1
800 kPa	40	42,2	40,4	38,3

Intenzita prehrievania má samozrejme negatívny vplyv na objemovú účinnosť kompresoru, pretože znižuje hmotnostný tok. Pri zvýšení teploty nasávaného plynu o 40 °C dochádza zhruba k 5 % poklesu objemovej účinnosti kompresoru pri zaťažení okolo 800 kPa, obrázok 4.30. Pri iných pracovných podmienkach je hodnota poklesu účinnosti približne rovnaká, pohybuje sa v intervale (3,5 – 5 %).

⁷ Na obrázku 4.29 sú zobrazené rozdiely teplôt medzi nasávaním do valca kompresoru (teplota v sacej komore) a výtlakom (teplotou vo výtláčnom trakte) pre rôzne pracovné podmienky.

⁸ V tabuľke 4.8 sú zobrazené rozdiely teploty v jednom charakteristickom bode pre pracovné podmienky s rovnakým výtláčnym tlakom, ale rozdielnou teplotou okolia (0 °C a 40 °C).



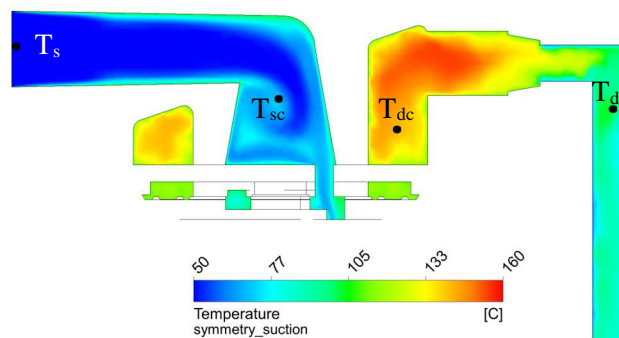
Obrázok 4.30: Objemová účinnosť v závislosti na teplote nasávania.

Z tejto termálnej analýzy by sa dali vyvodit' nasledujúce závery a teoretické predpoklady:

- Prehrievanie plynu v sacom potrubí sa pohybuje v rozmedzí 20 °C až 30 °C
- Znížením intenzity prehrievania by bolo možné teoreticky zvýšiť účinnosť v rozmedzí (1,5 - 2,5 %)
- Pokles teploty nasávania by priamo-úmerne ovplyvnil teplotu na výtlaku (dôležité z hľadiska životnosti a spoľahlivosti)

4.4.1 Validácia hybridného modelu

Súčasným trendom v oblasti simulácií kompresorov je kombinovanie jednoduchých nástrojov (napr. termodynamický model) s komplexnejšími numerickými metódami, napríklad CFD. Zaužívaným názvom pre tieto modely je *Hybridný model*. Z toho dôvodu bol kompresor analyzovaný aj takýmto hybridným modelom. Termálny model bol nahradený CFD modelom v oblasti sacieho a výtláčného potrubia. Cieľom analýzy bolo dosiahnuť väčšie rozlíšenie detailov v sacom a výtláčnom potrubí, pričom na validáciu boli použité experimentálne namerané body, tak ako v pri termálnom modely. Keďže sa jedná o simuláciu len sacieho a výtláčného kanálu, teplota príslušnej steny bola zadaná z experimentálnych výsledkov.



Obrázok 4.31: Výsledky CFD simulácie hybridného modelu.

Výsledky CFD simulácie sú pomerne presné v oblasti sacieho kanálu, naopak v oblasti výtláčného kanálu sa rozdiely pohybujú až do hodnoty 30 °C (čo je 18 % z nameranej hodnoty), pričom vo

všetkých prípadoch sa jedná o pokles voči nameraným hodnotám, pozri Obrázok 4.24 až 4.27. Dôvodom môže byť v tomto prípade poloha meracích bodov. Termočlánok v kompresore je umiestnený zhruba uprostred výtlačnej komory a môže dochádzať k jeho kmitaniu vplyvom prúdenia. Zo simulácie (Obrázok 4.31) je vidieť, že i malý posun meracieho bodu môže znamenať výrazný rozdiel v teplote plynu. Taktiež je nutné podotknúť, že v simulácii chýbala časť výtlačného potrubia, ktorá mohla vytvárať ďalší tlakový odpor a znížiť tak rýchlosti prúdenia vo výtlačnej komore, čo by spôsobilo „zabrzdenie“ horúceho plynu vo výtlačnej komore. Ďalším vysvetlením pre zistené rozdiely môže byť nepresnosť termodynamického modelu, ktorý môže podhodnocovať teplotu na výtlaku. Tento fakt nebolo možné overiť z dôvodu nedostupnosti indikačnej aparatury v čase merania teplotného poľa. Uvedené problémy vo výsledkoch z CFD simulácií sa neprejavili v termálnom modeli kompresoru, pretože termálny model je kalibrovaný výsledkami z meraní. Tak je možné eliminovať problém s podhodnocovaním teploty na výtlaku z termodynamického modelu, prípadne pozíciu termočlánku, keďže sa vyhodnocuje teplota za celý kontrolný objem.

Z výsledkov v tejto kapitole a aj v kapitole 3.2.1 je možné konštatovať, že po vhodnej kalibrácii je termálny model schopný pomerne presne predpovedať teplotné pole kompresoru pre rôzne pracovné podmienky. V prípade hybridného modelu (CFD + termodynamický model) je nutné verifikovať termodynamický model, zistiť presnú pozíciu termočlánkov v kompresore a analyzovať viacero simulácií, aby bolo možné dosiahnuť presné výsledky.

5

Možnosti ďalšieho výskumu

Výskum v oblasti kompresorov je pomerne rozsiahli a prezentovaná práca pokrýva len veľmi malú časť z tejto oblasti. Prezentované matematické modely sú bežne používané na vývoj kompresorov a v súčasnosti sa jednotlivé výskumné tímy zameriavajú na podrobnejší a presnejší popis jednotlivých sub-modelov, ako napríklad prestup tepla vo valci kompresoru v tejto práci. Keďže sa jedná o tému zameranú silno aplikačne, je nutné zohľadniť pri ďalšom výskume požiadavky spolupracujúcej firmy, prípadne nasledovať súčasne trendy. Na základe autorových skúseností je možnosť nadviazať na túto prácu v nasledujúcich oblastiach:

Termodynamický model

Popis procesov vo valci kompresoru je založený na energetickej bilancii a ďalší posun vpred by znamenal zaoberať sa prúdením vo valci a teda vytvoriť model založený na riešení NS rovníc. Alternatívne sa naskytá možnosť využiť dostupné komerčné programy a riešiť procesy v kompresore pomocou nich. Pohyby piestu a ventilov podstatne komplikujú problém analýzy kompresoru a odladený numerický model by bol prínosom v danej téme.

Ďalšia možnosť sa naskytá v kombinácii termodynamického modelu s modelom na riešenie prúdenia v sacom a výtláčnom potrubí. Dynamické prúdenie v potrubí ovplyvňuje účinnosť kompresoru a tiež pohyb ventilov. Opäť je možnosť vývoja vlastného softwaru, alebo použitie komerčných modelov. Prezentovaný termodynamický model bol vytvorený v prostredí Matlab, ktorý umožňuje veľmi jednoduché prepojenie s nástrojom COMSOL.

Termálny model

Analýza teplotného poľa je v súčasnom modeli závislá na kalibračnom meraní. Nevýhodou je, že pri zásadnej zmene geometrie alebo materiálu je nutné kompresor najskôr experimentálne analyzovať a až potom je možné analyzovať jednotlivé stavy matematicky. Prínosné by teda bolo vytvoriť model nezávislý na kalibrácii a to buď použitím analytických vzťahov dostupných v literatúre, alebo 3D analýzou celého kompresoru. Pri súčasných výkonoch výpočtových staníc by takáto analýza nemala byť časovo náročná, ale je nutné opäť vhodne prepojiť výpočet s termodynamickým modelom

Prestup tepla vo valci kompresoru

Tepelné pochody vo valci kompresoru sú veľmi rýchle a je komplikované ich experimentálne vyšetriť. Z hľadiska matematického modelovania existuje niekoľko korelačných vzťahov na zistenie súčiniteľa prestupu tepla, pričom rozdiely medzi modelmi sú pomerne veľké a nie je možné jednoznačne určiť, ktorý je presnejší. Zaujímavou možnosťou je však vytvoriť model zahrievania steny valca, na základe ktorého by bolo možné dopočítať dodané teplo a tak odvodiť súčiniteľ prestupu tepla. Ďalej je možné analyzovať vplyv oleja na prestup tepla. Olej vytvára na vnútorných stenách valca „izolačnú“ vrstvu a tá je zároveň neustále deformovaná pohybom piestu a prúdením z ventilov.

Ventily

Presnosť termodynamického modelu je najviac ovplyvnená presným popisom ventilov. V tomto smere existuje veľmi veľa možností na ďalší vývoj, či už je to presnejší popis stratových súčiniteľov (ideálne porovnaný s meraním), analýza vplyvu oleja, analýza deformácie ventilov atď. V tejto práci boli stratové súčinitele analyzované pomocou statických simulácií a bolo by zaujímavé porovnať výsledky s dynamickou simuláciou ventilov. Pri analyzovanom kompresore Orlík chýbajú informácie o únikoch stlačeného plynu cez netesnosti medzi ventilom a sedlom, čo taktiež ovplyvňuje presnosť matematického modelu, ale aj výkon kompresoru.

Experimentálna činnosť

Meranie kompresoru bolo prevedené na veľmi jednoduchej testovacej trati, ktorú je nutné rozšíriť o rýchle snímače tlaku, rýchle snímače teploty a analyzovať kompresor podrobnejšie. Cieľom ďalších prác by tak mohlo byť vytvorenie kvalitnej testovacej aparatury pre kompresory, aby bolo možné vyhodnotiť účinnosť kompresoru a miesta najväčších strát. Súčasná trať nedisponuje zariadením na snímanie polohy ventilov, ktoré by pomohlo s vyhodnotením matematických modelov pre ventily.

Záver

Simulačné nástroje sú dnes pevnou súčasťou vývojového procesu nových strojov a technológií v strojárskom priemysle. Platí to aj pre kompresory. Využitím matematických modelov je možné skrátiť vývojové obdobie nového produktu a zároveň čiastočne redukovať náklady na experimentálne testovanie a skúšanie. Navyše je možné presnejšie analyzovať niektoré detaily, ktoré sú problematicky merateľné, napríklad vizualizácia prúdenia v okolí ventilov. Na základe takýchto analýz je potom možné optimalizovať konštrukciu kompresoru tak, aby bolo možné dosiahnuť čo najvyššiu účinnosť pri akceptovateľných výrobných nákladoch.

V rámci predkladanej dizertačnej práce bol vypracovaný rozsiahly teoretický prehľad o simulačných nástrojoch používaných na analýzu kompresorov z termodynamického a termálneho hľadiska. Tieto modely je možné zjednodušene rozdeliť do troch kategórií. Základné modely poskytujú informácie len o účinnosti kompresoru, prietoku a teplote na výtlaku. Sú založené na experimentálnej kalibrácii vzťahu pre polytropický dej. Druhá kategória modelov je tzv. bilančná a základným prvkom je energetická bilancia v kontrolnom objeme. Poslednú kategóriu tvoria komplexné numerické modely s vysokým rozlíšením detailov, ale rovnako tak aj s vysokými nárokmi na výpočet. Cieľom tejto dizertačnej práce bolo vyvinúť simulačný nástroj pre piestové kompresory s cieľom zlepšenia účinnosti. Simulačný nástroj sa skladá z dvoch matematických modelov: termodynamický model (analýza procesov vo valci kompresoru) a termálny model (analýza tepelných pochodov medzi jednotlivými časťami kompresoru). Takéto matematické modely sú používané na analýzu kompresorov už niekoľko rokov, ale každá výskumná skupina má svoj vlastný model, vyvinutý pre daný typ kompresoru a vzhľadom na komerčnú aplikáciu kompresorov nie sú tieto modely voľne dostupné. Termodynamický model predpovedá stav plynu (teplota, tlak a hustota) počas práce kompresoru. Ďalej je možné analyzovať pohyb ventilov, prietok ventilmi, rýchlosť nárazu ventilov na sedlo, prestup tepla medzi plynom a stenou, úniky pracovného plynu netesnosťami a v neposlednom rade účinnosť kompresoru, resp. vplyv jednotlivých procesov na účinnosť kompresoru. Vďaka prepojeniu s knižnicou plynov je možné použiť simulačný nástroj pre širokú škálu pracovných látok. Termálny model je priamo prepojený s termodynamickým modelom a jeho použitím je možné predpovedať teplotu na kritických miestach, napr. na výtlaku, alebo stene valca. Termálny model musí byť vždy použitý spolu s termodynamickým modelom, ale termodynamický model môže byť použitý aj samostatne. Nutnými vstupnými údajmi sú geometria kompresoru a vlastnosti ventilov. To je z hľadiska využitia modelu mierne obmedzujúci prvok. Prietoková charakteristika cez ventily musí byť buď nameraná, alebo numerický spočítaná. Okrem toho je nutné poznať hmotnosť ventilu a tuhosť ovládacej pružiny. Tieto vstupné údaje sú však nutné aj pre ostatné výpočtové nástroje a nie je možné sa vyhnúť analýze ventilov, pretože z hľadiska presnosti simulačných nástrojov sú práve ventily najdôležitejšie. V prípade prezentovaného matematického modelu boli zistené tieto hodnoty pomocou numerickej simulácie a tuhosť ventilu bola experimentálne nameraná. Pre správnu funkciu termálneho modelu je nutné správne kalibrovať globálne súčinitele prechodu tepla medzi komponentami (kontrolnými objemami) kompresoru. Tým je obmedzená možnosť použitia modelu pre iné kompresory, než pre aké bol kalibrovaný. Stále je však možné analyzovať rôzne prevádzkové stavy a použiť

rôzne pracovné látky. Termálny model bol experimentálne overený na dvoch rozličných kompresoroch, pričom experimentálne a matematické výsledky sa prakticky zhodovali. Pri oboch kompresoroch je vyhodnotený vplyv pracovných podmienok na účinnosť a na teplotu v jednotlivých komponentoch. Termodynamický model bol overený len na jednom type kompresoru, ale okrem toho bol porovnaný s iným simulačným nástrojom pre kompresory. Výsledky z oboch programov boli v podstate totožné a experimentálna validácia potvrdila presnosť matematického modelu. V prípade experimentálneho overenia bolo kritické najmä správne zadať vstupné údaje o kompresore. Oba modely je tak možné prehlásiť za funkčné a použiteľné pre rôzne typy kompresorov po úprave potrebných vstupných údajov.

Veľká časť práce sa zaoberá prestupom tepla vo valci kompresoru. Prehrievanie plynu v samotnom valci sa podpisuje na znížení účinnosti, ale jeho vplyv je podstatne menší ako vplyv prehrievania v sacom potrubí. Dôvodom je veľmi krátky čas na výmenu tepla medzi stenou a plynom. Medzi jednotlivými modelmi sú však pomerne veľké rozdiely v množstve preneseného tepla. Niekoľko najpoužívanejších vzťahov bolo v tejto práci porovnaných medzi sebou a potom aj s numerickou simuláciou. Rozdiely sú pri porovnaní s CFD analýzou pomerne veľké a väčšina modelov podhodnocovala tepelný tok oproti výsledkom numerickej simulácie. Ďalším problémom sa javí byť rozdelenie tepelného toku medzi jednotlivé plochy. Zatiaľ čo semi-empirické modely prerozdeldujú tepelný tok podľa veľkosti plochy, výsledky numerickej analýzy ukazujú, že takéto prerozdelenie je počas niektorých procesov nesprávne. Návrhom autora teda je použiť tzv. poskladaný model prestupu tepla, ktorý by kombinoval niekoľko korelačných v závislosti na procese vo valci kompresoru a zároveň by každý povrch mal svoj vlastný predpis. V tejto problematike by bolo dobré zároveň analyzovať vplyv charakteru prúdenia vo valci na prestup tepla, ktorý je daný hlavne geometriou ventilu. Táto úloha je však časovo nad rámec tejto práce, ale je to vhodné pokračovanie tejto témy.

V rámci riešenia dizertačnej práce bolo nutné získať experimentálne výsledky pre overenie vyvíjaných modelov. Vďaka spolupráci s výskumným ústavom POLO boli prezentované modely overené primárne v ich laboratóriách, neskôr však bola vytvorená aj na domovskom pracovisku jednoduchá experimentálna trať pre vzduchový kompresor. Primárnym účelom trate bola termálna analýza kompresoru, ale po zapožičaní meracej aparatúry od ÚADI na VUT v Brne bolo možné uskutočniť aj indikačné meranie na konkrétnom kompresore.

Záverom je možné konštatovať, že ciele stanovené pri štátnej doktorskej skúške boli naplnené. Hlavným prínosom práce je vytvorený simulačný nástroj pre kompresory, ktorý je po určitých úpravách možné použiť pre rôzne typy piestových kompresorov. Takýto model nie je novinkou a v rôznych variáciách je používaný celosvetovo rôznymi pracovnými skupinami v oblasti kompresorov. Ďalším prínosom je analýza prestupu tepla vo valci kompresoru a jej vplyv na účinnosť, resp. na presnosť simulačného nástroja.

Zoznam použitých zdrojov

- [1] J. Kaminský and K. Kolarčík, *Kompresory*. VŠB TU Ostrava, 2004.
- [2] S. Mousavi, S. Kara, and B. Kornfeld, “Energy efficiency of compressed air systems,” *Procedia CIRP*, vol. 15, pp. 313–318, 2014.
- [3] R. Saidur, N. A. Rahim, and M. Hasanuzzaman, “A review on compressed-air energy use and energy savings,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 4, pp. 1135–1153, 2010.
- [4] A. Morriesen and C. J. Deschamps, “Experimental investigation of transient fluid flow and superheating in the suction chamber of a refrigeration reciprocating compressor,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 41, pp. 61–70, 2012.
- [5] F. A. Ribas, C. J. Deschamps, F. Fagotti, and A. Morriesen, “Thermal Analysis of Reciprocating Compressors - A Critical Review,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2008.
- [6] K. Landymore, “Electrical Energy Reduction in Refrigeration and Air.” [Online]. Available: http://www.smartcool.net/documents/technology/White_Paper.pdf.
- [7] M. Blaha, T. Blaha, P. Blaha, and Š. Borbély, “Kompresory I,” 2010. [Online]. Available: <http://szchkt.org/a/docs/news/147/show>.
- [8] G. Machu, “The reciprocating compressor and it’s performance determining components,” 2014.
- [9] P. Pandeya and W. Soedel, “A generalized approach towards compressor performance analysis,” *Int. Compress. Eng. Conf. Purdue Univ.*, pp. 135–143, 1978.
- [10] M. C. Diniz, “Modelação e análise de compressores alternativos sob condições transientes de sistemas de refrigeração,” University of Santa Catarina, Brasil, 2015.
- [11] C. D. Pérez-Segarra, J. Rigola, M. Sòria, and A. Oliva, “Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors,” *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 4, pp. 579–593, 2005.
- [12] J. Tuhovcak, J. Hejcik, and M. Jicha, “Comparison of heat transfer models for reciprocating compressor,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 103, no. April, pp. 607–615, 2016.
- [13] J. Castaing-Lasvignottes and S. Gibout, “Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation,” *Int. J. Refrig.*, vol. 33, pp. 381–389, 2010.
- [14] G. C. Rezende, E. Silva, and C. J. Deschamps, “A Combined Experimental-Numerical Procedure to Estimate Leakage Gap of Compressor Valves,” *Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.*, no. 1990, pp. 1–8, 2016.
- [15] C. D. Pérez-Segarra, J. Rigola, M. Sòria, and a. Oliva, “Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors,” *Int. J. Refrig.*, vol. 28, pp. 579–593, 2005.
- [16] J. E. Schreiner, J. R. Barbosa, and C. J. Deschamps, “Theoretical Analysis of the Volumetric Efficiency Reduction in Reciprocating Compressors due to In-Cylinder Thermodynamics,” *Small*, no. 2005, pp. 1–8, 2010.
- [17] J. A. Mcgovern, “Utilization of Volumetric Displacement in Reciprocating Compressors,” in *International Compressor Engineering Conference*, 1990.
- [18] C. J. Deschamps and E. L. L. Pereira, “Numerical Simulation Of Pulsating Flow In Suction

- Mufflers,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2002.
- [19] H. Steinrück, R. Aigner, and G. Machu, “Transversal waves in a reciprocating compressor,” *Acta Mech.*, vol. 201, pp. 231–247, 2008.
- [20] R. A. Habing, “Flow and plate motion in compressor valves,” University of Twente, Netherlands, 2005.
- [21] H. Bukac, “Understanding Valve Dynamics,” *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2002.
- [22] M. Costagliola, “The theory of spring-loaded valve for reciprocating compressor,” *J. Appl. Mech.*, vol. 17, pp. 415–420, 1950.
- [23] E. H. Machu, “The Two-Dimensional Motion of the Valve Plate of a Reciprocating Compressor Valve,” in *International Compressor Engineering Conference*, 1994.
- [24] G. Machu, M. Albrecht, O. Bielmeier, T. Daxner, and P. Steinrück, “A universal simulation tool for reed valve dynamics,” *Eng. Conf.*, pp. 1–8, 2004.
- [25] C. J. Deschamps, “Turbulent Flow Through Valves of Reciprocating Compressors,” *Mech. Eng.*, 1996.
- [26] C. Möhl, C. Thomas, and U. Hesse, “An Investigation Into The Dynamics Of Self-Acting Compressor Valves,” *Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.*, pp. 1–9, 2016.
- [27] J. L. Gasche, A. D. S. L. Dias, D. D. Bueno, and J. F. Lacerda, “Numerical Simulation of a Suction Valve: Comparison Between a 3D Complete Model and a 1D Model,” *Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.*, pp. 1–8, 2016.
- [28] I. Gonzalez, O. Lehmkuhl, A. Naseri, J. Rigola, and O. Assensi, “Fluid-Structure Interaction of a Reed Type Valve Subjected to Piston Displacement,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2016, pp. 1–10.
- [29] J. Kim, S. Wang, S. Park, K. Ryu, and J. La, “Valve Dynamic Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2006.
- [30] R. Almbauer, W. Lang, D. Nagy, and E. Berger, “Application of Computational Fluid Dynamics for the Thermodynamic Development of a New Generation of Hermetic Reciprocating Compressor,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2010, pp. 1–7.
- [31] M. L. Todescat, F. Fagotti, A. T. Prata, and R. T. S. Ferreira, “Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors,” *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1992.
- [32] R. Ferreira and D. Lilie, “Evaluation of the Leakage Through the Clearance Between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors,” in *International Compressor Engineering Conference*, 1984.
- [33] S. K. Lohn and E. L. L. Pereira, “Numerical Investigation of the Gas Leakage through the Piston-Cylinder Clearance of Reciprocating Compressors,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2014.
- [34] E. Machu, “How Leakages in Valves Can Influence the Volumetric and Isentropic Efficiencies of Reciprocating Compressors,” in *International Compressor Engineering Conference*, 1990.
- [35] M. Fujiwara and T. Kazama, “Performance Improvement of a Reciprocating Air Microcompressor,” in *International Compressor Engineering Conference*, 1998.
- [36] L. R. Silva and C. J. Deschamps, “Modeling of gas leakage through compressor valves,”

- Int. J. Refrig.*, 2014.
- [37] D. I. Jähnig, D. T. Reindl, and S. A. Klein, “A semi-empirical method for representing domestic refrigerator/freezer compressor calorimeter test data,” *ASHRAE Trans.*, no. 106, pp. 122–130, 2000.
 - [38] C. O. R. Negrão, R. H. Erthal, D. E. V. Andrade, and L. W. Da Silva, “A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 6–7, pp. 1114–1124, 2011.
 - [39] W. Li, “Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation,” *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 6, pp. 1722–1733, 2012.
 - [40] S. Posch, E. Berger, M. Heimel, R. Almbauer, and A. Stupnik, “A semi-empirical method for representing domestic refrigerator/freezer compressor calorimeter test data,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2014.
 - [41] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics*, 6th ed. New York: McGraw-Hill, 2008.
 - [42] R. Aigner, “Internal Flow and Valve Dynamics in a Reciprocating Compressor,” TU Vienna, 2007.
 - [43] W. Lang, R. Almbauer, A. Burgstaller, and D. Nagy, “Coupling of 0-, 1- and 3-d Tool for the Simulation of the Suction Line of a Hermetic Reciprocating Compressor,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2008, pp. 1–8.
 - [44] T. Dutra and C. J. Deschamps, “Development of a Lumped-Parameter Model for Hermetic Reciprocating Compressor with Thermal-Electrical Coupling,” *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2014.
 - [45] B. Yang, C. R. Bradshaw, and E. a. Groll, “Modeling of a semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings,” *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 7, pp. 1925–1937, 2013.
 - [46] R. Damle, J. Rigola, C. D. Pérez-Segarra, J. Castro, and A. Oliva, “Object-oriented simulation of reciprocating compressors: Numerical verification and experimental comparison,” *Int. J. Refrig.*, vol. 34, pp. 1989–1998, 2011.
 - [47] S. K. Lohn, M. C. Diniz, and C. J. Deschamps, “A thermal model for analysis of hermetic reciprocating compressors under the on-off cycling operating condition,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 90, p. 12068, 2015.
 - [48] P. K. Kundu and M. I. Cohen, *Fluid Mechanics*, 2nd ed. USA: Academic Press, 2002.
 - [49] D. Serre, *Systems of Conservation Laws 1 : Translated by*, 3rd ed. Cambridge, 2003.
 - [50] J. H. Ferziger and M. Peric, *Computational Methods for Fluid Dynamics*. 2002.
 - [51] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, 2nd ed. Essex: Pearson Education Limited, 2007.
 - [52] F. P. Disconzi, E. L. L. Pereira, and C. J. Deschamps, “Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2012, pp. 1–10.
 - [53] J. Sanvezzo and C. J. Deschamps, “A heat transfer model combining differential and integral formulations for thermal analysis of reciprocating compressors,” in *International Compressor Engineering Conference*, 2012, pp. 1–10.
 - [54] E. L. L. Pereira, C. J. Santos, and C. J. Deschamps, “A Simplified CFD Model for Simulation of the Suction Process Of Reciprocating Compressors,” in *International*

Compressor Engineering Conference, 2012.

- [55] R. Aigner, G. Meyer, and H. Steinrueck, "Valve Dynamics and Internal Waves in a Reciprocating Compressor," in *4th Conference of the EFRC*, 2005.
- [56] R. Aigner and H. Steinrück, "Modelling Fluid Dynamics , Heat Transfer and Valve Dynamics in a Reciprocating Compressor," in *5th Conference of the EFRC*, 2007, pp. 171–180.
- [57] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, vol. 6th. John Wiley & Sons, 2007.
- [58] R. P. Adair, E. B. Qvale, and J. T. Pearson, "Instantaneous heat transfer to cylinder wall in reciprocating compressors," *Purdue Compress. Technol. Conf.*, pp. 521–526, 1972.
- [59] W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, vol. 117, pp. 973–996, 1963.
- [60] F. Fagotti, M. L. Todescat, R. T. S. Ferreira, and A. T. Prata, "Heat Transfer Modeling in a Reciprocating Compressor," in *International Compressor Engineering Conference*, 1994.
- [61] Y. H. Sim, Y. Youn, and M. K. Min, "A Study on Heat Transfer and Performance Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors for Refrigerators," in *International Compressor Engineering Conference*, 2000.
- [62] K. T. Ooi, "Heat transfer study of a hermetic refrigeration compressor," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, pp. 1931–1945, 2003.
- [63] A. R. Ozdemir, E. Kasapo_lu, B. Hac_o_lu, and M. Duyar, "An Investigation on the Bearing Design and Friction Characteristics of a Hermetic Reciprocating Compressor," in *International Compressor Engineering Conference*, 2014.
- [64] T. Dutra and C. J. Deschamps, "Experimental characterization of heat transfer in the components of a small hermetic reciprocating compressor," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 499–510, 2013.
- [65] R. Almbauer, A. Burgstaller, Z. Abidin, and D. Nagy, "3-Dimensional Simulation for Obtaining the Heat Transfer Correlations of a Thermal Network Calculation for a Hermetic Reciprocating Compressor," in *International Compressor Engineering Conference*, 2006.
- [66] J. Hopfgartner, M. Heimel, E. Berger, S. Posch, and S. Schlemmer, "Numerical Simulation of the 3d Transient Temperature Evolution Inside a Domestic Single Zone Wine Storage Cabinet with Forced Air Circulation," *Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.*, pp. 1–10, 2016.
- [67] F. A. Ribas, "Thermal Analysis of Reciprocating Compressors," *Proc. Int. Conf. Compressors their Syst.*, pp. 277–287, 2007.
- [68] Y. V Birari, S. S. Gosavi, and P. P. Jorwekar, "Use of CFD in Design and Development of R404A Reciprocating Compressor," in *International Compressor Engineering Conference*, 2006.
- [69] Z. Abidin, R. Almbauer, A. Burgstaller, and nagy, "Domain Decomposition Method for 3-Dimensional Simulation of the Piston Cylinder Section of a Hermetic Reciprocating Compressor," *Int. Compress. Eng. Conf.*, pp. 1–8, 2006.
- [70] A. Morriesen and E. L. L. Pereira, "Numerical Prediction of Superheating in the Suction," in *20th International Congress of Mechanical Engineering*, 2009.
- [71] R. Kremer, J. R. Barbosa, and C. J. Deschamps, "Cooling of a Reciprocating Compressor through Oil Atomization in the Cylinder," *Int. Compress. Eng. Conf.*, pp. 1–8, 2010.

- [72] M. W. Coney, P. Stephenson, A. Malmgren, C. Linnemann, and R. E. Morgan, "Development Of A Reciprocating Compressor Using Water Injection To Achieve Quasi-Isothermal Compression," in *International Compressor Engineering Conference*, 2002.
- [73] G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," *Soc. Automot. Eng. Trans.*, vol. 76, p. 3065, 1967.
- [74] W. J. D. Annand and T. H. Ma, "Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 185, no. 72/71, pp. 976–988, 1970.
- [75] E. L. L. Pereira, C. J. Deschamps, and F. A. Ribas, "Numerical Analysis of Heat Transfer inside the Cylinder of Reciprocating Compressors in the Presence of Suction and Discharge Processes," in *International Compressor Engineering Conference*, 2010, pp. 1–8.
- [76] T. Müllner and O. Bielmeier, "Heat transfer in small piston compressors," in *International Compressor Engineering Conference*, 2008, pp. 1–8.
- [77] O. Bielmeier and T. Muellner, "Treatment on Heat Transfer in Small Piston," in *Papiernička 2009*, 2009, pp. 1–9.
- [78] V. Píštěk and J. Štětina, *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. Brno: VUT Brno, 1991.
- [79] M. Farzaneh-Gord, A. Niazmand, M. Deymi-Dashtebayaz, and H. R. Rahbari, "Thermodynamic analysis of natural gas reciprocating compressors based on real and ideal gas models," *Int. J. Refrig.*, vol. 56, pp. 186–197, 2014.
- [80] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, "Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.
- [81] I. H. Bell, "Coolprop," 2010. [Online]. Available: <http://www.coolprop.org/index.html>.
- [82] S. Dhar, H. Ding, J. Lacerda, and S. Carlos, "A 3-D Transient CFD Model of a Reciprocating Piston Compressor with Dynamic Port Flip Valves," *Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.*, pp. 1–10, 2016.
- [83] H. E. Khalifa and X. Liu, "Effect of Oil on the Dynamics of Compressor Suction Valve," in *International Compressor Engineering Conference*, 1997, pp. 1–8.
- [84] R. A. Pizarro-Recabarren, J. Barbosa, and C. J. Deschamps, "Modeling the stiction effect in automatic compressor valves," *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 7, pp. 1916–1924, 2013.
- [85] N. Bilal, "Design Optimization of the Suction Manifold of a Reciprocating Compressor Using Uncertainty and Sensitivity Analysis," Purdue University, 2011.
- [86] J. Zuk and P. J. Smith, "Computer program for viscous, isothermal compressible flow across a sealing dam with small tilt angle," *NASA Tech. Note*, no. D-5373, 1969.
- [87] L. R. Silva and C. J. Deschamps, "Modeling of gas leakage through compressor valves," *Int. J. Refrig.*, vol. 53, no. 2005, pp. 195–205, 2015.
- [88] L. Klimeš, "Optimalizace parametrů sekundárního chlazení plynulého odlévání oceli," Brno University of Technology, 2015.
- [89] M. S. Ussyk, "Simulação Numérica Do Desempenho De Compressores Herméticos Alternativos," Universidade Federal de Santa Catarina, 1984.
- [90] NIST, "REFPROP," 2017. [Online]. Available: <https://www.nist.gov/refprop>.

- [91] J. Tuhovcak, J. Hejcik, and M. Jicha, “Modelling of fluid flow and heat transfer in a reciprocating compressor,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 12018, pp. 1–5, 2015.
- [92] J. Tuhovcak, J. Hejcik, and M. Jicha, “Heat Transfer Analysis in the Cylinder of Reciprocating Compressor,” in *International Compressor Engineering, Refrigeration and Air Conditioning, and High Performance Buildings Conferences*, 2016, no. 1108, pp. 1–12.
- [93] C. D. Rakopoulos, G. M. Kosmadakis, and E. G. Pariotis, “Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 5, pp. 1612–1630, 2010.
- [94] B. E. Launder and D. B. Spalding, “The numerical computation of turbulent flows,” *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, vol. 3, no. 2, pp. 269–289, 1974.
- [95] B. A. Kader, “Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers,” *Int.J.Heat Mass Transf.*, vol. 24, no. 9, pp. 1541–1544, 1981.
- [96] M. Fojtlín, “Stanovení součinitelů přenosu tepla radiací a konvekcí z povrchu tepelného manekýna,” Vysoké Učení Technické v Brně, 2014.
- [97] “AllroundLine 250 kN Materials Testing Machine.” [Online]. Available: <http://www.zwick.cz/cs/novinky/testxpo/virtual-testxpo-2015/metal/020-allroundline-250-kn-materials-testing-machine.html>.
- [98] C. M. Burt, X. Piao, F. Gaudi, B. Busch, and N. F. Taufik, “Electric Motor Efficiency under Variable Frequencies and Loads,” *J. Irrig. Drain. Eng.*, vol. 134, no. 2, pp. 129–136, 2008.
- [99] T. Dutra and C. J. Deschamps, “A simulation approach for hermetic reciprocating compressors including electrical motor modeling,” *Int. J. Refrig.*, vol. 59, pp. 168–181, 2015.

Vlastné publikácie autora⁹

TUHOVČÁK, J.; HEJČÍK, J.; JÍCHA, M. Modelling of fluid flow and heat transfer in a reciprocating compressor. In *9th International Conference on Compressors and their Systems. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. London, UK: IOP Conference Series, 2015. s. 1-10. ISSN: 1757-8981.

TUHOVČÁK, J.; HEJČÍK, J.; JÍCHA, M. Modelling fluid flow in a reciprocating compressor. In *EPJ Web of Conferences. EPJ Web of Conferences*. France: EDP Sciences, 2015. s. 1-5. ISSN: 2100-014X.

TUHOVČÁK, J.; HEJČÍK, J.; JÍCHA, M. Heat Transfer Analysis in the Cylinder of Reciprocating Compressor. In *International Compressor Engineering Conference. Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference*. 2016. s. 1-12. ISSN: 0731-1575.

TUHOVČÁK, J.; HEJČÍK, J.; JÍCHA, M. Comparison of heat transfer models for reciprocating compressor. *Applied Thermal Engineering*, 2016, roč. 103, č. 1, s. 607-615. ISSN: 1359-4311.

TUHOVČÁK, J.; HEJČÍK, J.; JÍCHA, M.; ŠNAJDÁREK, L. Experimental validation of mathematical model for small air compressor. In *EPJ Web of Conferences. EPJ Web of Conferences*. France: E D P SCIENCES, 17 AVE DU HOGGAR PARC D ACTIVITES COUTABOEUF BP 112, F-91944 CEDEX A, FRANCE, 2017. s. 1-4. ISSN: 2100-014X.

TUHOVČÁK, J.; HEJČÍK, J.; JÍCHA, M. Heat transfer in small air compressor. In *Compressors 2017 – 9th International Conference on Compressors and Coolants*. 2017. (zatiaľ nezverejnené)

Publikácie autora s iným zameraním

FOJTLÍN, M.; POKORNÝ, J.; FIŠER, J.; TOMA, R.; TUHOVČÁK, J. Impact of measurable physical phenomena on contact thermal comfort. *EPJ Web of Conferences*, 2017, roč. 143, č. 2017, s. 1-4. ISSN: 2100-014X.

LÍZAL, F.; TUHOVČÁK, J.; JÍCHA, M. Measurement of the airflow velocity upstream and downstream a wire mesh using constant temperature anemometry. In *EPJ Web of Conferences. EPJ Web of Conferences*. France: E D P SCIENCES, 2013. s. 1-4. ISSN: 2100-014X.

⁹ Vlastné publikácie autora sú uvedené v texte pod číslami [11], [91], [92]

Zoznam použitých symbolov a skratiek

Symbol	Jednotka	Veličina
A	[m ²]	plocha, rovina
A _c	[m ²]	kontaktná plocha ventilu a sedla
A _{valve}	[m ²]	prietoková plocha ventilu
b	[-]	konštanta tlmenia
c	[N/m]	tuhosť
C _{1 - 16}	[-]	kalibračné konštanty
CA	[°]	natočenie kľuky
C _f	[-]	trečí koeficient tekutiny
c _{p, cv}	[J/kg/K]	tepelná kapacita za konšt. tlaku, objemu
D	[m]	charakteristický rozmer
d _l	[m]	priemer ložiska
d _{piest}	[m]	priemer piestu
d _v	[m]	celková hĺbka ventilovej medzery
e	[J/kg]	energetický stav elementu
e _{res}	[-]	koeficient zmeny rýchlosti
F	[N]	sila pôsobiaca na ventil
F _{adh}	[N]	adhézna sila od olejového filmu
F _p	[N]	sila spôsobená rozdielom tlakov
F _{pp}	[N]	sila predpätia
F _t	[N]	trečia sila
f	[-]	koeficient trenia
f _n	[Hz]	nominálna frekvencia kompresoru
f _r	[Hz]	skutočná frekvencia kompresoru
g	[m/s ²]	gravitačné zrýchlenie
H	[J]	energia tečúcej tekutiny
h	[J/kg]	merná entalpia
i	[m]	medzera medzi piestom a valcom
j	[m]	polomer kľuky
K	[W/K]	celkový súčiniteľ prechodu tepla
k	[W/m ² K]	merný súčiniteľ prechodu tepla
L	[m]	dĺžka kontaktu medzi piestom a valcom
l	[m]	dĺžka ojnice
m	[kg]	hmotnosť
ṁ	[kg/s]	hmotnostný tok
ṁ _{evap}	[kg/s]	hmotnostný tok výparníkom
N	[min ⁻¹]	otáčky
n	[-]	polytropický exponent
P _{loss}	[W]	energia potrebná na pokrytie elekt. strát v kompr.
P _{m^{suc}}	[-]	straty počas nasávania plynu
P _{m^{b,suc}}	[-]	straty spôsobené spätným tokom cez ventil
P _{m^{leakage}}	[-]	straty spôsobené netesnosťami
p	[Pa]	tlak
Q	[J]	teplo

q	[J]	energetický zdroj
R	[m ² K/W]	tepelný odpor
RA	[°]	natočenie ojnice
R _t	[m]	polomer ventilu
r	[J/kg/K]	merná plynová konštanta
r _f	[-]	koeficient pomeru tlakových a viskózných síl
r _c	[-]	pomer škodného objemu k zdvihovému objemu
S	[J/K]	entropia
s _v	[m]	prekrytie sedla ventilom
T	[K]	teplota
t	[s]	čas
U	[J]	vnútorná energia
UA	[W/K]	globálne súčinitele prechodu tepla
u	[J/kg]	merná vnútorná energia
u	[m/s]	rýchlosť
u _p	[m/s]	rýchlosť piestu
u _{fluid}	[m/s]	rýchlosť pretekajúcej tekutiny ventilom
V	[m ³]	objem
V _a	[m ³]	prídavný objem daný neskorým otvorením ventilu
∑V _k	[m ³]	príd. objemy predstavujúce straty počas expanzie
V _r	[m ³]	skutočný zdvihový objem
V _s	[m ³]	objem po izoentropickej expanzii
V _z	[m ³]	zdvihový objem
x	[m]	zdvih ventilu
y	[m]	poloha piestu
y*	[m]	vzdialenosť od steny
W	[J]	práca
Z	[m]	vzdialenosť piestu od hlavy
Z ₀	[m]	minimálna vzdialenosť piestu od hlavy
Z _s	[m]	zdvih piestu
α	[W/m ² K]	súčiniteľ prestupu tepla
β _{krit}	[-]	kritický tlakový pomer
γ	[-]	faktor účinnosti škodného objemu
δ	[m]	hrúbka olejového filmu
ε	[-]	pomerná žiarivosť
ζ	[-]	stratový súčiniteľ
η	[-]	účinnosť
η _{all}	[-]	celková účinnosť kompresoru
η _{comb}	[-]	kombinovaná účinnosť kompresoru
η _v	[-]	objemová účinnosť
η _{v,f}	[-]	faktor objemovej účinnosti daný sklzom motora
η _{v,m}	[-]	faktor objemovej účin. daný nevratnými procesmi
η _{v,suc}	[-]	účinnosť nasávania
η _{v,suc} ^{sc}	[-]	faktor objem. účin. daný prehrievaním v potrubí
η _{v,suc} ^{cc}	[-]	faktor objem. účin. daný prehrievaním vo valci
η _{v,v}	[-]	sekundárna objemová účinnosť
θ	[J/kg]	celková energia prúdu

κ	[-]	adiabatický exponent
λ	[W/mK]	tepelná vodivosť
μ	[m ² /s]	dynamická viskozita tekutiny
ρ	[kg/m ³]	hustota
σ	[Wm ⁻² K ⁻⁴]	Stefan - Boltzmanova konštanta
τ_{ij}	[-]	tenzor šmykových napätí
ν	[m ⁵ kg ⁻¹ s ⁻¹]	kinematická viskozita
φ	[J/s]	energetický zdroj
$\Phi_{\text{ef,flow}}$	[m ²]	efektívna prietoková plocha
$\Phi_{\text{ef,force}}$	[m ²]	efektívna silová plocha
ω	[rad/s]	uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa

Index Význam

actual, sk	skutočný
amb	okolie
b	spätný tok (backflow)
c, celk	celkový
comp_0	teplota na začiatku kompresie
cond	kondenzátor, v kondenzátore
cyl	vo valci
d, dis	výtlak, výtláčna strana kompresoru
dc	výtláčna komora
dm	tlmič na výtlaku
dt	výtláčne potrubie
dl	výtláčne potrubie za schránkou kompresoru
elec	elektrický(á)
evap	výparník, vo výparníku
gap	medzera medzi piestom (príp. piestnym krúžkom) a stenou valca
h	hlava
id	ideálny
ie	vnútorné prostredie
in	na vstupe do domény/elementu
isen	izoentropicky
leak, leakage	únik netesnosťami
mech	mechanický(á)
mot	motor
o	olej
out	na výstupe z domény/elementu
s, suc	nasávania, sacia strana kompresoru
sc	sacia komora
sl	sacie potrubie
sm	sací tlmič
shell	schránka / obal kompresoru
th	teoretický(á)
w	stena valca

Skratky	Význam
CA	poloha kľukového hriadeľa (Crank Angle)
CFD	výpočtová dynamika tekutín (z angl. „computational fluid dynamics“)
COP	výkonný faktor (chladiaci / topný faktor)
DÚ	dolná úvrat' piestu
FSI interaction“)	interakcia medzi pevným telesom a tekutinou (z angl. „fluid structure interaction“)
HÚ	horná úvrat' piestu
KO	kontrolný objem
MKP	metóda konečných prvkov
MKO	metóda konečných objemov
NS	Navier – Stokesove (rovnice)

Zoznam obrázkov

Obrázok 1.1: Rozdelenie objemových kompresorov.	15
Obrázok 1.2: Oblasť využitia rôznych druhov kompresorov.	15
Obrázok 1.3: Jednočinný a dvojčinný kompresor.	15
Obrázok 1.4: Pracovný cyklus kompresoru a popis jednotlivých dejov	16
Obrázok 1.5: Priebeh kompresie pre ideálny (adiabatický dej) a skutočný (polytropický dej) kompresor v T-s diagrame.	17
Obrázok 1.6: Indikátorový diagram skutočného kompresoru.	17
Obrázok 1.7: Energetické straty v piestovom kompresore.	18
Obrázok 1.8: Podiel jednotlivých procesov na termodynamických stratách v kompresore [4]. ..	19
Obrázok 1.9: (a) Zdvihový objem a nasávaný objem v p-V diagrame,.....	21
Obrázok 1.10: Pohyb ventilu.....	24
Obrázok 1.11: Typy ventilov a ventilových dosiek.....	25
Obrázok 1.12: Korelácia teploty na počiatku kompresie, COP faktoru a indikovaného príkonu [29]	25
Obrázok 2.1: Porovnanie kvázi-statického a 1D výpočtového modelu: (a) tlak vo valci, (b) rýchlosť ventilu [41].....	30
Obrázok 2.2: Geometria kompresoru použitá Aignerom [1].....	32
Obrázok 2.3: Porovnanie procesov kompresie.	36
Obrázok 2.4: Tepelný tok predpovedaný modelom Disconzi [51].	38
Obrázok 2.5: Priemerný koeficient prestupu tepla pre jednotlivé steny kompresora a geometrie ventilu [75].....	39
Obrázok 2.6: Prenos tepla pre jednotlivé steny [75].	39
Obrázok 2.7: Tepelný tok rôznymi povrchmi v kompresore podľa Pereiru: (a) počas výtlaku; (b) počas nasávania [74].	39
Obrázok 3.1: Schematický náčrt kľukového mechanizmu v kompresore.....	41
Obrázok 3.2: Náčrt ventilu v čase výtlaku v kompresore [2].....	43
Obrázok 3.3: Schéma metodologického postupu vývoja modelu.	46
Obrázok 3.4: Priebeh tlaku počas jednej otáčky kľuky	48
Obrázok 3.5: Priebeh tlaku počas jednej otáčky kľuky - detail sanie.....	48
Obrázok 3.6: Priebeh tlaku počas jednej otáčky kľuky - detail výtlak.....	49
Obrázok 3.7: Priebeh teploty počas jednej otáčky kľuky.....	49
Obrázok 3.8: Poloha sacieho ventilu počas jednej otáčky kľuky	50
Obrázok 3.9: Zatváranie sacieho ventilu - detail.....	50
Obrázok 3.10: Priebeh rýchlosti sacieho ventilu počas nasávania	51
Obrázok 3.11: Priebeh rýchlosti ventilu počas nasávania - detail	51
Obrázok 3.12: Poloha výtláčneho ventilu počas jednej otáčky kľuky	52
Obrázok 3.13: Priebeh rýchlosti výtláčneho ventilu počas nasávania.....	52
Obrázok 3.14: Hustota tepelného toku v závislosti na polohe kľuky	53
Obrázok 3.15: Schematický náčrt kompresoru s vyznačenými kontrolnými objemami. [9].....	55
Obrázok 3.16: Kombinácia termodynamického a termálneho modelu	56
Obrázok 3.17: Inštrumentácia kompresoru.	56
Obrázok 3.18: (a) Schematický náčrt plynového okruhu a (b) náčrt cyklu v diagrame [9]	57
Obrázok 3.19: Teplota vo výtláčnej komore v závislosti na výtláčnom tlaku pre rôzne tlaky nasávania.....	60
Obrázok 3.20: Teplota steny valca v závislosti na výtláčnom tlaku pre rôzne tlaky nasávania... ..	60
Obrázok 3.21: Závislosť teploty steny na prietoku	61
Obrázok 3.22: Závislosť teploty vo výtláčnej komore na prietoku kompresorom.....	61
Obrázok 3.23: Teplota v sacjej komore v závislosti na prietoku kompresorom.....	61

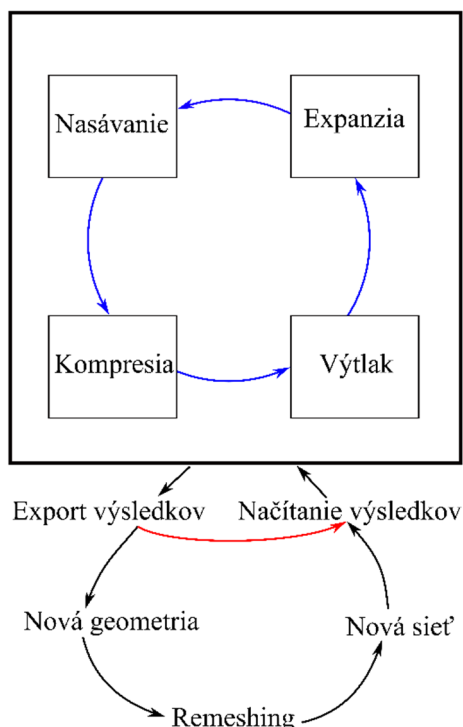
Obrázok 3.24: Priebeh teploty počas jednej otáčky kľuky pre rôzne modely prestupu tepla.....	63
Obrázok 3.25: Priebeh tlaku počas jednej otáčky kľuky pre rôzne modely prestupu tepla.....	64
Obrázok 3.26: Charakteristická rýchlosť pre jednotlivé modely prestupu tepla.....	64
Obrázok 3.27: Tepelný tok v rámci jednej otáčky kľukovej hriadele, R134a, $T_{stena} = 90\text{ °C}$, $T_{in} = 50\text{ °C}$	65
Obrázok 3.28: Tepelný tok v rámci jednej otáčky kľukovej hriadele, CO ₂ , $T_{stena} = 140\text{ °C}$, $T_{in} = 50\text{ °C}$	65
Obrázok 3.29: Geometrický model kompresoru.....	70
Obrázok 3.30: Tepelný tok počas jednej otáčky kľukovej hriadele.....	71
Obrázok 3.31: Rýchlosť vo valci kompresoru (CA 803 °).....	72
Obrázok 3.32: Rýchlosť vo valci kompresoru (CA 775 °).....	72
Obrázok 4.1: Schématický náčrt trate.....	76
Obrázok 4.2: Zapojenie snímača otáčok Kistler.....	78
Obrázok 4.3: Zapojenie tlakového snímača Kistler.....	78
Obrázok 4.4: Tuhosť pružiny na výtlačnom ventile s označením obmedzovača pohybu.....	79
Obrázok 4.5: Tuhosť pružiny na sacom ventile s označením obmedzovača pohybu.....	80
Obrázok 4.6: Efektívna prietoková plocha sacieho ventilu.....	81
Obrázok 4.7: Efektívna silová plocha pre sací ventil.....	81
Obrázok 4.8: Efektívna prietoková plocha výtlačného ventilu.....	82
Obrázok 4.9: Efektívna silová plocha výtlačného ventilu.....	82
Obrázok 4.10: Model kompresoru s tlakovým snímačom.....	83
Obrázok 4.11: Indikačný diagram pre pracovný bod A6.....	84
Obrázok 4.12: Indikačný diagram pre pracovný bod A6 a "priemerný cyklus" kompresoru.....	84
Obrázok 4.13: Priemerný cyklus a smerodajná odchýlka pre namerané body (A6).....	84
Obrázok 4.14: Porovnanie experimentálnych dát (A6) s matematickým výpočtom (reComp)....	85
Obrázok 4.15: Porovnanie experimentálnych dát (A6) s matematickým výpočtom (reComp) - detail sanie.....	85
Obrázok 4.16: Porovnanie experimentálnych dát (A6) s matematickým výpočtom (reComp) - detail výtlak.....	86
Obrázok 4.17: Porovnanie štyroch nameraných priemerných cyklov (A6) s matematickým modelom (reComp).....	87
Obrázok 4.18: Porovnanie štyroch nameraných priemerných cyklov (A6) s matematickým modelom - detail sanie.....	87
Obrázok 4.19: Porovnanie štyroch nameraných priemerných cyklov (A6) s matematickým modelom - detail výtlak.....	88
Obrázok 4.20: Objemový prietok kompresorom Orlick.....	88
Obrázok 4.21: Model vzduchového kompresoru použitého na experimentálne meranie.....	91
Obrázok 4.22: Kontrolné objemy v kompresore a body merania.....	92
Obrázok 4.23: Objemová účinnosť analyzovaného kompresoru.....	93
Obrázok 4.24: Teploty v kompresore pre pracovné podmienky T1P4.....	94
Obrázok 4.25: Teploty v kompresore pre pracovné podmienky T2P4.....	94
Obrázok 4.26: Teploty v kompresore pre pracovné podmienky T3P1.....	94
Obrázok 4.27: Teploty v kompresore pre pracovné podmienky T4P5.....	95
Obrázok 4.28: Intenzita prehrievania v sacom potrubí.....	95
Obrázok 4.29: Zvýšenie teploty na výtlaku vzhľadom k teplote okolia.....	96
Obrázok 4.30: Objemová účinnosť v závislosti na teplote nasávania.....	97
Obrázok 4.31: Výsledky CFD simulácie hybridného modelu.....	97

Zoznam tabuliek

Tabuľka 1.1: Energetický úbytok chladiacej kapacity [16].	22
Tabuľka 1.2: Objemová účinnosť kompresoru [15].	22
Tabuľka 2.1: Korelačné vzťahy prestupu tepla pre jednotlivé deje vo valci kompresora [52].	37
Tabuľka 3.1: Hmotnostné toky kompresorom.	53
Tabuľka 3.2: Účinnosti kompresoru.	54
Tabuľka 3.3: Prehľad pracovných podmienok pri experimentálnom meraní.	57
Tabuľka 3.4: Výsledky experimentálneho merania teplôt na kompresore - kalibračné meranie.	58
Tabuľka 3.5: Hodnoty globálnych súčiniteľov prestupu tepla.	58
Tabuľka 3.6: Porovnanie výsledkov merania a matematického modelu.	59
Tabuľka 3.7: Zmena teploty pri zmene výtláčného tlaku z minimálneho (10 bar) na maximálny (20 bar).	62
Tabuľka 3.8: Vlastnosti kompresoru.	63
Tabuľka 3.9: Okrajové podmienky v simulácii.	63
Tabuľka 3.10: Celkové prenesené teplo počas otáčky kľukovej hriadele, $t_{\text{wall}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ and $t_{\text{in}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.	66
Tabuľka 3.11: Celkové prenesené teplo počas otáčky kľukovej hriadele, $t_{\text{wall}} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ and $t_{\text{in}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.	66
Tabuľka 3.12: Izoentropická účinnosť, faktor hmotnostného toku a teplota na počiatku kompresie pre CO_2 a teplotu plynu na vstupe $T_{\text{in}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.	67
Tabuľka 3.13: Izoentropická účinnosť, faktor hmotnostného toku a teplota na počiatku kompresie pre R134a a teplotu plynu na vstupe $T_{\text{in}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.	67
Tabuľka 3.14: Pomer indikovanej práce, hmotnostného toku a rozdiel v teplote na počiatku kompresie pre rôzne teploty nasávania ($T_{\text{in}_50^\circ\text{C}} / T_{\text{in}_80^\circ\text{C}}$).	68
Tabuľka 3.15: Prenesené teplo pre rôzne rýchlosti kompresora, rýchlosť 3500 ot/min = 100 %, $t_{\text{in}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{wall}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$.	69
Tabuľka 3.16: Vlastnosti kompresoru.	71
Tabuľka 3.17: Okrajové podmienky simulácie.	71
Tabuľka 3.18: Percentuálne rozdelenie preneseného tepla medzi plochy v kompresore - jedna otáčka.	71
Tabuľka 3.19: Percentuálne rozdelenie tepelného toku medzi jednotlivé plochy.	72
Tabuľka 3.20: Porovnanie semi-empirických modelov tepla s numerickou simuláciou.	73
Tabuľka 3.21: Pomer tepelného toku spočítaného integrálnymi vzťahmi a numerickou simuláciou.	74
Tabuľka 4.1: Rozmery a vlastnosti kompresoru Orlík EK4-2.	77
Tabuľka 4.2: Snímače osadené na kompresore.	77
Tabuľka 4.3: Pracovné podmienky počas indikačného merania.	78
Tabuľka 4.4: Momenty dosiahnutia maximálneho a minimálneho tlaku.	86
Tabuľka 4.5: Rovnice energetických bilancií pre kontrolné objemy kompresoru.	92
Tabuľka 4.6: Pracovné body kompresoru počas experimentálneho merania.	92
Tabuľka 4.7: Hodnoty globálnych súčiniteľov prestupu tepla.	93
Tabuľka 4.8: Zvýšenie teploty medzi pracovnými podmienkami T1xx a T4xx pre príslušné časy kompresoru.	96

Príloha A

Princíp remeshing je zobrazený na Obrázku A. Pre každý proces v kompresore je vytvorená samostatná výpočtová doména s prednastavenou polohou ventilov a piestu. Doména Kompresia má



Obrázok A: Schéma priebehu numerického výpočtu.

ventily v uzavretej polohe a výpočet začína z DÚ. Po prekonaní výtláčného tlaku a sily od pružiny pôsobiacej na ventil sa výpočet zastaví a exportujú sa výsledky. Tie sa načítajú na doménu Výtlak, v ktorej je výtláčny ventil prednastavený do minimálnej polohy otvorenia (0,00005 m) a pohyb ventilu je riadený pomocou Rigid Body Solver v Ansys CFX. Na ventil pôsobí sila od pružiny a po dosiahnutí maximálnej polohy zapôsobí na ventil ešte tzv. kompenzačná sila. Tá slúži na zastavenie ventilu v predpísanej polohe a nahrádza tak obmedzovač polohy. Po návrate ventilu do minimálnej polohy otvorenia sa výpočet zastaví a pokračuje výpočet na doméne Expanzia až do bodu, kedy sú prekonané sily na otvorenie sacieho ventilu. Opäť po návrate sacieho ventilu do minimálnej polohy otvorenia nastáva ukončenie procesu nasávania a pokračuje prípadne proces Kompresia. Dôležité je taktiež správne nastavenie polohy piestu pri každom prechode z ukončeného procesu na nový proces. Preto nie je možné proces úplne zautomatizovať. Poloha piestu pri prechode medzi jednotlivými procesmi totiž nie je vždy rovnaká ani pri viacerých cykloch. Objavujú sa veľmi malé rozdiely, ktoré však môžu spôsobiť skokovú zmenu tlaku vo valci.

Remeshing je nastavený pre všetky procesy vo valci. Existuje niekoľko možností na jeho aktiváciu. Prvou je kvalita siete v kritických miestach (v okolí ventilov). V prípade, že kvalita siete klesne pod prednastavenú hodnotu, zastaví sa výpočet a vytvorí sa výsledkový súbor. Na základe aktuálnej polohy pohyblivých domén sa upraví geometria v programe ICEM, kde sa zároveň na základe skriptu vytvorí nová sieť. Na novú sieť sa nainterpolujú výsledky a výpočet pokračuje ďalej. Ďalšou aktivačnou podmienkou môže byť časový krok, prípadne poloha ventilu. Príklad aktivačnej podmienky pre sací ventil je v nasledujúcom kóde:

```
INTERRUPT CONTROL:  
  INTERRUPT CONDITION: Interrupt Condition 1  
    Logical Expression = SUC Reseated  
    Option = Logical Expression  
  END  
  INTERRUPT CONDITION: Interrupt Condition 2  
    Logical Expression = cstep == 10  
    Option = Logical Expression  
  END  
  INTERRUPT CONDITION: Interrupt Condition 3  
    Logical Expression = if(mesh_quality < 30°,1,0)  
    Option = Logical Expression  
  END  
END
```

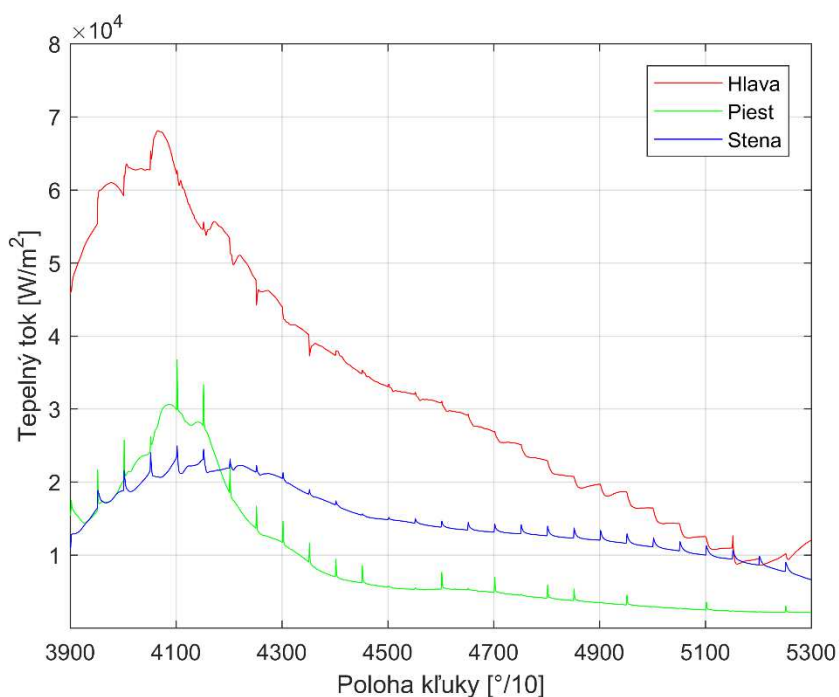
Aktivačná podmienka *Interrupt Condition 1* slúži na zastavenie celého výpočtu a na prechod z procesu nasávania na proces kompresie (návrat ventilu do sedla). Podmienka *Interrupt Condition 2* spúšťa proces remeshing každých 10 časových krokov. Posledná podmienka sleduje ortogonalitu siete v blízkosti sacieho ventilu. V prípade, že klesne pod 30° , spustí sa remeshing. Príkazy spustenia remeshing v CFX je uvedený v nasledujúcom kóde.

```

REMESH: Remesh 1
Activation Condition List = Interrupt Condition 2
Geometry File = E:/Kompresor/CFD/Valves/icem_valve/suction/suction.tin
Location = SOLID
Mesh Replay File = E:/Kompresor/CFD/Valves/icem_valve/suction/replay_suction.rpl
Option = ICEM CFD Replay
  ICEM CFD GEOMETRY CONTROL:
    Option = Automatic
    ICEM CFD PART MAP: Part Map 1
      Boundary = piston
      ICEM CFD Parts List = PISTON
    END
    ICEM CFD PART MAP: Part Map 2
      Boundary = SuctionValve
      ICEM CFD Parts List = SUCTIONVALVE,SUCTIONVALVEFRIEND
    END
  END
END

```

Pre spustenie remeshing je nutné zadať súbor s geometriou a naprogramovaný skript pre vytvorenie novej siete. Štruktúra skriptu je pre každú geometriu iná a musí byť vytvorená v jazyku *Tcl/Tk*. Skript je možné priamo vytvoriť v programe ICEM. Nevýhodou tohto postupu je vnášanie chyby do výpočtu pri interpolácii výsledkov na novú geometriu. Pre zvýšenie presnosti sa nastavuje *tri-lineárna* interpolačná schéma pre tlak a rýchlosť namiesto *lineárnej*. Aj v tomto prípade však môže nastávať problém viditeľný na Obrázku B, kedy sa po remeshingu skokovo zmení hodnota súčiniteľu prestupu tepla, ale po niekoľkých iteráciách sa opäť vráti na svoj pôvodný trend. Z toho dôvodu boli výsledky numerickej simulácie v postprocessingu upravené a skokové zmeny boli zahladené.



Obrázok B: Priebeh tepelného toku vo valci kompresoru na rôznych povrchoch.

Príloha B

Systém rovníc použitých v termálnom modeli na výpočet teplotného poľa v chladiacom kompresore. Energia je privádzaná a odvádzaná vo forme hmotnostného toku a entalpie $\dot{m}_i h_i$ pre príslušnú okrajovú podmienku kontrolného objemu, alebo vo forme zdieľaného tepla $UA_{i-j}(T_i - T_j)$ medzi dvojicou kontrolných objemov.

Sací tlmič

Kompresor má priame nasávanie a tak prúdi celý hmotnostný tok z nasávacieho otvoru (vstup do kompresoru) priamo do sacieho tlmiča, $\dot{m}_c h_{sl}$. Časť plynu sa vracia z valca vplyvom spätného toku cez sací ventil, $\dot{m}_{b,suc} h_i$, a do sania je prisávaný aj plyn zo schránky kompresoru, $\dot{m}_{leak} h_{ie}$. Z tlmiča prúdi plyn cez saciu komoru priamo do valca, $\dot{m}_{suc} h_{sc}$. Cez stenu sacieho potrubia je plyn ohrievaný od vnútorného prostredia v schránke kompresoru, $UA_{ie-sm}(T_{ie} - T_{sm})$.

$$\dot{m}_c h_{sl} + \dot{m}_{b,suc} h_i + \dot{m}_{leak} h_{ie} - \dot{m}_{suc} h_{sc} + UA_{ie-sm}(T_{ie} - T_{sm}) = 0$$

Teplota v sacom tlmiči, T_{sm} je daná ako priemerná hodnota teploty v sacom potrubí T_{sl} (resp. na vstupe do kompresoru) a teploty na vstupe do valca T_{sc} (kompresnej komory).

$$T_{sm} = \frac{T_{sl} + T_{sc}}{2}$$

Valec

Do valca prúdi plyn cez saciu komoru, $\dot{m}_{suc} h_{sc}$, a ďalší energetický tok je do valca privádzaný spätným tokom cez výtláčny ventil, $\dot{m}_{b,dis} h_{dc}$. Výstup z kontrolného objemu predstavuje hmotnostný tok cez výtláčny ventil s entalpiou stlačeného plynu $\dot{m}_{dis} h_i$, ďalej spätný tok cez sací ventil, $\dot{m}_{b,suc} h_i$, úniky *netesnosťami*, $\dot{m}_{leak} h_i$ a prestup tepla do oleja, $UA_{cyl-oil}(T_{cyl} - T_{oil})$. Do kontrolného objemu je privádzaná tiež energia vo forme práce piestu, W_{ind} a energia generovaná trením Q_{pc} a v ložiskách Q_b .

$$\dot{m}_{suc} h_{sc} + \dot{m}_{b,dis} h_{dc} - \dot{m}_{dis} h_i - \dot{m}_{b,suc} h_{sc} - \dot{m}_{leak} h_i - UA_{cyl-oil}(T_{cyl} - T_{oil}) + W_{ind} + Q_{pc} + Q_b = 0$$

Výtláčna komora

Do výtláčnej komory prúdi plyn z valca $\dot{m}_{dis} h_i$ a odchádza plyn cez spätný tok výtláčnym ventilom $\dot{m}_{b,dis} h_{dc}$ a zbytok ďalej do tlmiča na výtlaku $\dot{m}_c h_{dc}$. Časť energie uniká vo forme tepla do vnútorného prostredia, $UA_{dc-ie}(T_{dc} - T_{ie})$.

$$\dot{m}_{dis} h_i - \dot{m}_{b,dis} h_{dc} - \dot{m}_c h_{dc} - UA_{dc-ie}(T_{dc} - T_{ie}) = 0$$

Tlmič na výtlaku

Prichádzajúci energetický tok z komory $\dot{m}_c h_{dc}$ sa prerozdeľuje do hmotnostného toku smerujúceho do výtláčneho potrubia $\dot{m}_c h_{dm}$ a tepla zdieľaného s okolím, $UA_{dm-ie}(T_{dm-m} - T_{ie})$.

$$\dot{m}_c h_{dc} - \dot{m}_c h_{dm} - UA_{dm-ie}(T_{dm-m} - T_{ie}) = 0$$

Teplota v tlmiči T_{dm-m} je opäť priemerovaná z dvoch hodnôt, teploty vo výtláčnej komore T_{dc} a teploty na výstupe z tlmiča T_{dm} .

$$T_{dm-m} = \frac{T_{dc} + T_{dm}}{2}$$

Výtlačné potrubie

Do výtlačného potrubia prichádza energia z tlmiča $\dot{m}_c h_{dm}$ a odchádza do výtlačného potrubia $\dot{m}_c h_{dl}$ a potom ďalej ku kondenzátoru. Teplo je uvoľnené do vnútorného prostredia, $UA_{dt_ie} (T_{dt} - T_{ie})$.

$$\dot{m}_c h_{dm} - \dot{m}_c h_{dl} - UA_{dt_ie} (T_{dt} - T_{ie}) = 0$$

Teplota v potrubí T_{dt} je zložená z teploty na výstupe z tlmiča T_{dm} a teploty na výstupe z kompresoru T_{dl} .

$$T_{dt} = \frac{T_{dm} + T_{dl}}{2}$$

Motor

Rozdiel medzi energiou dodanou do systému a energiou spotrebovanou na prácu, resp. straty v ložiskách a trením formuje účinnosť elektromotoru, resp. disipáciu energie na teplo, Q_{mot} . Celková hodnota generovaného tepla je odvádzaná do okolitého prostredia, $UA_{mot_ie} (T_{mot} - T_{ie})$.

$$Q_{mot} - UA_{mot_ie} (T_{mot} - T_{ie}) = 0$$

$$Q_{mot} = (W_{ind} + Q_{pc} + Q_b) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{el} - 1} \right)$$

Olej

Olej slúži okrem mazania aj na odvod tepla z valca $UA_{cyl_oil} (T_{cyl} - T_{oil})$ do schránky kompresoru $UA_{oil_shell} (T_{oil} - T_{shell})$.

$$-UA_{oil_shell} (T_{oil} - T_{shell}) + UA_{cyl_oil} (T_{cyl} - T_{oil}) = 0$$

Schránka

Z obalu kompresoru, resp. schránky, je teplo odvádzané do okolia, $UA_{shell_amb} (T_{shell} - T_{amb})$. Teplo do schránky je privádzané z oleja $UA_{oil_shell} (T_{oil} - T_{shell})$ a z vnútorného prostredia $UA_{ie_shell} (T_{ie} - T_{shell})$.

$$-UA_{shell_amb} (T_{shell} - T_{amb}) + UA_{ie_shell} (T_{ie} - T_{shell}) + UA_{oil_shell} (T_{oil} - T_{shell}) = 0$$

Vnútorné prostredie

Kontrolný objem charakterizujúci vnútorné prostredie uzatvára systém rovníc termálneho modelu. Do objemu priteká pracovný plyn cez netesnosti vo valci, $\dot{m}_{leak} h_i$ a rovnako tak odteká pri poklese tlaku vo valci rovnakou cestou naspäť, $\dot{m}_{b,leak} h_{ie}$. Zbytok je potom nasávaný do sacieho potrubia. Okrem toho je cez vnútorné prostredie prenášané teplo medzi jednotlivými komponentami kompresoru.

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{leak} h_i - \dot{m}_{b,leak} h_{ie} - UA_{ie_shell} (T_{ie} - T_{shell}) - UA_{ie_sm} (T_{ie} - T_{sm}) + UA_{dc_ie} (T_{dc} - T_{ie}) + \\ & + UA_{dm_ie} (T_{dm_m} - T_{ie}) + UA_{dt_ie} (T_{dt} - T_{ie}) + UA_{mot_ie} (T_{mot} - T_{ie}) = 0 \end{aligned}$$

Príloha C

Výsledky termálneho modelu pre všetky pracovné podmienky.

Pracovné podmienky č.1				
Pozícia	Značka	Nameraná hodnota [°C]	Vypočítaná hodnota [°C]	Pomer [%]
Sacia komora	T_{sc}	61,4	55,8	91
Stena valca	T_w	95,7	95,0	99
Výtlačná komora	T_{dc}	125,5	119,7	95
Tlmič výtlaku	T_{dm}	95,8	88,1	92
Výtlačné potrubie	T_{dl}	72,6	67,9	94
Motor	T_{mot}	80,3	73,9	92
Olej	T_{oil}	66,3	64,1	97
Schránka kompresoru	T_{shell}	61,0	58,1	95
Vnútorne prostredie	T_{ie}	66,0	62,5	95

Pracovné podmienky č.2				
Pozícia	Značka	Nameraná hodnota [°C]	Vypočítaná hodnota [°C]	Pomer [%]
Sacia komora	T_{sc}	53,6	53,6	100
Stena valca	T_w	96,8	95,1	98
Výtlačná komora	T_{dc}	128,1	128,6	100
Tlmič výtlaku	T_{dm}	107,5	112,2	104
Výtlačné potrubie	T_{dl}	88,9	92,9	104
Motor	T_{mot}	86,5	90,1	104
Olej	T_{oil}	70,5	69,6	99
Schránka kompresoru	T_{shell}	65,0	64,7	100
Vnútorne prostredie	T_{ie}	71,0	70,8	100

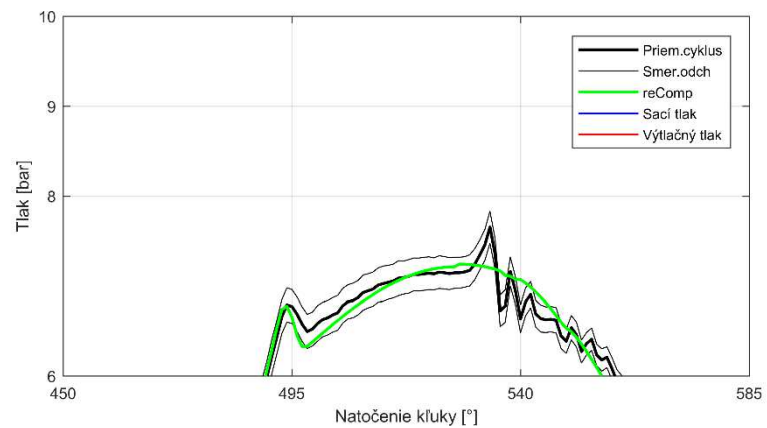
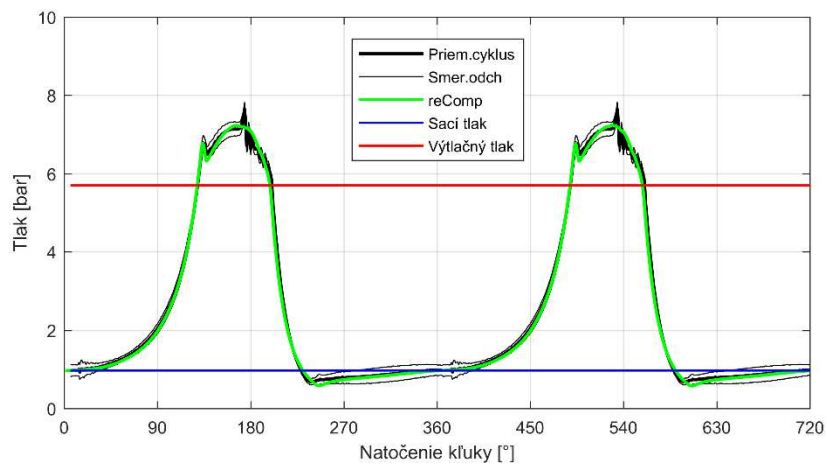
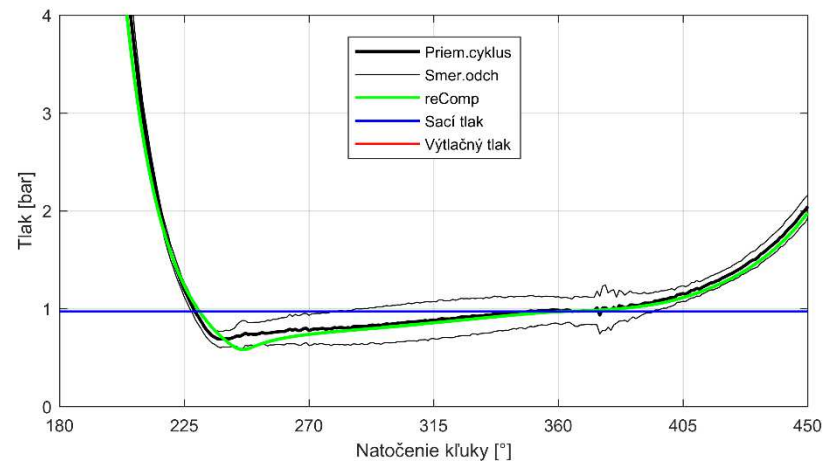
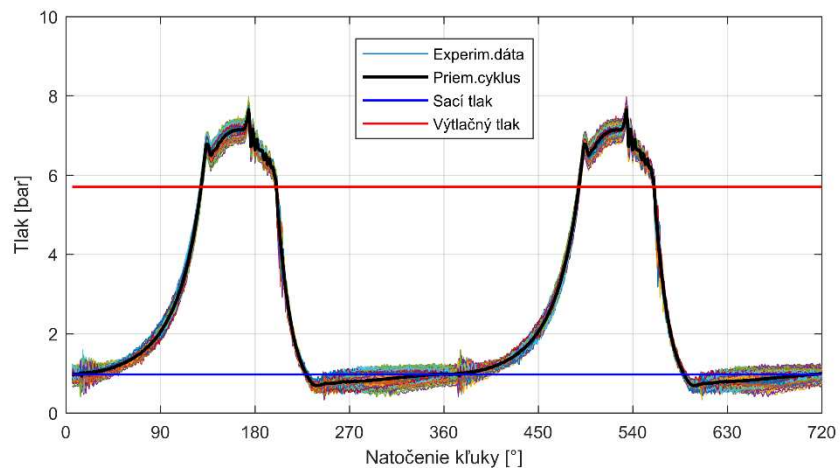
Pracovné podmienky č.3				
Pozícia	Značka	Nameraná hodnota [°C]	Vypočítaná hodnota [°C]	Pomer [%]
Sacia komora	T_{sc}	53,9	53,9	100
Stena valca	T_w	91,6	91,8	100
Výtlačná komora	T_{dc}	120,7	120,9	100
Tlmič výtlaku	T_{dm}	97,8	98,0	100
Výtlačné potrubie	T_{dl}	76,6	76,7	100
Motor	T_{mot}	79,5	79,3	100
Olej	T_{oil}	65,1	65,2	100
Schránka kompresoru	T_{shell}	60,0	60,1	100
Vnútorne prostredie	T_{ie}	65,0	65,1	100

Pracovné podmienky č.4				
Pozícia	Značka	Nameraná hodnota [°C]	Vypočítaná hodnota [°C]	Pomer [%]
Sacia komora	T_{sc}	52,3	52,1	100
Stena valca	T_w	87,9	87,7	100
Výtlačná komora	T_{dc}	114,9	114,9	100
Tlmič výtlaku	T_{dm}	94,0	93,8	100
Výtlačné potrubie	T_{dl}	73,9	73,8	100
Motor	T_{mot}	77,1	76,7	100
Olej	T_{oil}	63,4	63,0	99
Schránka kompresoru	T_{shell}	58,0	58,2	100
Vnútorne prostredie	T_{ie}	63,0	62,9	100

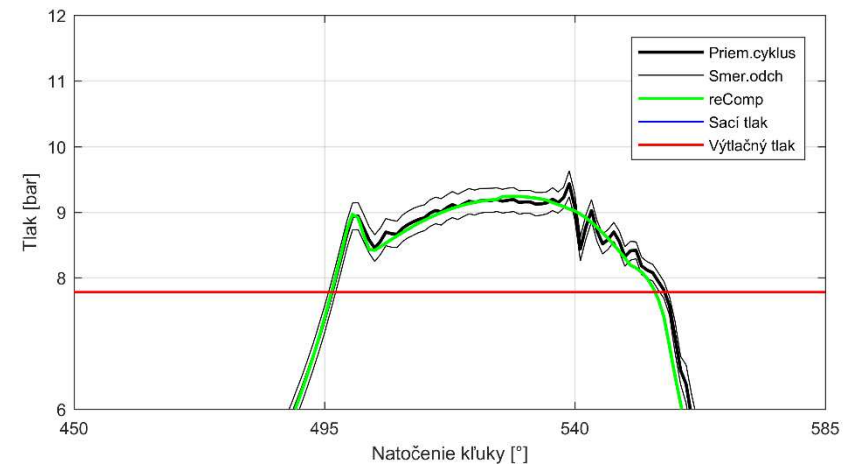
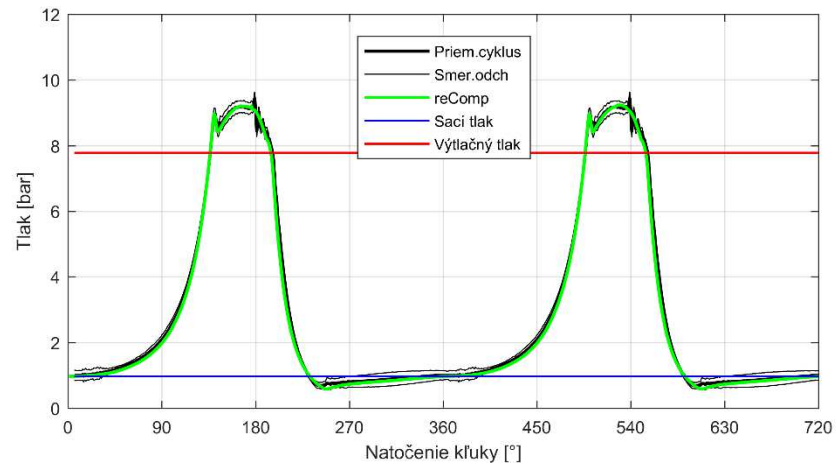
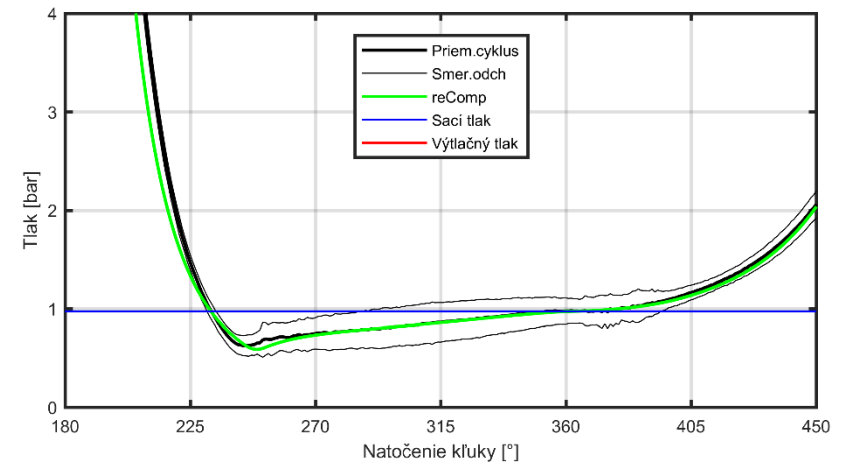
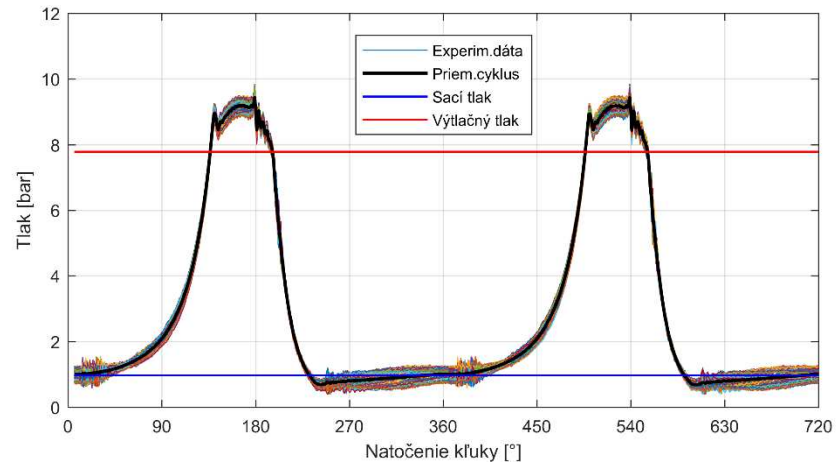
Pracovné podmienky č.5				
Pozícia	Značka	Nameraná hodnota [°C]	Vypočítaná hodnota [°C]	Pomer [%]
Sacia komora	T_{sc}	51,2	50,3	98
Stena valca	T_w	88,0	85,9	98
Výtlačná komora	T_{dc}	115,5	113,7	98
Tlmič výtlaku	T_{dm}	97,1	98,3	101
Výtlačné potrubie	T_{dl}	79,1	80,8	102
Motor	T_{mot}	78,7	80,8	103
Olej	T_{oil}	65,2	63,6	98
Schránka kompresoru	T_{shell}	59,0	59,3	101
Vnútorne prostredie	T_{ie}	65,0	64,3	99

Príloha D

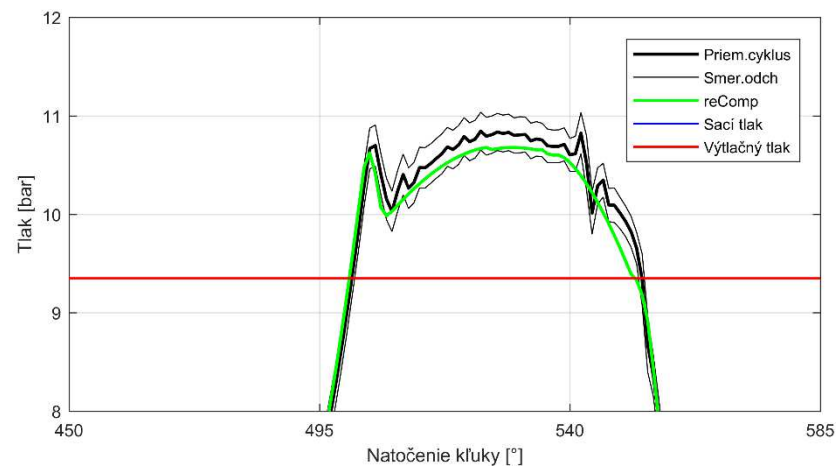
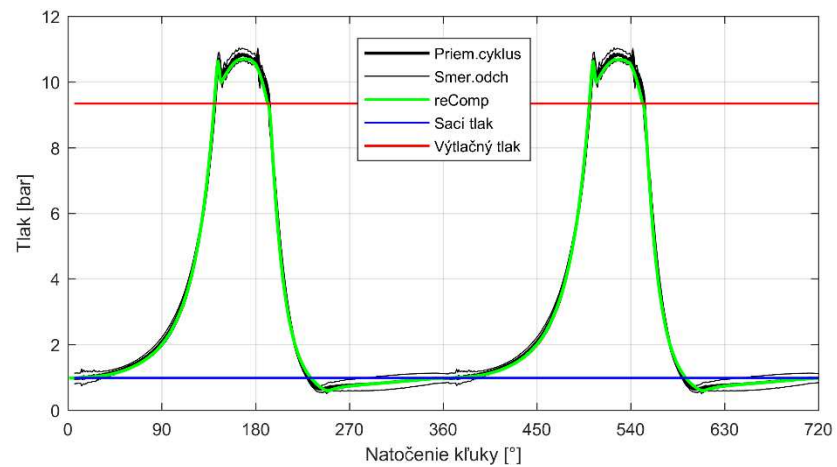
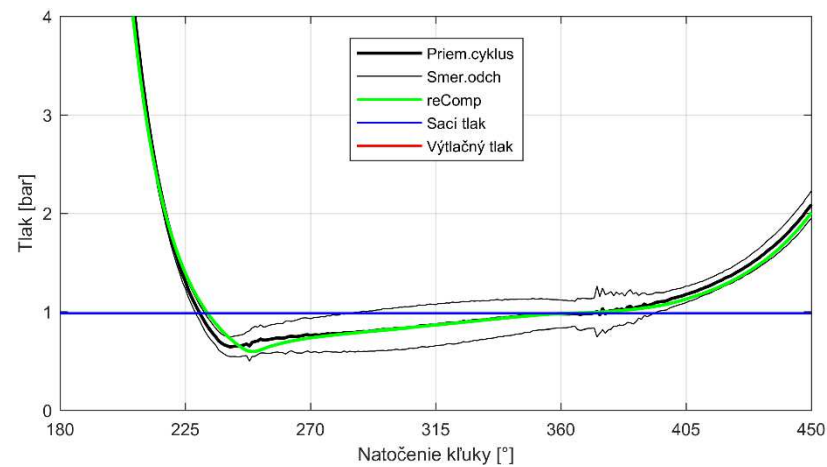
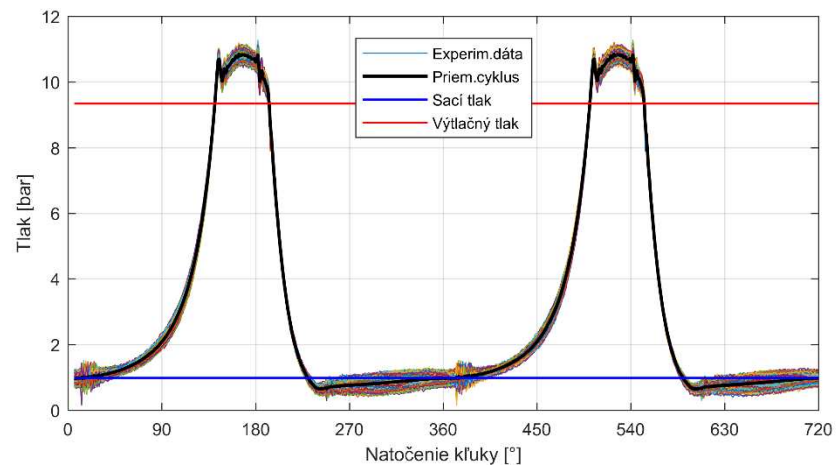
Výsledky termodynamického modelu pre pracovné podmienky A3-400kPa



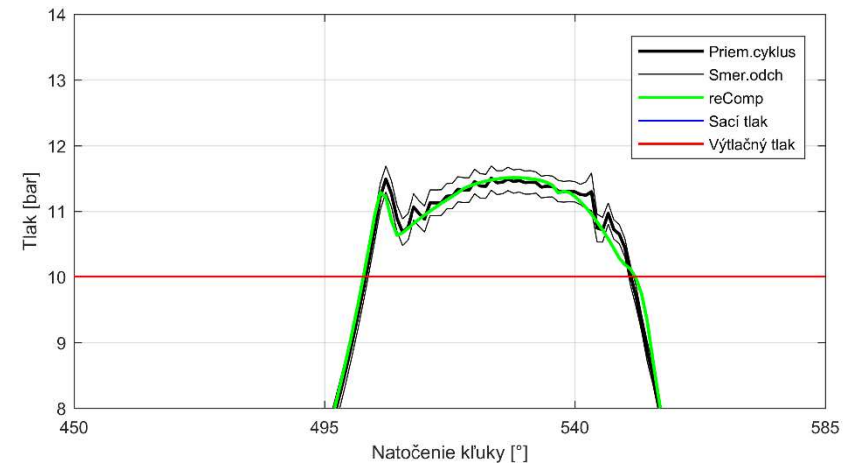
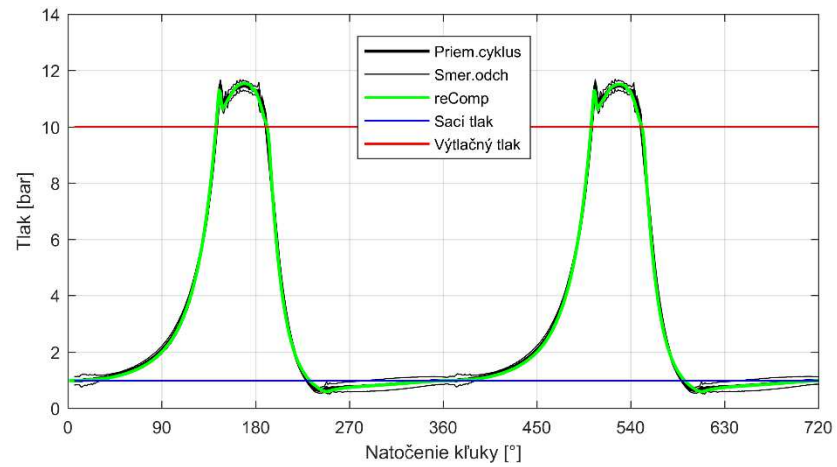
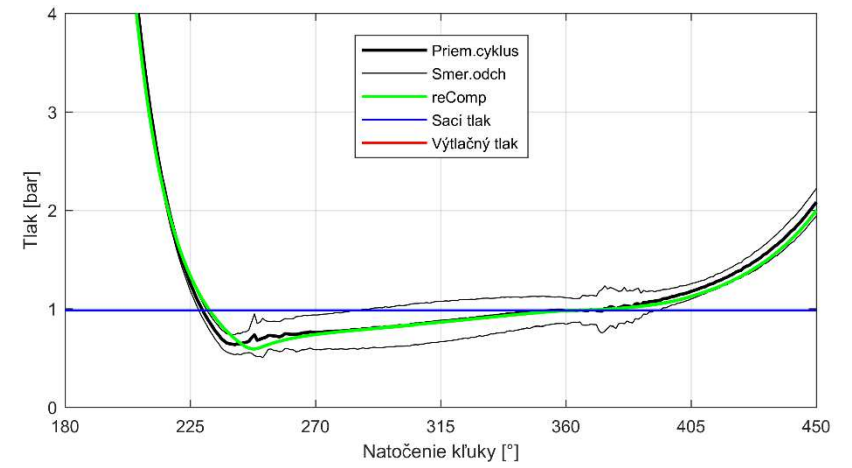
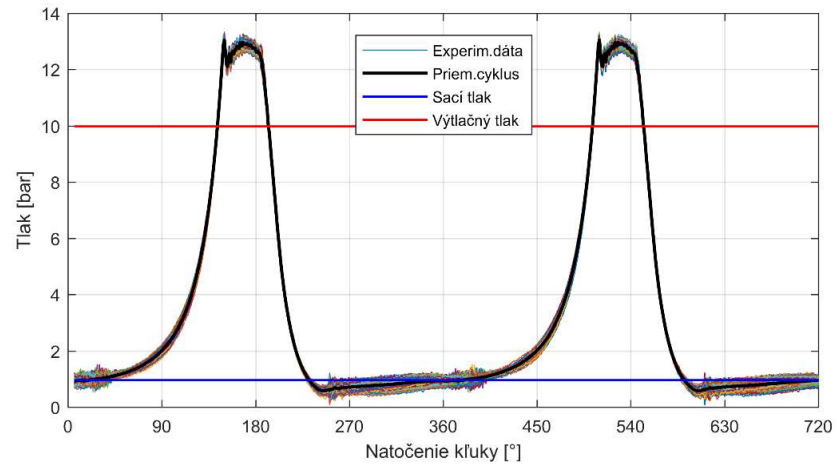
A4-600kPa



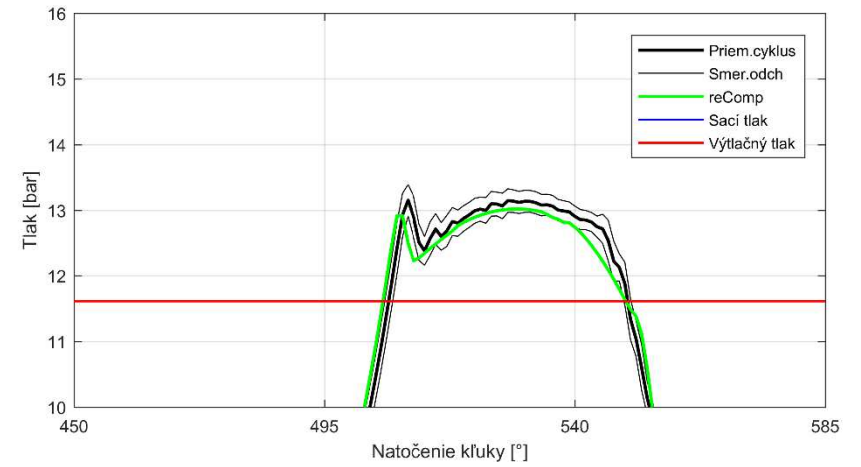
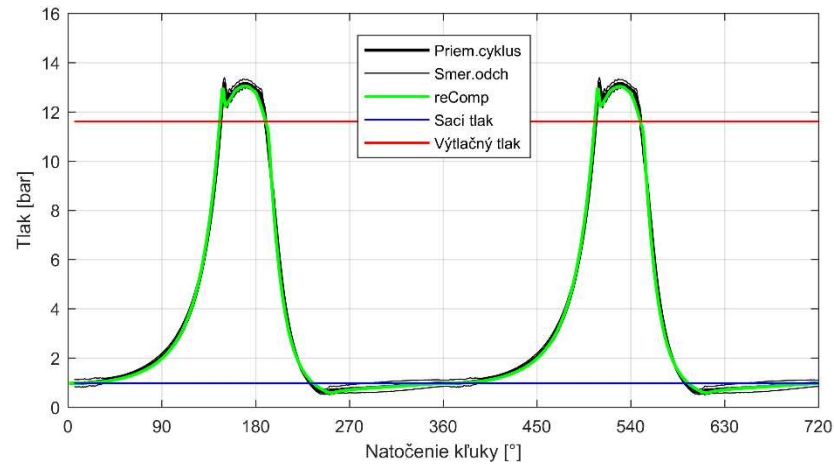
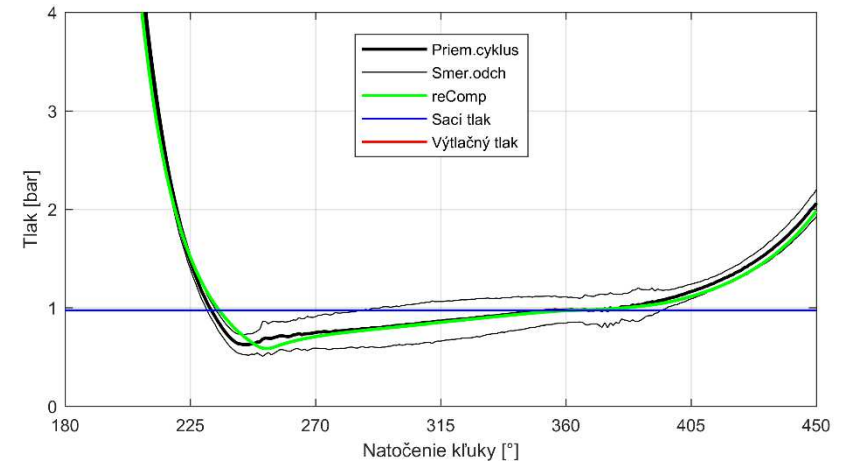
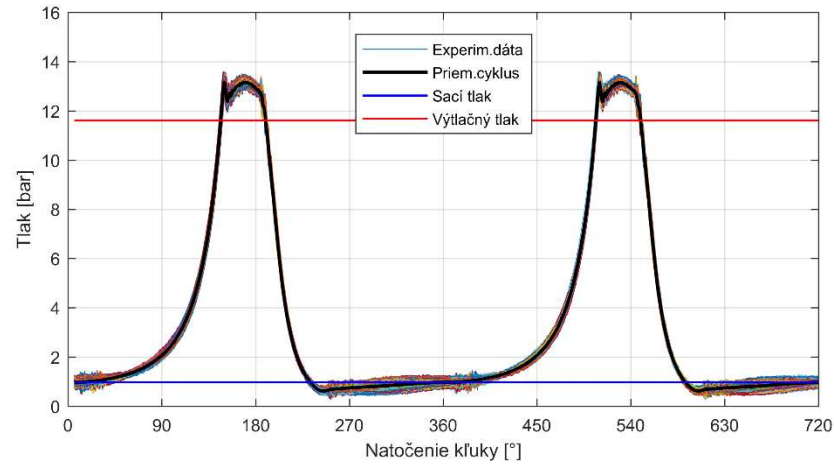
A5-750kPa



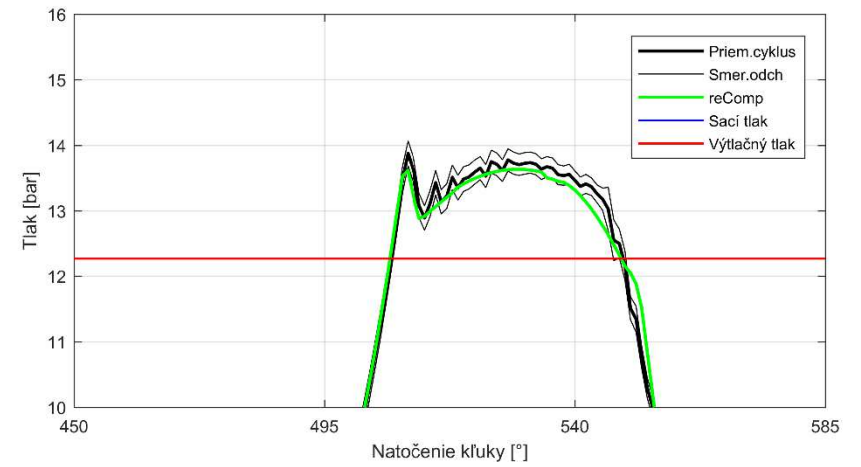
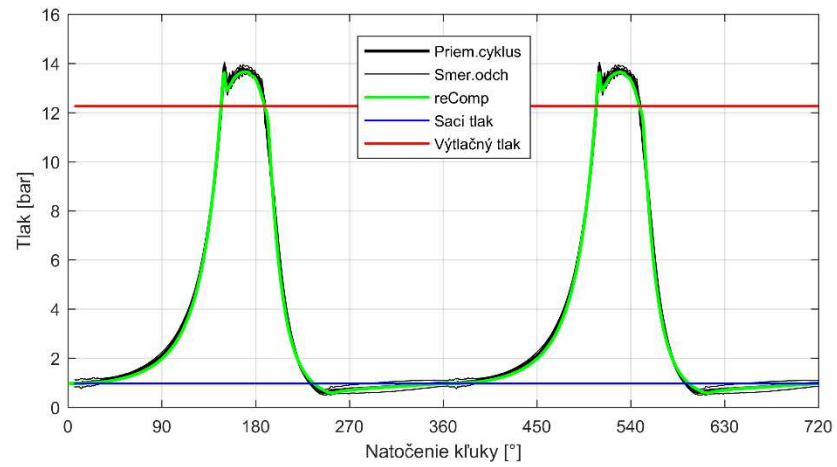
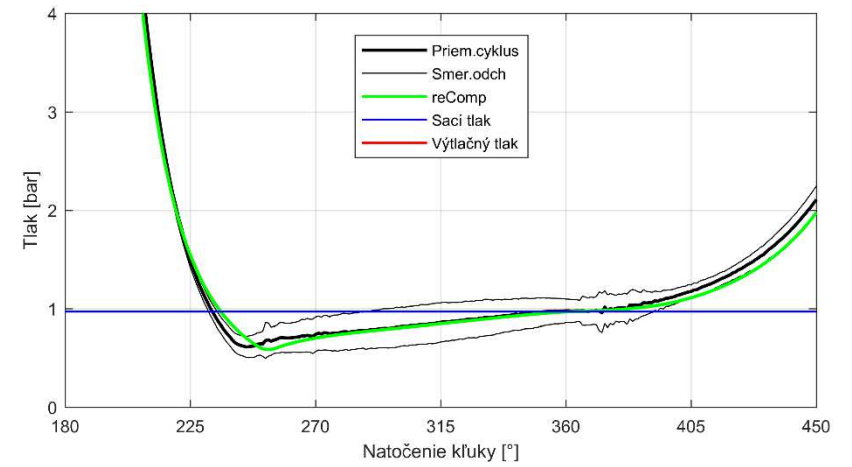
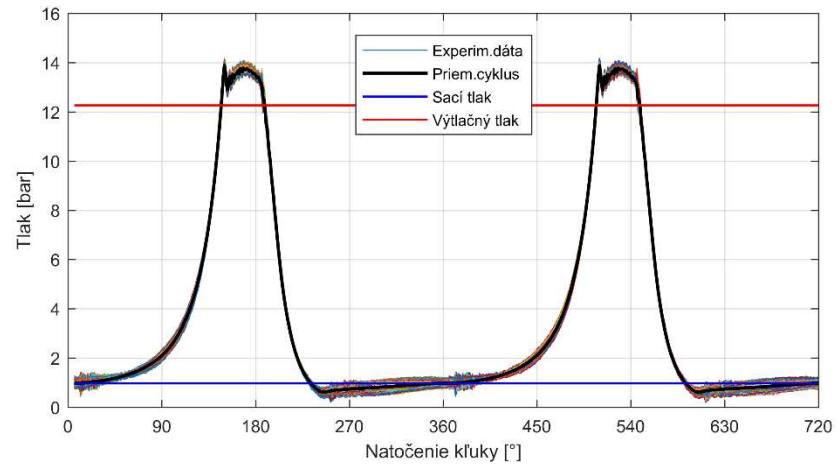
A6-800kPa



A7-950kPa

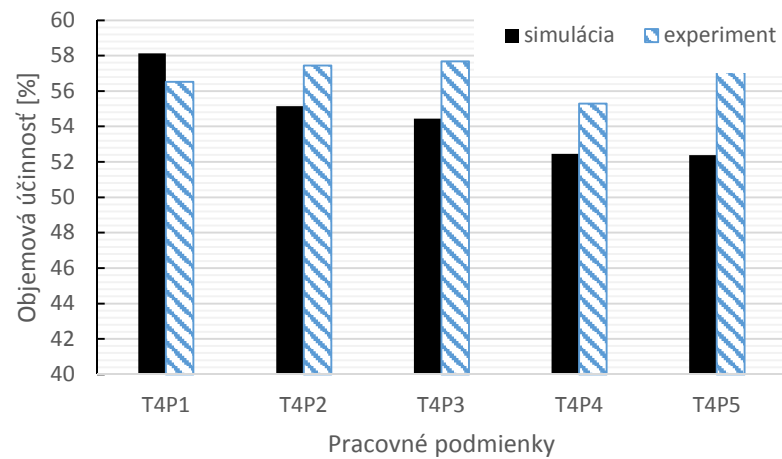
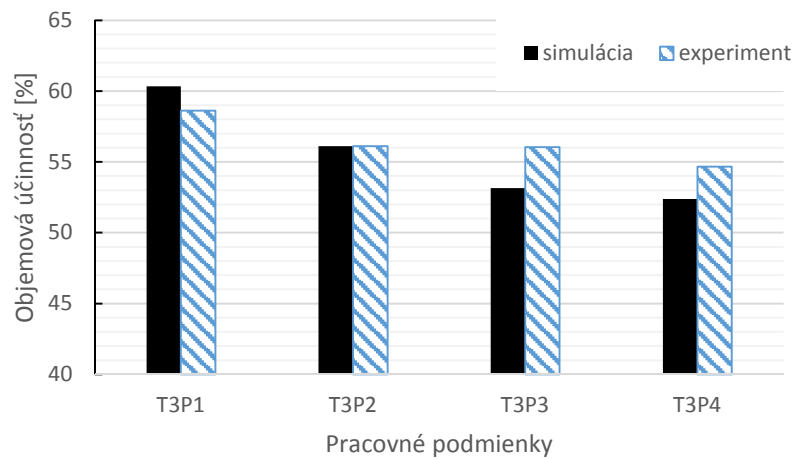
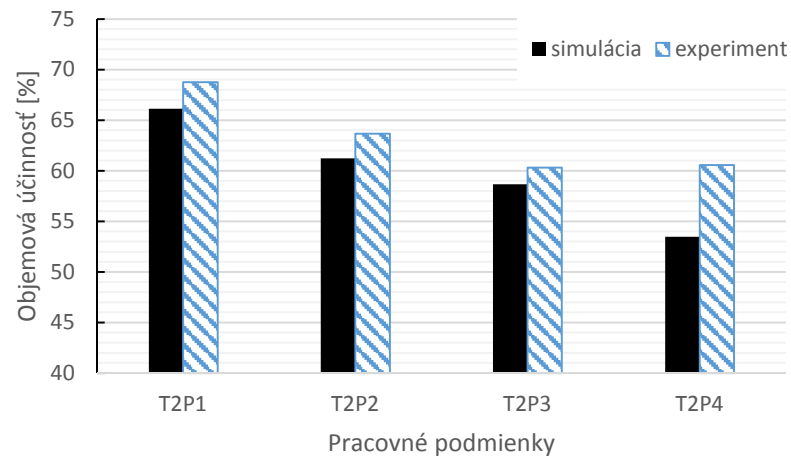
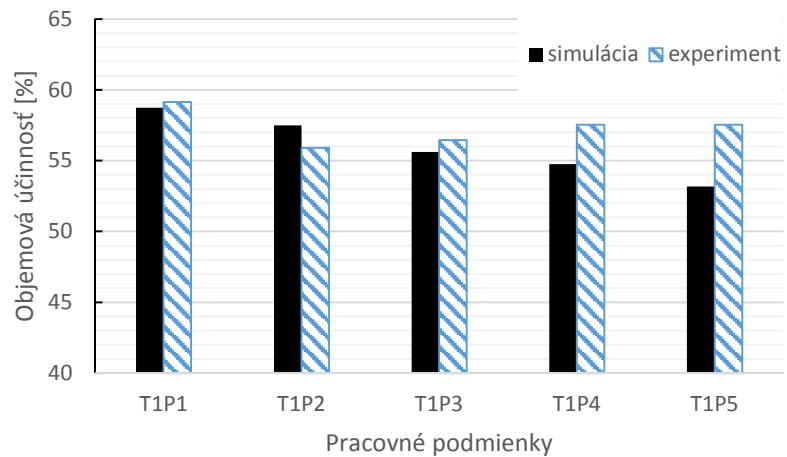


A8-1000kPa



Príloha E

Porovnanie termálneho modelu a experimentálnych výsledkov na kompresore Orlík



Pracovný bod	sc	Teplota v meracom bode [°C]					Pracovný bod	sc	Teplota v meracom bode [°C]				
		cyl	dc	dl	h1	h2			cyl	dc	dl	h1	h2
experimentálne výsledky							experimentálne výsledky						
T1P1	34,0	63,5	115,3	90,4	56,3	62,4	T2P1	13,7	45,9	74,4	63,0	29,5	33,8
T1P2	34,6	65,1	118,5	92,0	59,0	65,3	T2P2	19,3	50,0	94,4	73,4	39,4	45,2
T1P3	37,5	68,9	128,0	98,5	64,0	71,0	T2P3	22,3	53,3	103,8	78,5	45,5	52,1
T1P4	39,2	71,2	133,4	102,5	65,8	73,1	T2P4	30,7	63,2	127,0	95,1	58,3	66,5
T1P5	41,3	74,2	138,3	106,6	69,8	77,5							
matematický model							matematický model						
T1P1	33,5	62,9	111,0	87,4	56,3	62,1	T2P1	13,4	34,6	61,8	49,1	27,9	31,6
T1P2	35,4	65,8	118,4	92,4	59,6	65,8	T2P2	19,4	46,5	87,5	68,3	39,6	44,8
T1P3	37,7	68,0	127,6	98,6	63,8	70,6	T2P3	22,8	52,4	102,1	78,9	46,3	52,3
T1P4	38,7	70,1	132,7	102,4	66,1	73,2	T2P4	29,1	61,9	128,6	97,3	58,3	65,8
T1P5	40,8	71,7	140,3	107,2	69,6	77,1							

Pracovný bod	sc	Teplota v meracom bode [°C]					Pracovný bod	sc	Teplota v meracom bode [°C]				
		cyl	dc	dl	h1	h2			cyl	dc	dl	h1	h2
experimentálne výsledky							experimentálne výsledky						
T3P1	38,8	66,1	114,6	92,2	60,2	65,7	T4P1	60,2	85,1	135,2	111,9	80,9	86,1
T3P2	45,6	75,5	134,4	105,8	72,4	78,5	T4P2	65,2	90,6	145,2	118,8	88,3	94,0
T3P3	49,9	81,7	145,7	114,0	79,2	86,4	T4P3	69,3	99,1	162,2	131,1	97,9	104,4
T3P4	51,2	84,0	149,3	116,0	81,3	88,6	T4P4	69,7	99,8	164,9	132,6	98,7	105,7
							T4P5	73,0	104,1	169,0	135,0	102,8	110,0
matematický model							matematický model						
T3P1	38,8	68,0	110,7	89,1	60,3	65,7	T4P1	61,5	89,4	131,6	108,9	81,8	87,1
T3P2	45,2	76,4	134,6	106,1	71,6	78,3	T4P2	65,8	95,0	147,1	119,6	89,1	95,3
T3P3	48,6	81,0	149,5	115,9	78,2	85,8	T4P3	71,3	101,0	164,5	131,3	97,6	104,7
T3P4	50,1	83,1	154,0	119,0	80,6	88,4	T4P4	71,3	102,2	166,9	132,9	98,4	105,7
							T4P5	74,5	104,8	177,4	139,5	103,4	111,3