



ŽILINSKÁ UNIVERZITA V ŽILINE
Strojnícka
fakulta

AUTOREFERÁT DIZERTAČNEJ PRÁCE

Žilina, 2025

Ing. Adam Miča



ŽILinskÁ UNIVERZITA V ŽILINE
Strojnícka
fakulta

Ing. Adam Miča

AUTOREFERÁT DIZERTAČNEJ PRÁCE

Tepelné čerpadlo s nadkritickým obehom na využitie odpadového tepla

Na získanie akademického titulu **doktor**
(„**philosophiae doctor**“, v skratke „**PhD.**“)
v študijnom odbore Strojárstvo
v študijnom programe Energetické stroje a zariadenia

Žilina 2025

Dizertačná práca bola vypracovaná v dennej forme doktorandského štúdia na Žilinskej univerzite v Žiline, Strojníckej fakulte, Katedra energetickej techniky.

Predkladateľ: Ing. Adam Miča
Žilinská univerzita v Žiline
Strojnícka fakulta
Katedra energetickej techniky

Školiteľ: doc. Ing. Andrej Kapjor, PhD.
Žilinská univerzita v Žiline
Strojnícka fakulta
Katedra energetickej techniky

Oponenti:	1. prof. Ing. Róbert Olšiak, PhD.	STU Bratislava
	2. prof. Ing. Peter Tauš, PhD.	TU Košice
	3. prof. RNDr. Milan Malcho, CSc.	ŽU v Žiline

Autoreferát bol rozoslaný dňa:

Obhajoba dizertačnej práce sa koná dňa 26.8.2025 o 8:00 hod. v miestnosti BC309 na SjF, Univerzitná 8215/1, 010 26, Žilina, pred komisiou pre obhajobu dizertačnej práce schválenou odborovou komisiou v študijnom odbore Strojárstvo, v študijnom programe Katedra energetickej techniky, vymenovanou dekanom Strojníckej fakulty, Žilinskej univerzity v Žiline.

S dizertačnou prácou je možné sa oboznámiť na referáte pre vedu a výskum dekanátu SjF, UNIZA, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.

prof. Ing. Jozef Jandačka, PhD.
predseda komisie pre obhajobu dizertačnej práce

Obsah

ÚVOD	5
Cieľ dizertačnej práce	6
1 Transkritický cyklus CO ₂ s využitím ejektora	6
2 Matematický model a simulácia tepelného čerpadla.....	9
2.1 Matematický model kompresora	10
2.2 Matematický model expanzného ventilu	11
2.3 Jednorozmerný model dvojfázového ejektora.....	11
2.3.1 Kritický dvojfázový model	12
2.3.2 Model prietoku hnacej dýzy	13
2.3.3 Model prietoku sacej dýzy	14
2.3.4 Model prúdenia v zmiešavacej časti.....	14
2.3.5 Model prietoku difúzora	15
2.4 Matematický model výparníka	15
2.4.1 Matematický model chladiča plynu.....	17
2.5 Výsledky simulácie	17
3 Realizácia experimentálneho stavu	20
4 Implementácia zistených poznatkov	24
4.1.1 Zvyšovanie tlaku na vstupe ejektora	24
4.1.2 Výpočet rýchlosti zvuku.....	25
4.1.3 Aerodynamické a sacie hrdlo	25
4.2 Výsledky simulácie	26
4.2.1 Vplyv premenných systémových parametrov na tepelné čerpadlo	28
4.2.2 Súhrn čiastkových výsledkov	36
5 Energetická analýza odpadovej vody	37
5.1 Simulácia fyzikálneho systému.....	39
Záver	41
Prínos pre vedecko-výskumnú oblasť.....	42
Prínos pre technickú prax.....	43
Prínos pre pedagogickú činnosť	43
Zoznam použitej literatúry	44
Zoznam vlastných vedeckých publikácií	47
RESUME	48
SUMMARY	49

ÚVOD

Cieľ Európskej únie je dekarbonizácia krajín Európy. Preto sa všetkých 27 členských štátov EÚ zaviazalo premeniť Európu do roku 2050 na prvý klimaticky neutrálny kontinent. Z toho dôvodu prišla Európska komisia s návrhom, aby prísľuby na zníženie energetickej závislosti priemyslu a budov boli záväzné. To by malo za následok zníženie celkovej spotreby primárnych energetických zdrojov o 36 % až 39 % do roku 2030. Znižovanie energetickej náročnosti sa dá dosiahnuť efektívnym využívaním energie budovách. Teplá voda (TV), ktorú používame napr. na sprchovanie sa ohrieva na 50 °C až 60 °C. Odpadová voda, ktorá sa dostáva do kanalizácie má teplotu približne 20 °C. Z toho vyplýva, že 30 % až 40 % energie zostáva nevyužitých (tieto hodnoty môžu byť ešte vyššie, pretože do odpadovej kanalizácie sa dostáva aj voda studená). Teplota odpadovej vody je celoročne vyššia v porovnaní s bežnými zdrojmi tepla tepelných čerpadiel. S cieľom zvýšiť energetickú efektivitu budov navrhované nadkritické tepelné čerpadlo využíva ako zdroj tepla odpadovú vodu zachytávanú na úrovni budovy. Tepelné čerpadlá sa za určitých podmienok považujú za obnoviteľný zdroj energie. Ako nevýhodou tepelných čerpadiel, sa môže vnímať využívanie chladív. Syntetické chladivá majú vplyv na globálne otepľovanie a poškodzovanie ozónovej vrstvy. Oxid uhličitý (CO_2 , R-744) je prírodné chladivo, ktoré sa vníma ako jedno s najväčším potenciálom pri nahradení syntetických chladív, vzhľadom na jeho termodynamické vlastnosti. Kritický bod CO_2 je pri tlaku 7,37 MPa a teplote 304,1 K, preto je potrebné v prevádzke vykurovania obytných budov pracovať v nadkritickej oblasti. Zároveň na výstupe z kompresora môže mať plyn CO_2 vysoké teploty, ktoré sú vhodné aj pre priemyselné aplikácie. Bežný cyklus kompresie pár s využitím CO_2 v nadkritickej prevádzke má v porovnaní s cyklami syntetických chladív menšie COP v prevádzke vykurovania. Dôvodom sú vyššie prevádzkové tlaky v porovnaní so syntetickými chladivami. Táto práca sa zaoberá využívaním energie prúdu chladiva v procese expanzie ako prvého stupňa kompresie pomocou ejektora na zvýšenie COP. Vzhľadom na to, že regulácia výkonu tepelného čerpadla vykonávaná reguláciou otáčok kompresora zvyšuje COP systému, je bežnou praxou využívať tento druh regulácie v konvenčných tepelných čerpadlách. Regulácia otáčok rozširuje možnosti prevádzkových podmienok, v ktorých tepelné čerpadlo pracuje. Výkon ejektora je priamo závislý na geometrii jeho častí, ktoré sa presne navrhujú na prevádzkové podmienky v systéme. Preto výkon ejektora klesá, keď pracuje v prevádzke mimo návrhových podmienok, čo má negatívny vplyv na COP systému. Regulovať geometriu ejektora a prispôbovať sa rôznym prevádzkovým podmienkam sa dá pomocou posuvnej ihly. Podľa autora práce využitie ejektora s posuvnou ihlou v malých jednotkách nadkritických tepelných čerpadiel málo skúmaná oblasť.

Pre návrh nadkritických tepelných čerpadiel sú potrebné matematické modely jednotlivých komponentov, ktoré presne predpovedajú systémové parametre v prevádzkových podmienkach. Cieľom práce je navrhnuť súhrnný matematický model malej nadkritickej jednotky tepelného čerpadla s chladivom CO_2 s využitím ejektora s posuvnou ihlou. Matematický model zahŕňa korelácie určené pre jedno fázový prenos tepla v doskovom výmenníku (chladič plynu), ktoré tieto termodynamické zmeny lepšie popisujú. Matematický model bude experimentálne overený a použitý pre vytvorenie simulácie reálnej prevádzky nadkritického tepelného čerpadla.

Cieľ dizertačnej práce

Dizertačná práca sa zaoberá identifikáciou potenciálu využitia nadkritického tepelného čerpadla s chladivom CO₂ pracujúcim v podmienkach spätného získavania tepla z odpadových vôd. Na zvýšenie celkovej efektivity systému sa v práci použije ejektor a elektronický expanzný ventil. Práca sa orientuje na zariadenia s malým menovitým výkonom (cca do 10 kW).

Nadkritické CO₂ cykly s regulovateľným ejektorom v malých jednotkách tepelných čerpadiel dôkladne preskúvané. Hlavným cieľom tejto práce je navrhnúť a experimentálne overiť matematický model tepelného čerpadla zloženého z pod-modelov jednotlivých komponentov. Výstupy práce poslúžia k lepšiemu pochopeniu vplyvu odpadovej vody ako zdroja tepla na prevádzku nadkritického tepelného čerpadla a identifikáciu potenciálu rekuperácie energie regulovateľným ejektorom.

V rámci riešenia dizertačnej práce s názvom „Tepelné čerpadlo s nadkritickým obehom na využitie odpadového tepla“ budú spracované nasledovné čiastkové úlohy:

- Návrh matematického modelu všetkých komponentov nadkritického tepelného čerpadla s chladivom CO₂ pre určenie stavov počas prevádzky.
- Simulačný model nadkritického tepelného čerpadla.
- Návrh a realizácia experimentálneho tepelného čerpadla určeného na verifikovanie matematického modelu a simulácie.
- Vyhodnotenie experimentov, analýza prevádzky jednotlivých komponentov a návrh úprav matematických modelov jednotlivých komponentov.
- Verifikácia matematického modelu na základe experimentálneho tepelného čerpadla.

1 TRANSKRITICKÝ CYKLUS CO₂ S VYUŽITÍM EJEKTORA

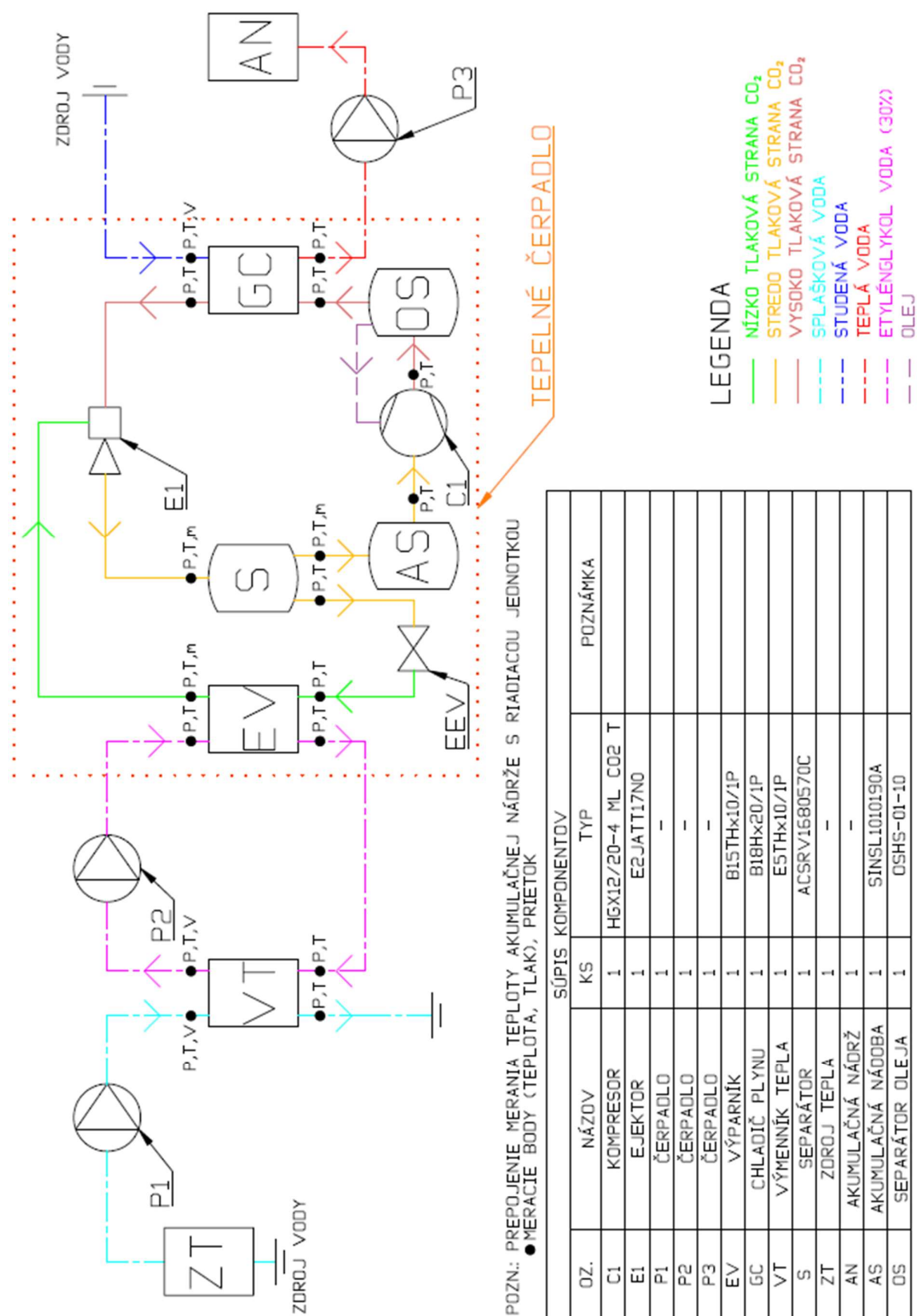
Ejektor predstavuje zariadenie, ktoré využíva energiu prúdiaceho média – tzv. hnacieho (primárneho) prúdu na nasatie a stlačenie iného média, označovaného ako nasávané (sekundárne) médium. Primárne médium je do ejektora privádzané cez dýzu, ktorá má zvyčajne tvar konvergentno-divergentného profilu, aby na jej výstupe dochádzalo k dosiahnutiu nadzvukovej rýchlosti. Sekundárne médium je privádzané súosovo cez prstencový priestor obklopujúci primárnu dýzu. Na výstupe z dýzy dochádza ku kontaktu oboch prúdov – hnacieho a nasávaného – ktoré majú výrazne rozdielne rýchlosti. Tento rozdiel vedie k prenosu hybnosti: primárny prúd sa spomaľuje a sekundárny zrýchľuje. V prípade, že je primárny prúd nadzvukový, dochádza v zmiešavacej oblasti k tvorbe sonickým rázom. Tento zmiešaný prúd je následne spomalený v difúzore, aby sa jeho kinetická energia premenila na tlak a výstupný tlak dosiahol požadovanú hodnotu medzi vstupným tlakom hnacieho média a nízkym „sacím“ tlakom sekundárneho média.

Na Obr. Obr. 1.1 je znázornená bloková schéma experimentálneho zariadenia. Experimentálne zariadenie sa skladá z tepelného čerpadla, troch prietokových čerpadiel (P1, P2 a P3), výmenníka tepla (VT), zdroja tepla (ZT) a z akumulačnej nádoby. Studená voda sa ohrievała zdrojom tepla (ZT). Prietok sa nastavil pomocou čerpadla s reguláciou (P1). Teplota a prietok vody odpovedali teplote odpadovej vody v obytných budovách. Studená voda sa bude v tejto časti ďalej označovať ako splašková voda. Splašková voda prúdila do výmenníka tepla, kde vplyvom rozdielu teplôt medzi splaškovou vodou a chladiacim roztokom (zmes etylénglykolu a vody 30%) dôjde k prenosu tepla zo splaškovej vody do

chladiaceho roztoku. Chladiaci roztok ďalej prúdil do výparníka tepelného čerpadla (EV), kde dochádza k prenosu tepla z chladiaceho roztoku do chladiva (R744/CO₂). Prietok chladiaceho roztoku sa podľa potreby nastavil prietokovým čerpadlom s reguláciou otáčok (P2). Studená voda sa ohrievala v chladiči plynu tepelného čerpadla (GC) a prúdila do akumuláčnej nádoby. Prietok ohrievanej vody sa podľa potreby nastavil prietokovým čerpadlom s reguláciou otáčok (P3).

Kompresor nasával pary chladiva (bod 1) a stláčal ich do nadkritickej oblasti CO₂ (bod 2). Za kompresor sa zaradil odlučovač, ktorý odseparoval olej od chladiva. Olej následne prúdil cez olejové potrubie späť do kompresora. Ďalej chladivo prúdilo do chladiča plynu, kde dochádzalo k prenosu tepla medzi chladivom a sekundárnou tekutinou (bod 3). Z chladiča plynu prúdilo chladivo o nižšej teplote do ejektora, kde dochádzalo k expanzii chladiva vplyvom prúdenia cez dýzu. Prúdenie cez konvergentnú dýzu vytváralo podtlak, vďaka ktorému sa CO₂ vo forme pár nasalo z výparníka (bod 7). V ejektore sa tieto dva prúdy zmiešali a dochádzalo k viacfázovému prúdeniu o strednom tlaku (bod 4) (tlak bol vyšší ako je tlak vo výparníku ale zároveň bol pod kritickým tlakom). Ďalej bol v systéme zaradený separátor plyných a kvapalných frakcií chladiva (S). Ten slúžil na oddelenie kvapalnej zložky chladiva od pár, z dôvodu možného poškodenia kompresora kvapalným chladivom. Vzhľadom na to, že sa počas návrhu experimentálneho stavu bližšie neskúmala optimálna geometria separátora, s prihliadnutím na premenlivé prevádzkové podmienky sa medzi separátor a kompresor zaradil akumulátor chladiva (z angl. suction accumulator). Cieľom bolo zachytávať kvapalnú zložku chladiva v prípade, ak separátor nedokáže úplne odseparovať kvapalnú a plynú zložku chladiva. (Chladivo zachytené v akumulátore sa postupne vyparilo vplyvom prestupu tepla s okolím). Pary sa nasávali do kompresora (bod 1) a cyklus sa opakoval. Kvapalná zložka chladiva sa odseparovala a prúdila cez expanzný ventil (bod 5) do výparníka (bod 6). Kvapalné chladivo v expanznom ventile expandovalo na zvolený tlak vyparovania.

Počas meraní sa menila frekvencia kompresora od 30 Hz až po 50 Hz. V závislosti od frekvencie kompresora sa menili prevádzkové parametre. Zmenám prevádzkových parametrov sa prispôbovala geometria ejektora. Geometria ejektora sa menila pomocou zasúvania resp. vysúvania posuvnej ihly. Počas tohto procesu sa kontinuálne merala teplota, tlak a prietok chladiva.



Obr. 1.1 Schéma experimentálneho zariadenia

2 MATEMATICKÝ MODEL A SIMULÁCIA TEPELNÉHO ČERPADLA

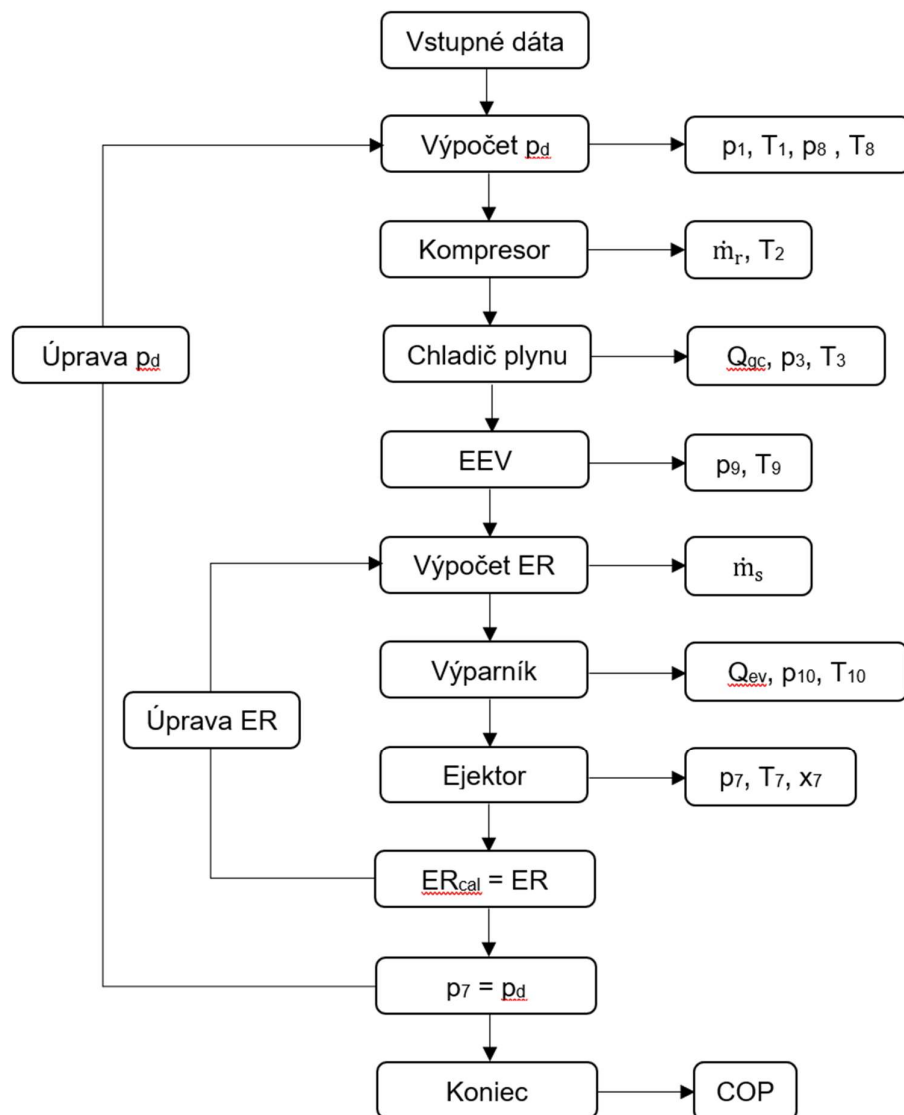
Matematická 1D simulácia nadkritického tepelného čerpadla sa vytvorila čiastkovými modelmi jednotlivých komponentov. Simulácia sa vykonala a analyzovala v softvéri matlab 2023b. Na určenie termodynamických vlastností pracovných látok (CO_2 , voda, zmes etylénglykolu a vody) sa v simulácii použila termodynamická knižnica CoolProp. Matematický model cyklu tepelného čerpadla sa definoval parametrami jednotlivých komponentov a systémovými parametrami:

- Kompresor: objem piestovej komory, otáčky kompresoru pri 50 Hz a príkon,
- Chladič plynu: geometria výmenníka tepla, druh sekundárnej kvapaliny, tlak a teplota sekundárnej kvapaliny, prietok sekundárnej kvapaliny,
- Výparník: geometria výmenníka tepla, druh sekundárnej kvapaliny, tlak a teplota sekundárnej kvapaliny, prietok sekundárnej kvapaliny,
- Ejektor: geometria a účinnosť jednotlivých častí ejektoru.

Systémové variabilné parametre boli:

- Teplota na výstupe z chladiča plynu,
- Teplota vyparovania,
- Úroveň prehriata pár na výstupe z výparníka,
- Aktívna plocha hnacej dýzy,
- Frekvencia kompresoru.

Na Obr. 2.1 je zobrazený postup výpočtu matematickej simulácie. Simulácia TČ sa začala výpočtom optimálneho výstupného tlaku kompresoru, optimálneho kompresného pomeru a pomeru strhávania ejektoru. Na základe optimálneho výstupného tlaku kompresoru a kompresného pomeru sa zistil tlak na vstupe kompresora (p_1 , bod 1). Tlak na vstupe kompresora je rovnaký ako tlak v separátore a na výstupe z ejektora (p_d , bod 7). Optimálny výstupný tlak kompresoru a optimálny pomer strhávania boli použité ako odhadované hodnoty pre začatie iteračného procesu. Hmotnostný prietok $\dot{m}_r$ a teplota na výstupe z kompresora sa zistili pomocou modelu kompresora. Tepelný výkon Q_{gc} a tlak v bode 3 (p_3) sa zistili pomocou modelu chladiča plynu. Proces expanzie v elektrickom expanznom ventile sa uvažoval ako izoentalpický. Pre simuláciu výparníka a ejektoru bolo potrebné poznať hmotnostný prietok vo výparníku $\dot{m}_s$, ktorý sa zistil pomocou pomeru strhávania ER. Ako počiatočná hodnota ER sa zvolil optimálny pomer strhávania. Výpočet sa opakoval pokiaľ zvolený pomer strhávania ER nebol rovný pomeru strhávania ER_{cal} . Tepelný výkon Q_{ev} , tlak (p_{10}) a teplota (T_{10}) v bode 10 sa zistili pomocou modelu výparníka. Pomer strhávania ER_{cal} , tlak, teplota a suchosť pár (x_7) v bode 7 sa zistili pomocou modelu ejektora. Celý výpočet sa opakoval pokiaľ sa tlak v bode 7 (p_7) nerovnal odhadovanému tlaku na vstupe kompresora (p_d). Následne sa na základe vypočítaných termodynamických podmienok stanovilo COP systému.



Obr. 2.1 Postup výpočtu matematickej simulácie tepelného čerpadla

2.1 Matematický model kompresora

Vstupné parametre pre výpočet hmotnostného prietoku $\dot{m}_r$ a entalpie na výstupe z kompresora ($h_{c,suc}$) je potrebné poznať tlak na vstupe ($p_{c,suc}$) a na výstupe z kompresora ($p_{c,dis}$). Tlak na vstupe kompresora ($p_{c,suc}$) sa rovná tlaku na výstupe z ejektora ($p_{ej,dif}$). Pre tlak na výstupe z ejektora platí:

$$PL_{opt} = \frac{p_{ej,dif}}{p_{ej,suc}} \quad (1)$$

kde $p_{ej,suc}$ je tlak na saní ejektora.

Optimálny tlakový pomer ejektora PL_{opt} sa vyjadril korekčnou rovnicou:

$$PL_{opt} = 0.998 + 0.0013t_{ev} + 0.00245t_{gc,out} - 0.000107t_{ev}t_{gc,out} + 0.0000247t_{gc,out}^2 + 0.000105t_{ev}^2 \quad (2)$$

Hmotnostný prietok chladiva kompresorom sa vyjadril zo vzťahu:

$$\dot{m}_r = \rho_1 \eta_v V_s \frac{N}{60} \quad (3)$$

Korelácia objemovej a izoentropickej účinnosti sa použila pre semi-hermetické kompresory. Objemová účinnosť η_v kompresora sa určila zo vzťahu:

$$\eta_v = 0.9207 - 0.0756 \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}} \right) + 0.0018 \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}} \right)^2 \quad (4)$$

Izoentropická účinnosť $\eta_{is,c}$ kompresora sa určila zo vzťahu:

$$\eta_{is,c} = \frac{h_{c,dis,s} - h_{c,suc}}{h_{c,dis} - h_{c,suc}} \quad (5)$$

$$\eta_{is,c} = -0.26 + 0.7952 \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}} \right) - 0.2803 \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}} \right)^2 + 0.0414 \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}} \right)^3 - 0.0022 \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}} \right)^4 \quad (6)$$

2.2 Matematický model expanzného ventilu

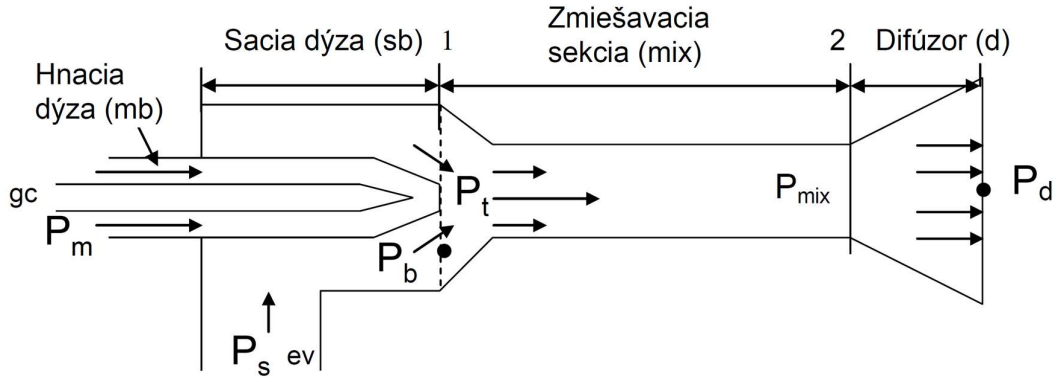
V experimentálnom tepelnom čerpadle sa použil elektrický expanzný ventil. Proces expanzie v expanznom ventile sa uvažoval ako adiabatický proces.

$$h_{EEV,in} = h_{EEV,out} \quad (7)$$

2.3 Jednorozmerný model dvojfázového ejektora

Na Obr. 2.2 je znázornená schéma ejektora. Termodynamický proces ejektora v nadkritickom cykle CO_2 je založený na prúdení stlačeného CO_2 cez hnaciu dýzu (z angl. Motive nozzle), kde dochádza k expanznému procesu. CO_2 expanduje z tlaku v chladiči plynu (p_3) na tlak v zbernej komore (p_b) (z angl. receiver chamber). Zároveň sa mení entalpia z h_3 na h_{mb} a rýchlosť chladiva z v_3 na v_{mb} . Prúdením chladiva cez ejektor vzniká podtlak na vstupe nasávania ejektora, kde je nasávané CO_2 vo forme pár z výparníka. Chladivo expanduje z tlaku vo výparníku (p_7) na tlak v zbernej komore (p_b). Zároveň sa mení entalpia z h_7 na h_{sb} a rýchlosť na v_{sb} . V zmiešavacej časti sa prúd z výparníka a chladiča plynu zmiešajú

a dosiahne sa rovnovážny stav, teda CO_2 má tlak p_{mix} , entalpiu h_{mix} a rýchlosť v_{mix} . CO_2 ďalej prúdi do difúzora, kde sa premieňa kinetická energia na energiu vnútornú, čím sa zvýši tlak z p_{mix} na p_4 .



Obr. 2.2 Schéma dvojfázového ejektora (Liu, F., Groll, E.A., & Li, D., 2012)

V experimentálnom zariadení a použil programovateľný ejektor s pohyblivou ihlou. Celkový model ejektora sa skladal zo štyroch pod-modelov: model prúdenia hnacej dýzy, model prietoku sacej dýzy, model prietoku zmiešavacej sekcie, model prúdenia difúzora. Pre výpočet jednotlivých modelov bolo potrebné poznať plochu prierezu a účinnosť jednotlivých pod-modelov.

2.3.1 Kritický dvojfázový model

V práci uvažovalo, že tlak, teplota a rýchlosť zmiešaného prúdu sú rovnaké. Matematický model vychádzal z rovníc pre zachovanie hmotnosti, hybnosti a energie:

$$\frac{d}{dz}(A\rho_{\text{mix}}v) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{d}{dz}(A\rho_{\text{mix}}v^2) + A\frac{dp}{dz} = -\Gamma_w\tau_w + A\rho_{\text{mix}}g_z \quad (9)$$

$$\frac{d}{dz}\left[A\rho_{\text{mix}}v\left(h_{\text{mix}} + \frac{v^2}{2}\right)\right] = \Gamma_h q_w + A\rho_{\text{mix}}vg_z \quad (10)$$

kde hustota ρ_{mix} a entalpia h_{mix} dvojfázovej zmesi chladiva sú závislé na úrovni suchosti pary x . Vzhľadom na predpoklad, že zmes chladiva je v homogénnej rovnováhe (napr. rýchlosť kvapalnej a plynnej časti zmesi je rovnaká), suchosť pár x je funkciou termodynamických vlastností nasýtených pár.

$$v_{\text{mix}} = \frac{1}{\rho_{\text{mix}}} = xv_g + (1-x)v_1 \quad (11)$$

$$h_{\text{mix}} = xh_g + (1-x)h_1 \quad (12)$$

Vzhľadom na to, že uvažujeme o prietoku chladiva ako o adiabatickom, môžeme zvoliť p , v , a x ako závislé premenné na prúde. Potom platí:

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} \left(x \left(\frac{\partial v_g}{\partial p} \right)_{\text{sat}} + (1-x) \left(\frac{\partial v_1}{\partial p} \right)_{\text{sat}} \right) - \frac{v_{\text{mix}}}{v} (v_g - v_1) \\ 1 \\ \left(x \left(\frac{\partial h_g}{\partial p} \right)_{\text{sat}} + (1-x) \left(\frac{\partial h_1}{\partial p} \right)_{\text{sat}} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{v}{v_{\text{mix}}} & 0 \\ v & (h_g - h_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{dp}{dz} \\ \frac{dv}{dz} \\ \frac{dx}{dz} \end{bmatrix} \\
& = \begin{bmatrix} \frac{v_{\text{mix}}}{A} \frac{dA}{dz} \\ -\frac{\Gamma_w}{A} \tau_w + \frac{g_z}{v_{\text{mix}}} \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{13}$$

Chladivo prúdi v superkritickom stave do dýzy ejektora, kde expanduje do podkritickej dvojfázovej oblasti. Podmienka kritického prúdenia nastáva, keď je determinant koeficientu matice na ľavej strane rovnice (10) rovný nule. To sa môže vyjadriť ako (Zhang & Yamaguchi, 2021):

$$\begin{bmatrix} v'_{\text{mix}} & -\frac{v_{\text{mix}}}{v} & (v_g - v_1) \\ 1 & \frac{v}{v_{\text{mix}}} & 0 \\ h'_{\text{mix}} & v & (h_g - h_1) \end{bmatrix} = 0 \tag{14}$$

kde:

$$v'_{\text{mix}} = x v'_g + (1-x) v'_1 = x \left(\frac{\partial v_g}{\partial p} \right)_{\text{sat}} + (1-x) \left(\frac{\partial v_1}{\partial p} \right)_{\text{sat}} \tag{15}$$

$$h'_{\text{mix}} = x h'_g + (1-x) h'_1 = x \left(\frac{\partial h_g}{\partial p} \right)_{\text{sat}} + (1-x) \left(\frac{\partial h_1}{\partial p} \right)_{\text{sat}} \tag{16}$$

Výpočtom determinantu rov. (14), výraz pre rýchlosť zvuku možno získať:

$$v_c = \sqrt{\frac{v_{\text{mix}}^2 (h_g - h_1)}{(v_g - v_1)(h'_{\text{mix}} - v_{\text{mix}}) - v'_{\text{mix}} (h_g - h_1)}} \tag{17}$$

Rýchlosť zvuku je iba funkciou suchosti pár a tlaku prúdiaceho chladiva.

2.3.2 Model prietoku hnacej dýzy

Prúdenie v hnacej dýze sa uvažovalo ako jednorozmerné a ustálené. Vzhľadom na to, že poznáme izoentropickú účinnosť hnacej dýzy η_m , vstupný tlak p_m a teplotu na vstupe T_m , môžeme vypočítať iteračnou metódou výstupný tlak hnacej dýzy p_t a rýchlosť v_t odhadnutím p_t ($0 < p_t < p_c$). Z definície izoentropickej účinnosti môžeme následne získať entalpiu na výstupe:

$$h_t = h_m - \eta_m (h_m - h_{t,\text{is}}) \tag{18}$$

Výstupnú rýchlosť hnacej dýzy potom vieme odvodiť z rovnice zachovania energie medzi vstupom a výstupom hnacej dýzy:

$$h_m = h_t + \frac{v_t^2}{2} \tag{19}$$

Vzhľadom na to, že poznáme p_t a h_t , vieme určiť aj x_t , pretože x_t je funkciou p_t a h_t . Dosadením x_t a p_t do rovnice rýchlosti zvuku (17) môžeme vypočítať rýchlosť zvuku v_c , ktorá by sa mala rovnať rýchlosti na výstupe z hnacej dýzy v_t . Odhadovaný tlak p_t sa upravuje, kým sa nedosiahne konvergencia ($v_t = v_c$). Po dosiahnutí konvergenzie poznáme v_t a teda hmotnostný prietok $\dot{m}_m$ určíme z rovnice:

$$\dot{m}_m = \rho_t A_t v_t \quad (20)$$

Plochu hrdla A_t hnacej dýzy poznáme z konštrukcie ejektora a hustotu dvojfázového chladiva ρ_t vyjadríme pomocou rovnice:

$$\rho_t = \frac{1}{\frac{x_t}{\rho_{g,t}} + \frac{1-x_t}{\rho_{l,t}}} \quad (21)$$

2.3.3 Model prietoku sacej dýzy

Hmotnostný prietok sacej dýzy sa vypočítal určením vstrekovacieho pomeru ϕ_{inj} :

$$\dot{m}_s = \phi_{inj} \dot{m}_m \quad (22)$$

tlak p_b a rýchlosť v_b môžu byť určené iteráčnou metódou, ak poznáme tlak p_s a entalpiu h_s na vstupe do sacej dýzy, izoentropickú účinnosť η_s a plochu dýzy A_b . Na začiatku výpočtu sa tlak na výstupe zo sacej dýzy p_b odhadol a z rovnice o izoentropickej účinnosti sa vypočítala špecifická entalpia na výstupe sacej dýzy h_b :

$$h_b = h_s - \eta_s (h_s - h_{b,is}) \quad (23)$$

Výstupná rýchlosť hnacej dýzy sa odvodila z rovnice zachovania energie medzi vstupom a výstupom hnacej dýzy:

$$h_s = h_b + \frac{v_b^2}{2} \quad (24)$$

$$h_b = h_s - \eta_s (h_s - h_{b,is})$$

Rýchlosť na výstupe zo sacej dýzy v_b sa porovnala s rýchlosťou na výstupe zo sacej dýzy v_t , ktorá sa vypočítala z rovnice kontinuity:

$$v_t = \frac{\dot{m}_s}{\rho_b A_b} \quad (25)$$

Hustota chladiva na výstupe sacej dýzy ρ_b je funkciou tlaku a špecifickej entalpie na výstupe sacej dýzy. Tlak p_b sa menil, kým sa nedosiahla konvergencia týchto rýchlostí.

2.3.4 Model prúdenia v zmiešavacej časti

Na výstupe zo zmiešavacej časti má chladivo rýchlosť v_{mix} a tlak p_{mix} . Vzhľadom na to, že tu dochádza k procesu zmiešavania prúdov chladiva z jednotlivých dýz pomocou rovníc zachovania hmotnosti, hybnosti a energie, sa vypočítala rýchlosť v_{mix} , tlak p_{mix} a špecifická entalpia h_{mix} na výstupe zo zmiešavacej časti:

$$\rho_t A_t v_t + \rho_b A_b v_b = \rho_{mix} A_{mix} v_{mix} \quad (26)$$

$$p_t A_t + \eta_{\text{mix}} \rho_t A_t v_t^2 + p_b (A_{\text{mix}} - A_t) + \eta_{\text{mix}} \rho_b (A_{\text{mix}} - A_b) v_b^2 = p_{\text{mix}} A_{\text{mix}} + \rho_{\text{mix}} A_{\text{mix}} v_{\text{mix}}^2 \quad (27)$$

$$\dot{m}_m \left(h_t + \frac{v_t^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(h_b + \frac{v_b^2}{2} \right) = (\dot{m}_m + \dot{m}_s) \left(h_{\text{mix}} + \frac{v_{\text{mix}}^2}{2} \right) \quad (28)$$

Vzhľadom na to, že poznáme účinnosť η_{mix} a hustota chladiva na výstupe zo zmiešavacej časti ρ_{mix} je funkciou p_{mix} a špecifickej entalpie h_{mix} , možno vyriešiť vyššie spomínané rovnice. Ak poznáme tlak p_{mix} a špecifickú entalpiu h_{mix} , vieme určiť x_{mix} .

2.3.5 Model prietoku difúzora

Pre zjednodušenie výpočtu sa predpokladalo, že prúd chladiva na výstupe zo zmiešavacej časti je homogénny a ustálený. Zároveň sa zanedbal prenos tepla medzi chladivom a stenami ejektora. Potom pre koeficient obnovy tlaku platí:

$$C_t = \frac{p_d - p_{\text{mix}}}{\frac{1}{2} \rho_{\text{mix}} v_{\text{mix}}^2} \quad (29)$$

Z rovnice energetickej bilancie medzi vstupom a výstupom ejektora sa určila špecifická entalpia na výstupe difúzora:

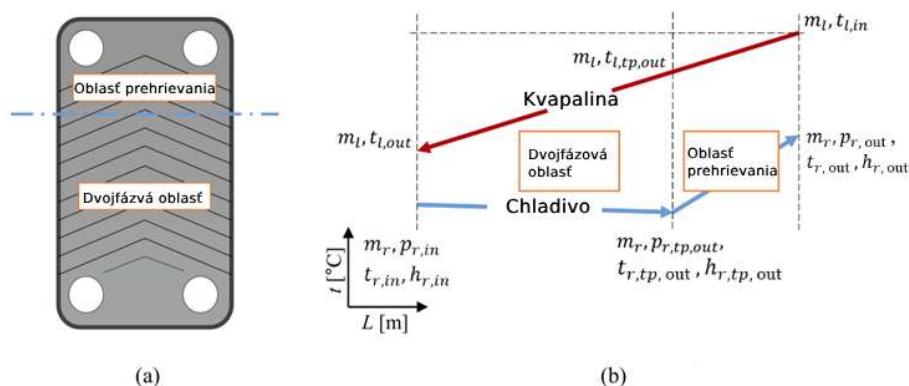
$$C_t = 0.85 \rho_{\text{mix}} \left[1 - \left(\frac{A_{\text{mix}}}{A_d} \right)^2 \right] \left[\frac{x_{\text{mix}}^2}{\rho_{g, \text{mix}}} + \frac{(1 - x_{\text{mix}})^2}{\rho_{l, \text{mix}}} \right] \quad (30)$$

$$\dot{m}_m h_m + \dot{m}_s h_s = (\dot{m}_m + \dot{m}_s) h_d \quad (31)$$

Suchosť pár na výstupe z ejektora x_d je funkciou tlaku p_d a špecifickej entalpie h_d na výstupe z ejektora.

2.4 Matematický model výparníka

Matematický model výparníka sa rozdelil na dve časti. Prvá časť predstavovala proces vyparovania resp. dvojfázového chladiva. Druhá časť reprezentovala časť výparníka, kde sa prehrievajú pary chladiva (viď. Obr. 2.3). Pre experimentálne zariadenie sa navrhol výparník s prehriatím pár +5 °C pri nominálnych prevádzkových podmienkach.



Obr. 2.3 Rozdelenia modelu doskového výmenníka v prevádzkových podmienkach výparníka na sekcie (a) a priebeh teplôt chladiva a sekundárnej kvapaliny (b).

(Wu, W., Skye H.M., & Dyreby, J.J., 2021)

Energetická bilancia výparníka sa vyjadrila ako:

$$Q_{r,tp} = m_r(h_{r,tp,out} - h_{r,in}) \quad (32)$$

$$Q_{r,sup} = m_r(h_{r,out} - h_{r,tp,out}) \quad (33)$$

$$Q_l = c_{p,l}m_l(t_{l,out} - t_{l,in}) \quad (34)$$

Celková výkon výparníka sa určil súčtom výkonov jednotlivých sekcií. Pre jednofázovú časť (prehrievanie pár) sa súčiniteľ prestupu tepla α a faktor trenia „f“ vyjadrili ako:

$$\alpha = 0.277 \left(\frac{\lambda}{D_h} \right) \text{Re}^{0.766} \text{Pr}^{0.333} \quad (35)$$

$$f = 1.18 \text{Re}^{-0.10} \quad (36)$$

Pri vyparovaní závisí súčiniteľ prestupu tepla od konvekčného (z angl. convective boiling) a jadrového (z angl. nucleate boiling) varu (Longo G.A., Mancin S., Righetti G., & Zilio C., 2015).

$$\alpha_{cb} = 0.122 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) \text{Re}_{eq}^{0.8} \text{Pr}_l^{1/3} \quad (37)$$

$$\alpha_{nb} = 0.58 \alpha_0 \left(\frac{R_o}{0.4} \right)^{0.1333} Y \left(\frac{q}{20} \right)^{0.467} \quad (38)$$

$$Y = 1.2 \left(\frac{p}{p_{crit}} \right)^{0.27} + \left(2.5 + \frac{1}{1 - \frac{p}{p_{crit}}} \right) \frac{p}{p_{crit}} \quad (39)$$

$$\text{Re}_{eq} = G \left[(1 - x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \frac{D_h}{\mu_l} \quad (40)$$

kde α_0 je referenčná hodnota súčiniteľa prestupu tepla získaného empiricky pre chladivá zo skupín HFC a HFO. Hodnota α_0 je rovná 4,4 kW.m⁻².K. R_o je stredná drsnosť dosky výmenníka tepla (bežnou hodnotou pre doskové výmenníky tepla býva $R_o = 0,4 \mu\text{m}$). Hodnota pre priemerný koeficient prestupu tepla α_{tp} sa zvolila ako vyššia hodnota z konvekčného a jadrového varu. Tlakový rozdiel dvojfázového prúdenia pri procese vyparovania sa určil ako:

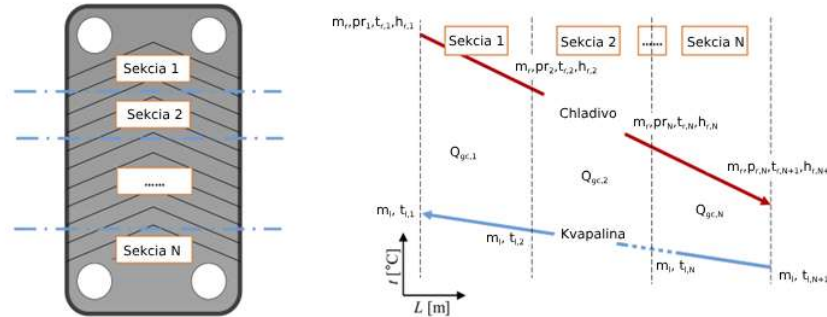
$$\Delta p_{tp} = 1.553 \frac{G^2}{2\rho_m} \quad (41)$$

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (42)$$

Pre správne vyhodnotenie procesu prebiehajúceho vo výparníku je potrebné koeficient prestupu tepla a tlakovú stratu vo výparníku hodnotiť v závislosti na suchosti pár x . Dôvodom je zmena v termodynamických vlastnostiach zmesi, ktoré sú závislé od kvality pary. Skúmaná suchosť pár sa stanovila na 0,2; 0,4; 0,6; 0,8.

2.4.1 Matematický model chladiča plynu

V matematickom modeli sa rozdelil chladič plynu na 15 úsekov, aby sa zachytil vplyv výrazných zmien termodynamických vlastností CO₂ v oblasti pseudokritickej teploty.



Obr. 2.4 Rozdelenie modelu doskového výmenníka v prevádzkových podmienkach chladiča plynu na sekcie (a) a priebeh teplôt chladiva a sekundárnej kvapaliny (b)

(Wu, W., Skye H.M., & Dyreby, J.J., 2021)

Vzhľadom na to, že rovnice popisujúce procesy v chladiči plynu sú pre jednotlivé sekcie rovnaké, budú sa odkazovať na i -tu sekciu. Rovnice energetickej bilancie chladiča plynu sa vyjadrili ako:

$$Q_{r,i} = m_r(h_{r,i} - h_{r,i+1}) \quad (43)$$

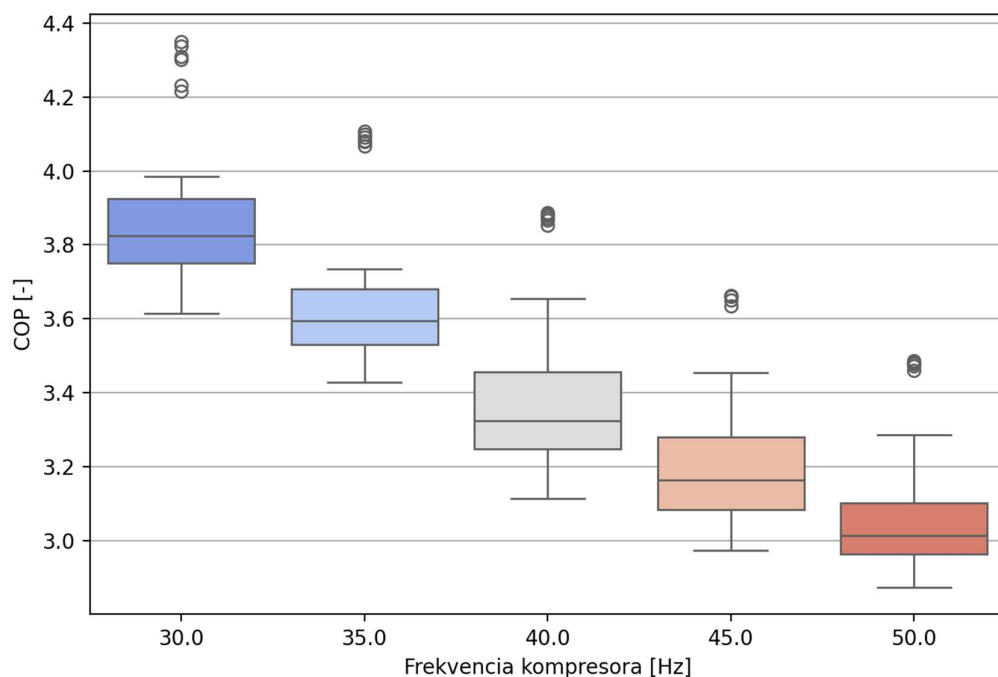
$$Q_{l,i} = c_{p,l}m_l(t_{l,i+1} - t_{l,i}) \quad (44)$$

$$Q_{r,i} = Q_{l,i} = Q_{gc,i} = U_{gc,i}A_{gc,i} \frac{(t_{r,i} - t_{l,i}) - (t_{r,i+1} - t_{l,i+1})}{\ln[(t_{r,i} - t_{l,i})/(t_{r,i+1} - t_{l,i+1})]} \quad (45)$$

Súčiniteľ prestupu tepla α a tlaková strata f chladiva sa vypočítala pre jednofázovú koreláciu podľa rovníc (35) a (36). Výsledný výkon chladiča plynu Q_{gc} sa určil súčtom tepelných výkonov jednotlivých sekcií.

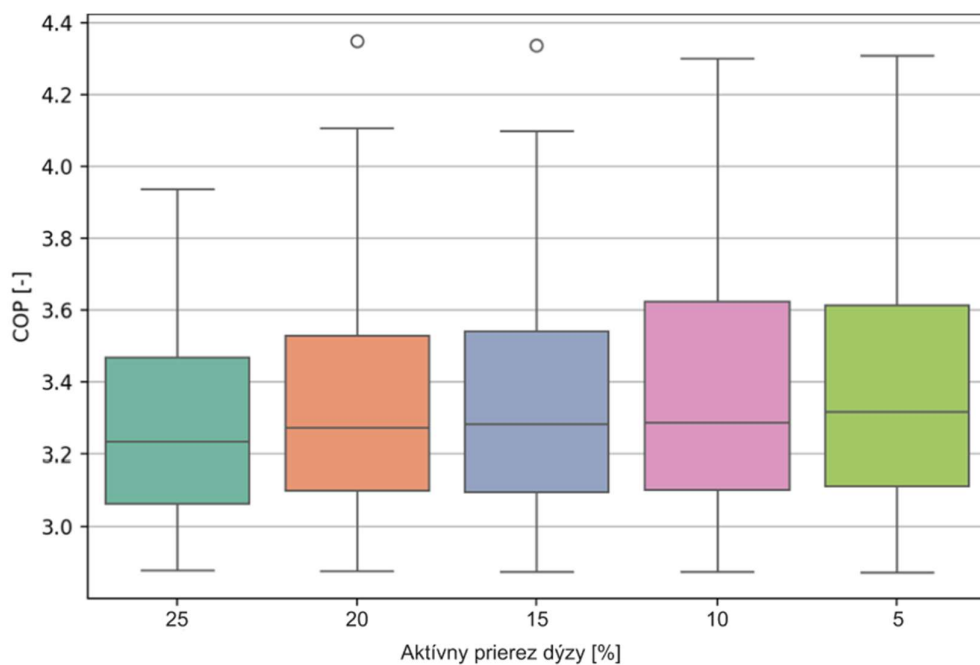
2.5 Výsledky simulácie

Na Obr. 2.5 je znázornená závislosť COP na frekvencii kompresora. S rastúcou frekvenciou kompresora COP klesá. Pri najnižšej frekvencii (30 Hz) je priemerný COP najvyšší (priemer 3,87), zatiaľ čo pri najvyššej frekvencii (50 Hz) je COP najnižší (priemer 3,06). Dôvodom je, že vyššia frekvencia kompresora znamená vyšší hmotnostný prietok a vyšší tlakový pomer, čo zvyšuje príkon kompresora.



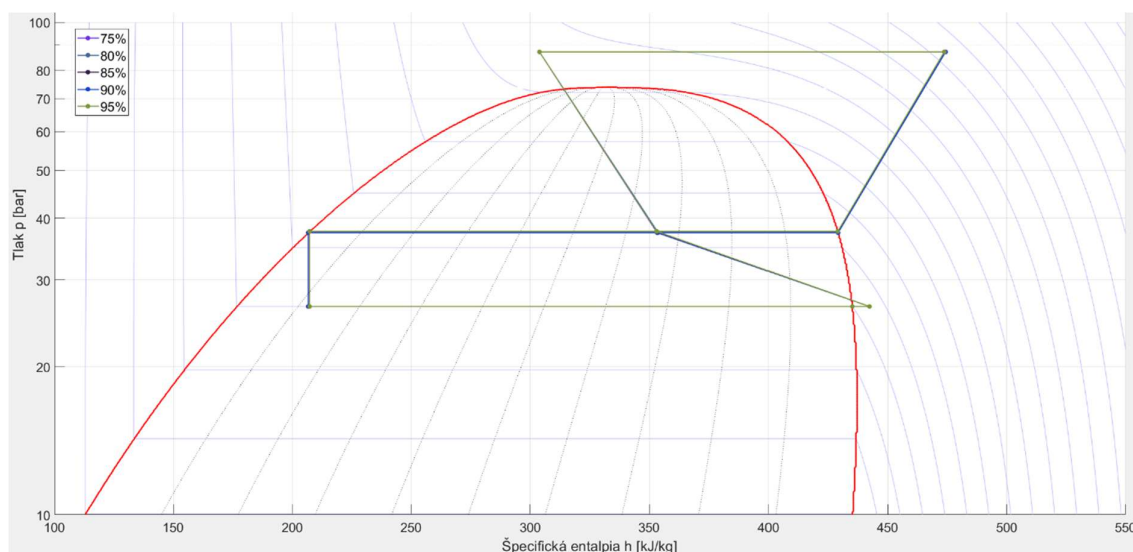
Obr. 2.5 Závislosť COP na frekvencii kompresora

Z Obr. 2.6 vyplýva, že COP sa mení v závislosti od aktívneho prierezu dýzy. Pri nižšom škrtení (napr. 25 %) je priemerný COP o niečo nižší než pri vyšších úrovniach škrtenia (napr. 10 % alebo 5 %). Rozptyl hodnôt COP je v celom rozsahu prierezov dýzy podobný. COP má tendenciu mierne rásť s rastúcim prierezom dýzy, no zároveň sa zvyšuje aj rozptyl výsledkov. To znamená, že menší prierez dýzy môže v niektorých režimoch priniesť vyššiu účinnosť, no zároveň je systém citlivejší na ďalšie prevádzkové podmienky.

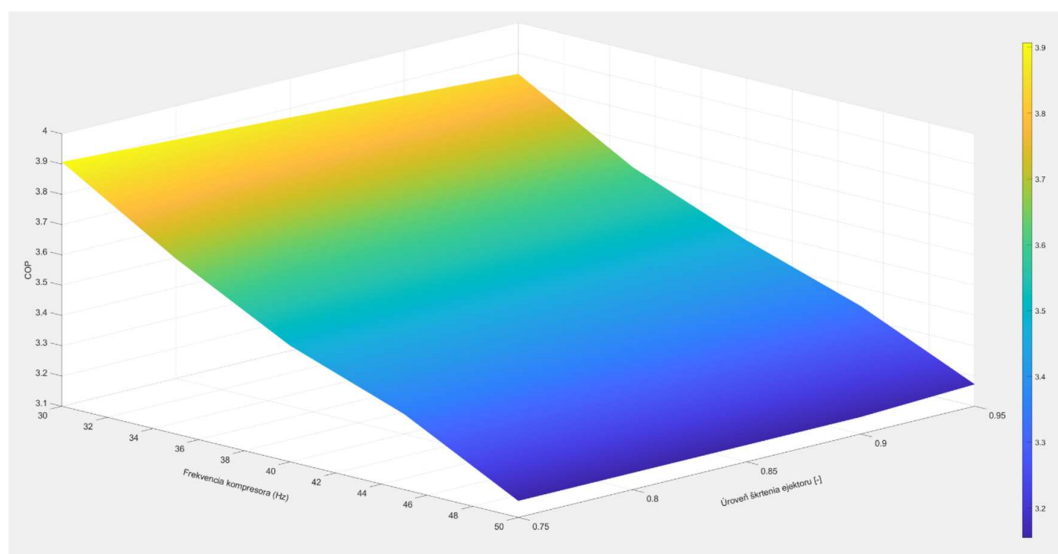


Obr. 2.6 Závislosť COP na úrovni škrtenia ejektora

Z Obr. 2.7, a Obr. 2.8 vyplýva, že ejektor nedokáže reguláciou prierezu dýzy kompenzovať zmeny prevádzkových podmienok. To môže byť spôsobené nevhodnou geometriou ejektoru použitého v systéme.



Obr. 2.7 Porovnanie cyklov tepelného čerpadla v závislosti na aktívnom priereze dýzy (nominálna prevádzka)



Obr. 2.8 Závislosť COP na frekvencii kompresoru a úrovni škrtenia ejektoru

2.5.1 Súhrn

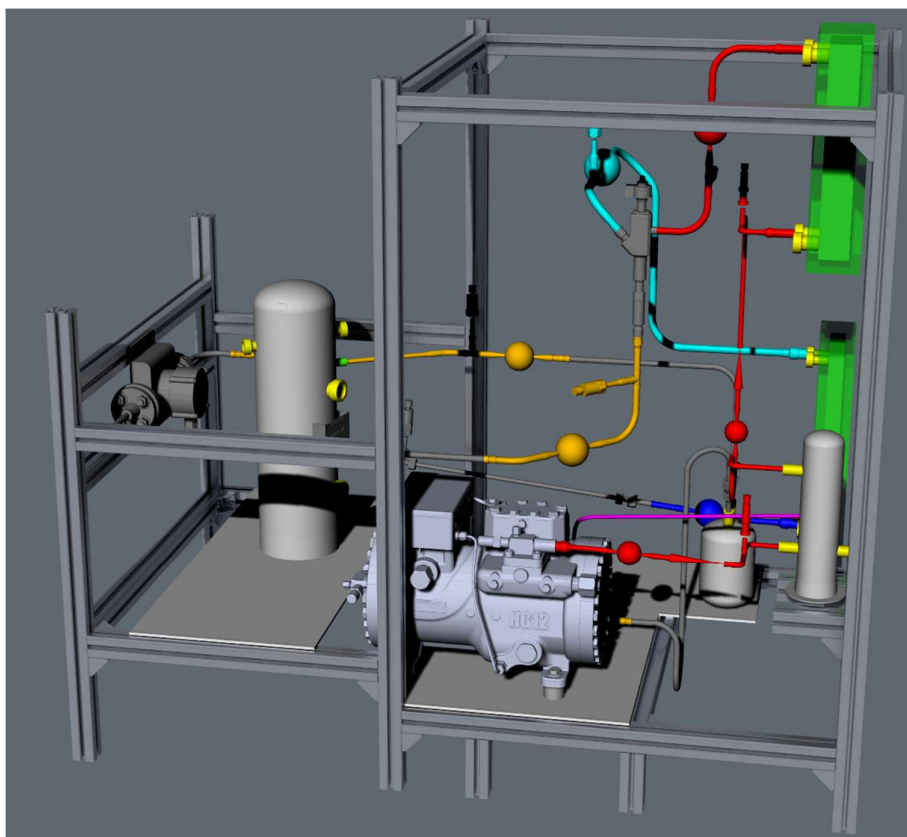
Simulovali sa frekvencie kompresoru v rozsahu od 30 Hz do 50 Hz. COP systému klesá s rastúcou frekvenciou kompresora. Najvyššia priemerná hodnota COP (3,87) bola dosiahnutá pri najnižšej frekvencii 30 Hz, zatiaľ čo najnižší priemerný COP (3,06) bol zaznamenaný pri najvyššej frekvencii 50 Hz. Príčinou je, že vyššia frekvencia vedie k vyššiemu hmotnostnému prietoku a vyššiemu tlakovému pomeru, čo si vyžaduje vyšší príkon kompresora. Analyzoval sa vplyv zmeny aktívneho

prierezu dýzy ejektora (úroveň škrtenia) od 25 % do 5 %. COP má tendenciu mierne rásť so znižujúcim sa prierezom dýzy. Pri aktívnom priereze dýzy 25 % bol priemerný COP o niečo nižší než pri úrovniach 10 % alebo 5 %. S rastúcou úrovňou škrtenia sa však zvyšuje aj rozptyl nameraných hodnôt COP. To naznačuje, že hoci vyššie škrtenie môže v niektorých režimoch zvýšiť účinnosť, systém sa stáva citlivejším na ostatné prevádzkové podmienky. Výsledky simulácie naznačujú, že zmena prierezu dýzy nedokáže kompenzovať prevádzkové podmienky nadkritického tepelného čerpadla. To môže byť spôsobené chybnou úvahou konštantného optimálneho tlaku na výstupe kompresoru z pohľadu teploty na výstupe z chladiča plynu alebo nevhodnou geometriou použitého ejektora. Ďalším postupom bude experimentálne overiť závislosť medzi zmenou prierezu hnacej dýzy a tlakom na výstupe z ejektora.

3 REALIZÁCIA EXPERIMENTÁLNEHO STAVU

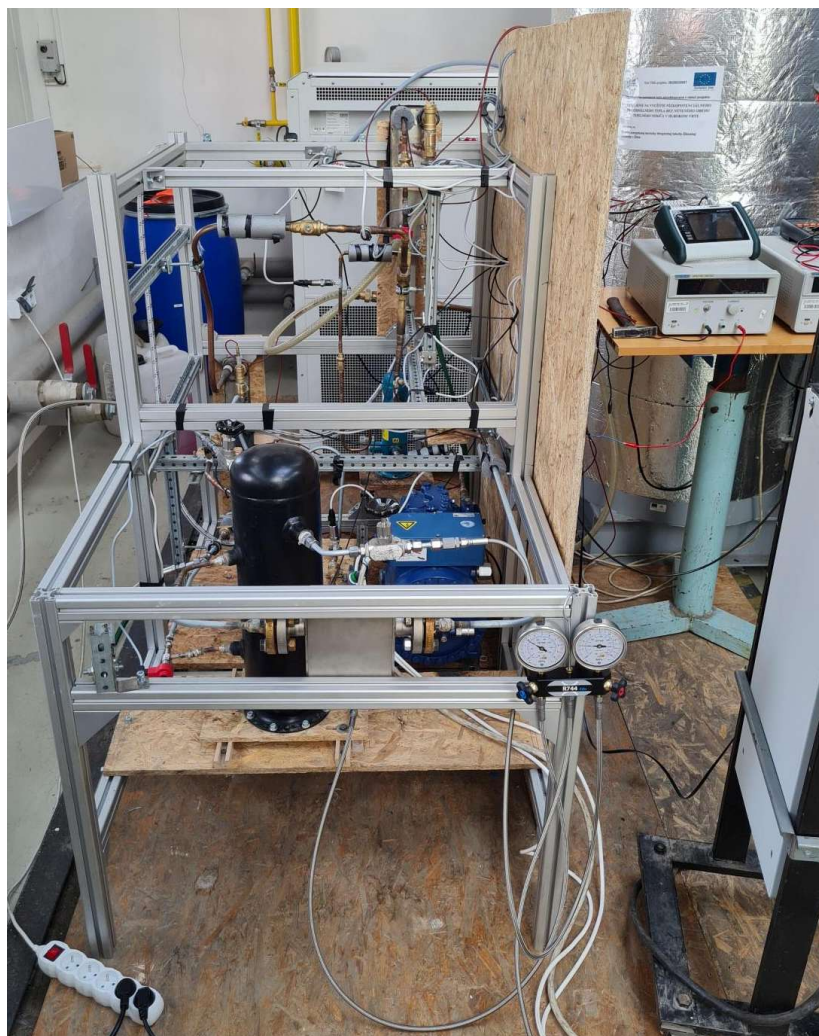
V experimentálnom zariadení sa použili doskové (spájkované) výmenníky tepla. Bez predprípravy doskové výmenníky tepla nie sú vhodné pre aplikácie získavania tepla z odpadových vôd. Odpadová voda by doskové výmenníky upchala resp. mohla aj trvalo poškodiť. V práci sa použili doskové výmenníky tepla vzhľadom na fakt, že cieľom práce bolo identifikovať potenciál využitia nadkritických TČ v takýchto aplikáciách a experiment sa vykonával v laboratórnych podmienkach, kde odpadová voda bola nahradená zmesou etylénglykolu a vody (1:1). Pre potrubné trasy sa v zariadení zvolilo medené potrubie K65 (CuFe2P) od spoločnosti Wieland. Maximálny prevádzkový tlak dovolený výrobcom v potrubí je 120 bar. Do systému sa vradili spätné a guľové ventily určené pre vysoké prevádzkové tlaky od spoločnosti Refrigera. Merania teploty a tlaku sa vykonali v meracích bodoch (viď. Obr. 1.1). Snímače teploty sa umiestnili na vonkajšiu stranu potrubia a dostatočne odizolovali od okolia izoláciou. Meranie v reálnom čase a reguláciu zabezpečovala programovacia a riadiaca jednotka PCO⁵⁺ (CAREL). Pre rozšírenie vstupov hlavnej riadiacej jednotky sa použil rozširovací modul pCO^e. Riadenie elektronického expanzného ventilu zabezpečoval modul EVD, ktorý sa pripojil do hlavnej riadiacej jednotky pCO⁵⁺ (RS485). Program pre riadenie celého systému sa vytvoril v programovacom prostredí 1Tool. Expanzný ventil sa naprogramoval tak, aby sa udržiavalo (PID regulácia) prehriatie chladiva za výparníkom podľa zvolených hodnôt. Riadenie ejektora sa vykonávalo prostredníctvom displeja pre pCO⁵⁺ nastavovaním presných krokov motoru. Celý systém sa následne musel prispôbiť zmenám frekvencie motoru.

Po návrhu komponentov tepelného čerpadla sa vytvoril 3D model v CAD softvéri (viď. Obr. 3.1). Cieľom modelu bolo určiť potrebné množstvo potrubných častí, armatúr, podpier a spojovacieho materiálu, usporiadanie komponentov vzhľadom na požadovanú bezpečnosť a odhad tlakových strát v potrubných rozvodoch. Výstupmi z 3D modelu boli 2D a izometrické výkresy potrebné na zostrojenie zariadenia.

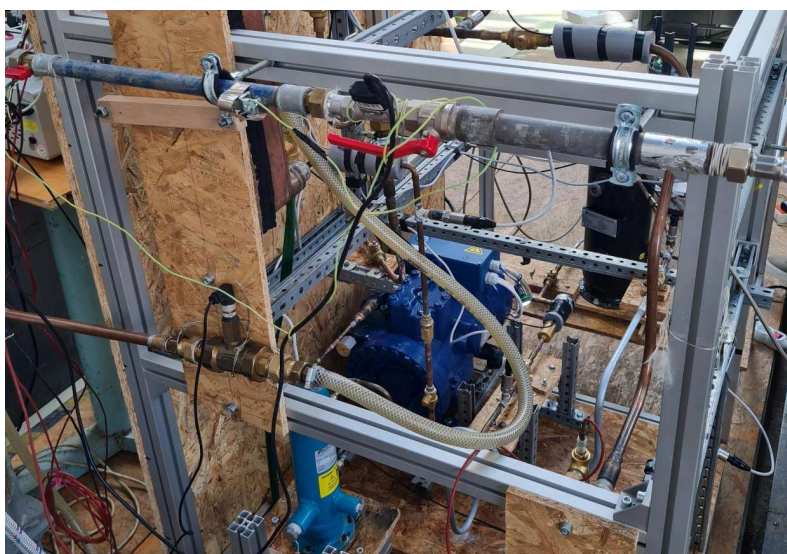


Obr. 3.1 3D model experimentálneho tepelného čerpadla

Experimentálne zariadenie je zobrazené na Obr. 3.2 a Obr. 3.3.



Obr. 3.2 Experimentálne tepelné čerpadlo v prevádzke



Obr. 3.3 Prietokomery na kontrolu merania prietokov vo výmenníkov tepla

Experimentálne merania potvrdili, že geometria komerčne dostupného regulovateľného ejektora je plne vyhovujúca pre celý predpokladaný rozsah prevádzkových hodnôt. Počas experimentu v ejektore dochádzalo k expanzii chladiva, pričom dochádzalo ku kondenzácii vodných pár z okolitého vzduchu na povrchu ejektora a ich následným zamŕzaním. Na Obr. 3.4 je fotografia ejektora počas prevádzky. Hranica (začiatok) námrazy zároveň predstavuje miesto, kde dochádzalo ku expanzii na tlak, ktorého odpovedajúca teplota je nižšia ako $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. K tejto expanzii dochádzalo od hnacej dýzy ďalej ako sa predpokladalo. Preto sa navrhla úprava matematického modelu ejektora, v ktorej sa využíva tzv. aerodynamické hrdlo, ktoré by vysvetlilo posunutie expanzie (resp. námrazy).



Obr. 3.4 Namŕzanie ejektora počas prevádzky

Zmenšovaním aktívneho prierezu hnacej dýzy dochádzalo ku zvyšovaniu tlaku na vstupe do ejektora (resp. v celej časti systému s vysokým tlakom), pričom súčasne klesal tlak na výstupe z ejektora, teda dochádzalo ku zvyšovaniu tlakového pomeru ejektora. K zvyšovaniu tlaku dochádzalo okamžite a tlak sa ustálil na zvýšenej hodnote. Predstavený matematický model uvažoval s konštantným výstupným tlakom resp. s reguláciou výstupného tlaku kompresora na optimálny tlak z pohľadu teploty na výstupe chladiča plynu. Optimálny tlak v reálnej prevádzke nadkritického systému môže byť pomocná veličina pre určenie optimálnej prevádzky systému, nemôže byť však hlavným riadiacim parametrom v systémoch využívajúcich ejektor s pohyblivou ihlou (resp. môže existovať vzťah medzi optimálnym tlakom chladiča plynu a optimálnym prierezom hnacej dýzy ejektora. To bude predmetom ďalšieho výskumu pozn. autora). Pred ďalšími experimentami bolo nutné najprv zistiť dôvod rozdielného správania sa experimentálneho zariadenia a simulácie (hodnoty tlaku na výstupe z kompresoru sa skokovo približovali ku maximálnemu bezpečnému tlaku prevádzky). Z toho dôvodu sa uskutočnili merania tlakov na vstupe a výstupe z ejektora pri rôznych prierezoch hnacej dýzy. Dáta z experimentálnych meraní sa použili na úpravu matematického modelu (viď Obr. 4.1).

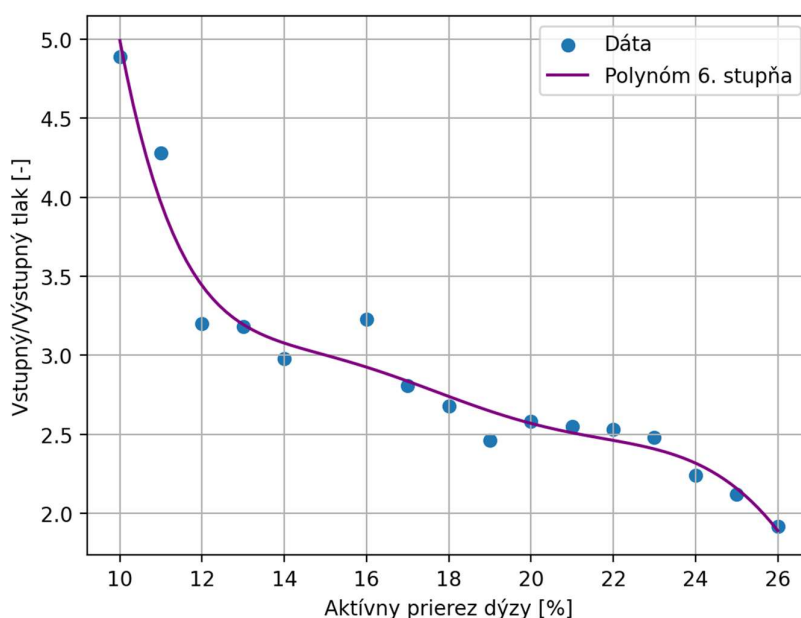
Vykonané merania zároveň dokázali, že pri úrovni presnosti potrebnej na overenie matematického modelu je možné tlakové straty spôsobené potrubnými trasami zanedbať.

4 IMPLEMENTÁCIA ZISTENÝCH POZNATKOV

Po vykonaných experimentálnych meraniach sa vykonali zmeny v matematických modeloch s cieľom zvýšiť ich presnosť a efektivitu.

4.1 Zvyšovanie tlaku na vstupe ejektora

Z vykonaných meraní sa podarilo zachytiť závislosť medzi pomerom tlakov na vstupe a výstupe ejektora a úrovne otvorenia ejektora (teplota chladiča plynu +35 °C, frekvencia kompresoru 50 Hz, teplota vyparovania -10°C, Obr. 4.1). Matematický model sa upravil tak, aby zohľadňoval pomer medzi tlakom na vstupe do hnacej dýzy ejektora a tlakom na výstupe z ejektora závislý od úrovne otvorenia ejektora (0% bolo úplne uzatvorenie ejektora).



Obr. 4.1 vzťah medzi pomer tlakov na vstupe a výstupe ejektora a aktívnom priereze dýzy

Model kompresoru sa upravil tak, aby tlak na výstupe z kompresora nebol vstupný parameter.

Výstupný tlak kompresoru p_{dis} sa definoval ako:

$$p_{dis}(\Pi_{io}, A_a) \quad (46)$$

$$\begin{aligned} \Pi_{io} = & 3,162 * 10^{-6} * x^6 - 0.0003987 * x^5 + 0.02045 * x^4 \\ & - 0,5474 * x^3 + 8,078 * x^2 - 62,48 * x + 201.6 \end{aligned} \quad (47)$$

kde A_a je aktívny prierez dýzy, Π_{io} je pomer vstupného a výstupného tlaku z ejektora a x je aktívny prierez dýzy. Koeficient determinácie polynomickej funkcie bol $R^2 = 0,96$.

4.2 Výpočet rýchlosti zvuku

Počas vykonávania simulácií výpočet rýchlosti zvuku dvojfázového prúdenia spôsoboval problém s rýchlosťou výpočtu a výsledky boli v niektorých prípadoch nepoužiteľné, čo bolo spôsobené obmedzeniami dostupných knižníc obsahujúcich termodynamické vlastnosti látok. Pre zvýšenie presnosti výpočtu rýchlosti zvuku, sa v práci použil postup overený meraniami pre dvojfázové prúdenie CO₂ (Lund H, 2012). Kde rýchlosť zvuku (a) sa vyjadřila ako:

$$a^{-2} = a_w^{-2} + \frac{\rho C_{p,v} C_{p,l} (\zeta_l - \zeta_v)^2}{T (C_{p,v} + C_{p,l})} \quad (48)$$

$$a_w^{-2} = \rho \left(\frac{\epsilon_v}{\rho_v a_v^2} + \frac{\epsilon_l}{\rho_l a_l^2} \right) \quad (49)$$

$$\zeta_k = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_{s_k} = \frac{T \beta_k v_k}{c_{p,k}} \quad (50)$$

$$C_{p,k} = \rho_k \epsilon_k c_{p,k} \quad (51)$$

kde a_v , a_l sú hodnoty rýchlosti zvuku pre jednofázový nasýtený plyn a kvapalinu, zatiaľ čo ϵ_v a ϵ_l predstavujú objemový podiel (z angl. void fraction) pár a kvapalnej fázy. a_w je rýchlosť zvuku pri zohľadnení len tlakovej rovnováhy a $k \in \{v, l\}$, ζ_k a $C_{p,k}$ sú definované nasledovne:

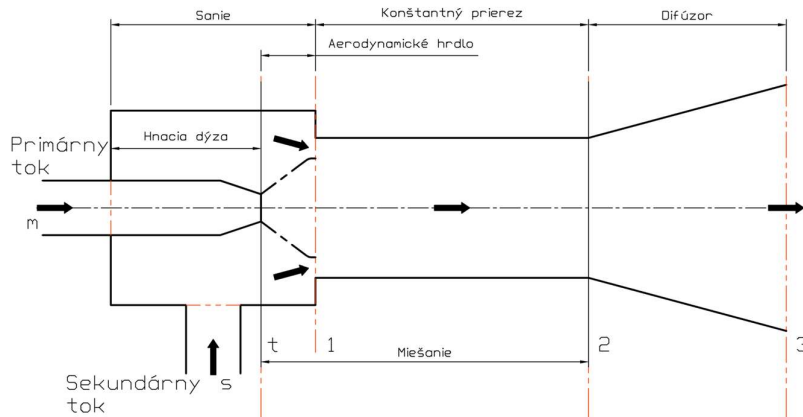
$$\zeta_k = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_{s_k} = \frac{T \beta_k v_k}{c_{p,k}} \quad (52)$$

$$C_{p,k} = \rho_k \epsilon_k c_{p,k} \quad (53)$$

β je súčiniteľ tepelnej rozťažnosti, c_p je merná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku, ϵ_k je objemový podiel fázy, v je merný objem a T je teplota.

4.3 Aerodynamické a sacie hrdlo

CO₂ po expanzii pri prechode hnacou dýzou vytvorí aerodynamické hrdlo, v ktorom dochádza k ďalšej expanzii a miešaniu primárneho a sekundárneho prúdu. To by spôsobilo posunutie expanzie (namrzanie) smerom k difúзору.



Obr. 4.2 Schéma ejektoru s aerodynamickým hrdlom

Pre stanovenie výsledného tlaku po expanzii, sa uvažovalo s izoentropickou expanziou primárneho prúdu na hypotetický tlak, ktorý je rovný vstupnému tlaku sekundárneho prúdu ($p_{h1} = p_s$) preto platí:

$$h_t + \frac{v_t^2}{2} = h_{h1} + \frac{v_{h1}^2}{2} \quad (54)$$

kde špecifická entalpia h_{h1} je funkciou tlaku p_{h1} a entropie pri hypotetickom tlaku. v_{h1} je axiálna rýchlosť primárneho prúdu pri p_{h1} . Skutočná plocha prierezu primárneho prúdu sa získala korekciou A_{1h} podľa experimentálneho parametra ψ .

$$A_{m1} = \frac{A_{1h}}{\psi^2} \quad (55)$$

Predpokladalo sa, že primárny prúd prechádza sériou rázov pri expanzii v nasávacej komore, preto je tento expanzný proces uvažovaný s konštantnou izoentropickou účinnosťou η_m .

$$\eta_m = \frac{h_t - h_{m1}}{h_t - h_{m1s}} \quad (56)$$

Rovnica zachovania hmotnosti pre sekundárny prúd sa vyjadrila v tvare:

$$\dot{m}_s = \rho_{s1} A_{s1} v_{s1} \quad (57)$$

$$A_2 = A_{h1} + A_{s1} \quad (58)$$

kde A_{s1} je plocha prierezu sekundárneho prúdu. A_2 je plocha prierezu celej komory s konštantným prierezom. Expanzia sekundárneho prúdu sa vo výpočte považovala za izoentropickú. Preto sa hustota ρ_{s1} určila ako:

$$\rho_{s1} = \rho(p_{s1}, s_s) \quad (59)$$

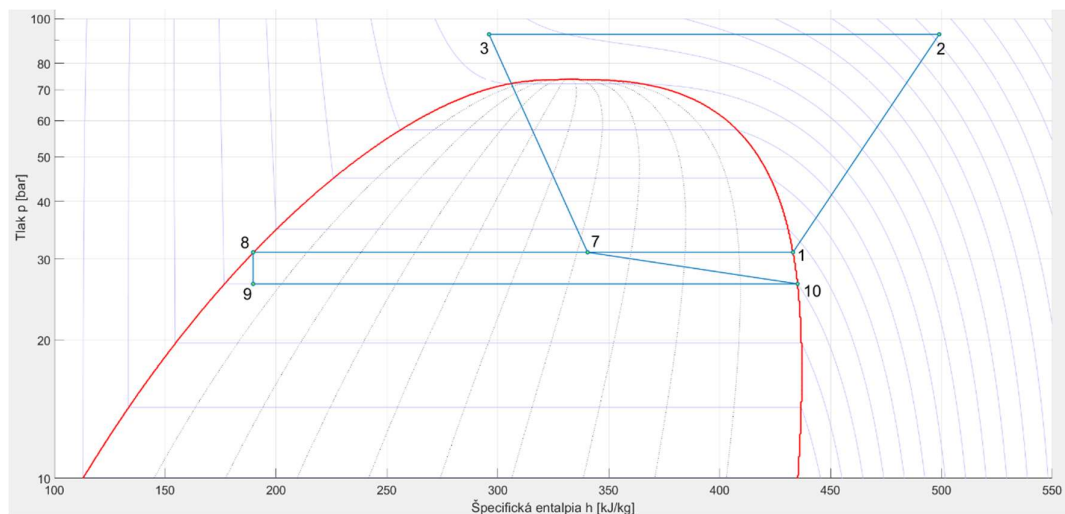
4.4 Výsledky simulácie

Nominálna prevádzka systému pozostávala s výstupnej teploty chladiča plynu +35 °C, teploty vyparovania -10 °C, úroveň prehriatia pár 0 °C, aktívny prierez dýzy 14 % a frekvencie kompresoru 50 Hz. Systém pri nominálnej prevádzke dosahoval COP 2,81 pri výkone chladiča plynu 6 kW, výkone výparníka 3,8 kW a príkone kompresoru 2,12. V Tab. 1 sú uvedené jednotlivé výsledky systémových parametrov pre nominálnu prevádzku.

Tab. 1 Výsledky upravenej simulácie systémových parametrov pre nominálnu prevádzku

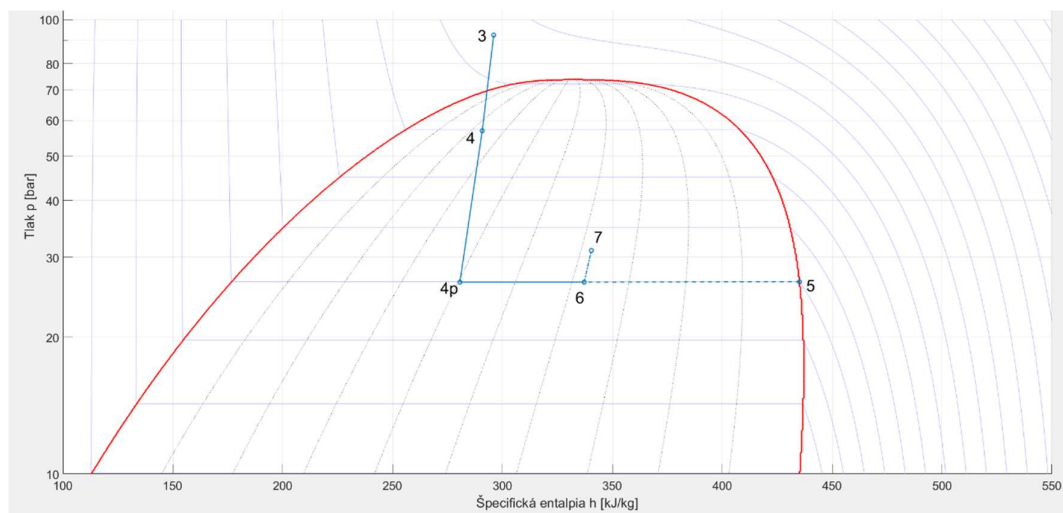
Popis	Tlak	Entalpia	Teplota	Hustota	Suchosť	Hmotnostný prietok
	[bar]	[kJ.kg ⁻¹]	[°C]	[kg.m ⁻³]	[-]	[kg.s ⁻¹]
Nasávanie kompresoru (1)	31,03	433,09	-4,32	85,169	1	0,0294
Výtlak kompresoru (2)	92,46	499,01	92,46	178,76	-	0,0294
Výstup chladiča plynu (3)	92,46	296,01	35	678,00	-	0,0294
Hnacia dýza (4)	56,92	290,78	19,72	453,84	0,23	0,0294
Aerodynamické hrdlo (4p)	26,43	280,61	-10,07	159,26	0,4	0,0294
Sacia komora (5)	26,43	337,16	-10,07	109,49	0,62	0,0157
Komora s konštantným prierezom (6)	26,43	337,16	-10,07	109,49	0,62	0,0451
Výstup ejektoru (7)	31,03	340,43	-4,32	130,34	0,62	0,0451
Expanzný ventil vstup (8)	31,03	189,64	-4,32	952,42	0	0,0157
Expanzný ventil výstup (9)	26,49	189,64	-10	595,71	0,05	0,0157
Koniec vyparovanie (9p)	26,49	435,13	-10	71,19	Prehriatie	0,0157
Výparník výstup (10)	26,49	435,14	-9,99	71,18	Prehriatie	0,0157

Na obrázku Obr. 4.3 je znázornený cyklus nadkritického tepelného čerpadla v nominálnej prevádzke. Výstupný tlak z ejektoru je 31,03 bar (približne o 6,39 bar menej ako v prvotnej simulácii). Tlak na výstupe kompresora je 92,46 bar a teplota približne +92 °C. Nové výsledky nominálnej prevádzky sa približujú experimentálne nameraným hodnotám. Zároveň z grafu vyplýva, že „marená“ energia v expanznom ventile (body 8 – 9) je menšia v porovnaní s výsledky predchádzajúceho matematického modelu.



Obr. 4.3 p-h diagram cyklu nadkritického tepelného čerpadla podľa upravenej simulácie

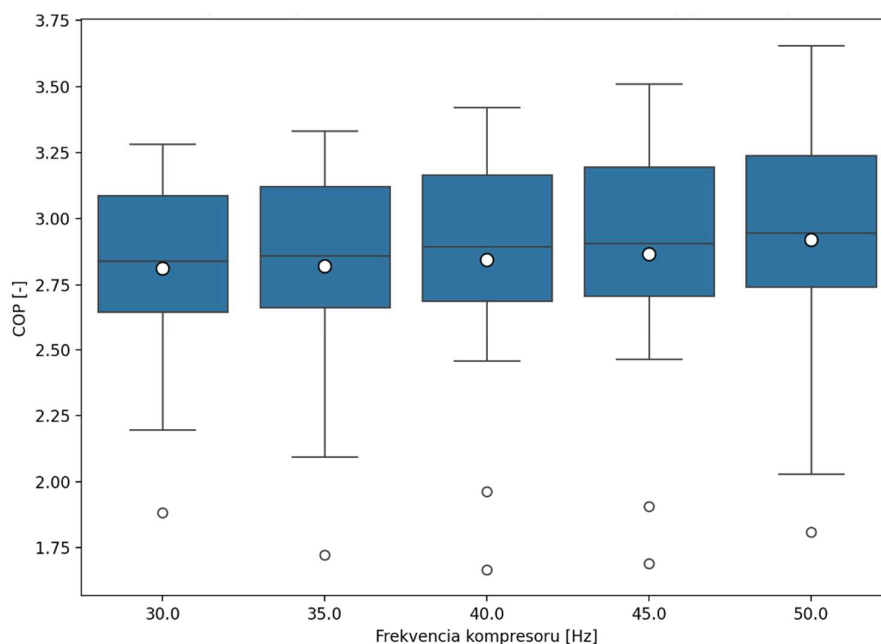
Na Obr. 4.4 je znázornený proces expanzie v ejektore. Zo simulácie vyplýva, že v komore s konštantným prierezom nedochádza k sonickým rázom (rýchlosť zmesi prúdi menšou rýchlosťou ako je rýchlosť zvuku (bod 6).



Obr. 4.4 p-h diagram dvojfázového ejektora podľa upravenej simulácie

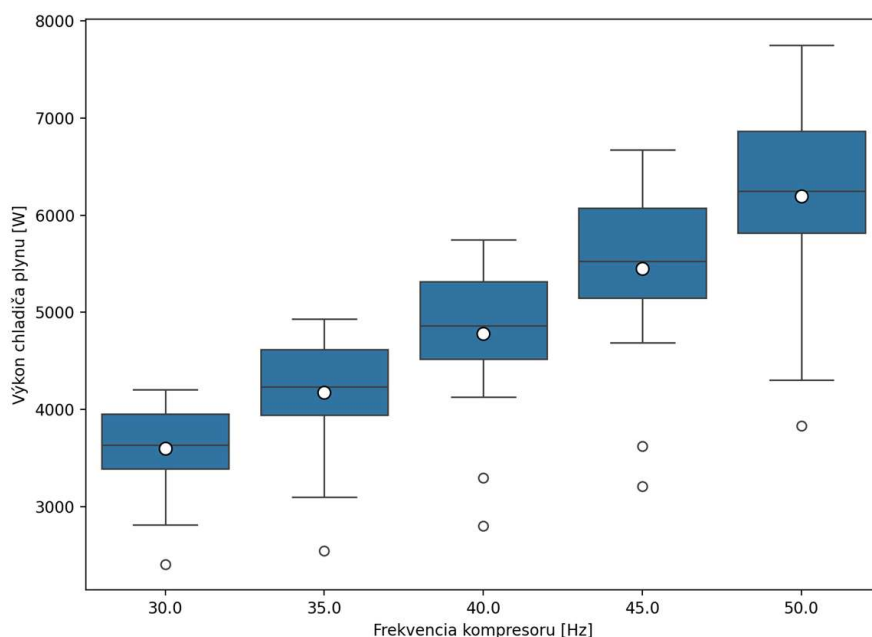
4.4.1 Vplyv premenných systémových parametrov na tepelné čerpadlo

Na Obr. 4.5 je znázornená závislosť COP na frekvencii kompresora. Z grafu vyplýva, že s rastúcou frekvenciou kompresora sa priemerné hodnoty COP mierne zvyšujú a rozptyl hodnôt je pomerne stabilný, čo naznačuje konzistentné správanie systému v rôznych podmienkach. Pri meniacej sa frekvencii kompresora ejektor dokáže zmenou geometrie udržiavať COP stabilný. Takéto správanie systému sa očakávalo pri jeho návrhu. Priemerné COP systému bolo 2,85 (maximálne COP 3,65 a minimálne COP 1,67).

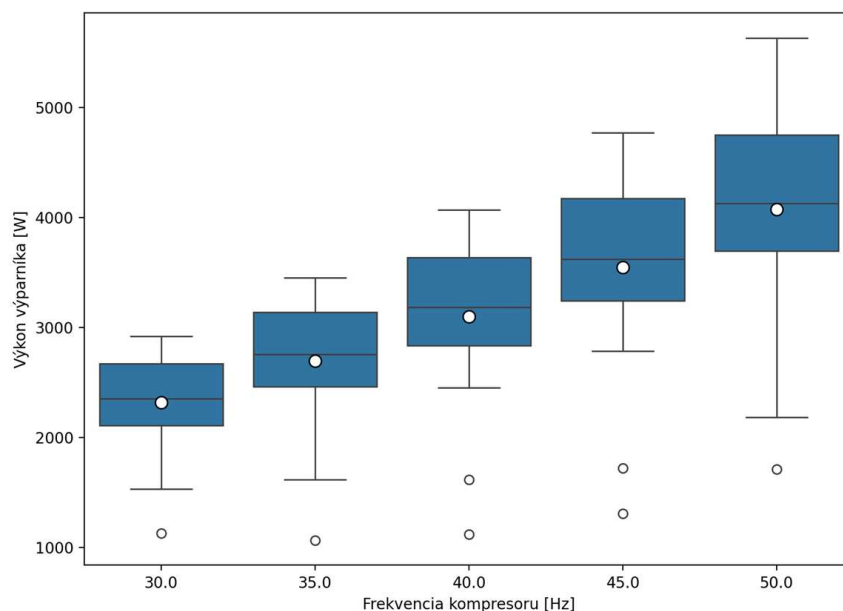


Obr. 4.5 Závislosť COP na frekvencii kompresora

Z Obr. 4.6 a Obr. 4.7 vyplýva, že s rastúcou frekvenciou kompresoru sa priemerný výkon chladiča plynu resp. výparníka výrazne zvyšuje, čo je očakávané, keďže vyššia frekvencia znamená vyšší prietok chladiva a tým aj vyšší tepelný výkon systému. Rozptyl hodnôt sa s rastúcou frekvenciou mierne zväčšuje. Takéto správanie systému sa očakávalo pri jeho návrhu.



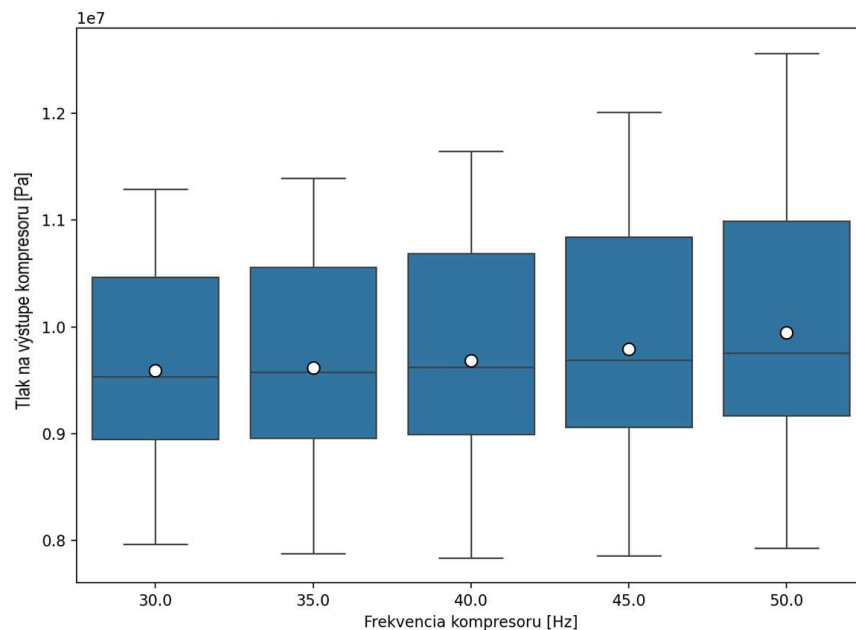
Obr. 4.6 Závislosť výkonu chladiča plynu na frekvencii kompresoru



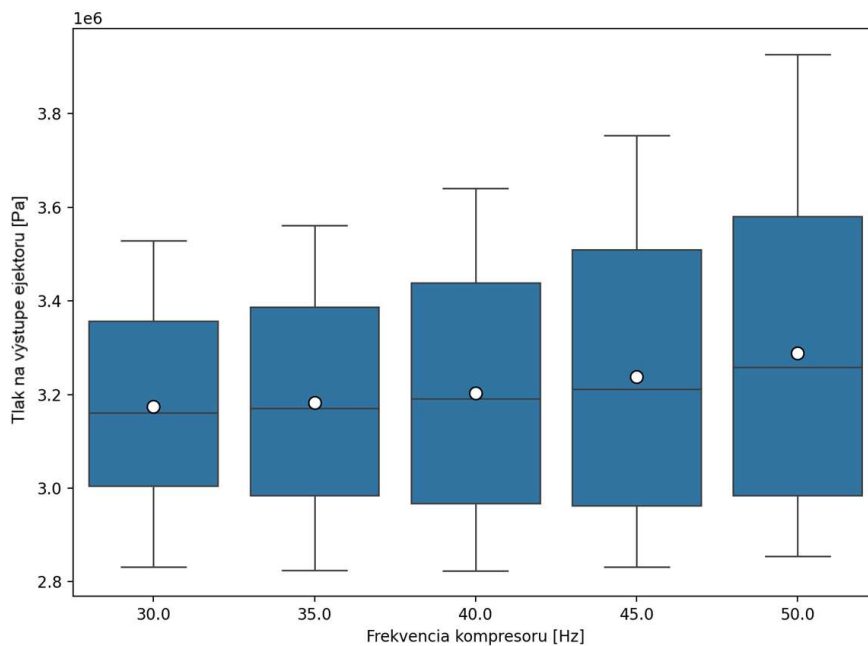
Obr. 4.7 Závislosť výkonu výparníka na frekvencii kompresoru

Na Obr. 4.8 a Obr. 4.9 sú znázornené závislosti tlakov (výstup z kompresora a výstup z ejektora). Trend je rovnaký v oboch prípadoch, s rastúcou frekvenciou kompresoru sa priemerný tlak mierne zvyšuje, pričom rozptyl hodnôt (štandardná odchýlka) sa tiež zväčšuje. To je spôsobené väčšou

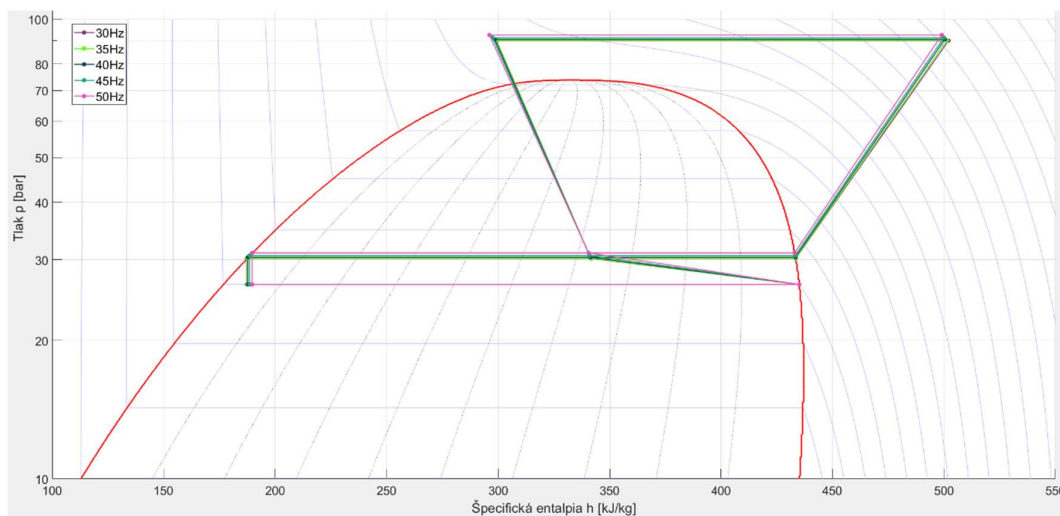
citlivosťou na znižovanie aktívneho prierezu dýzy pri vyššom prietoku chladiva, ktorý nastáva zvyšovaním frekvencie kompresoru. Takéto správanie systému sa očakávalo pri jeho návrhu.



Obr. 4.8 Závislosť tlaku na výstupe z kompresora na frekvencii kompresoru

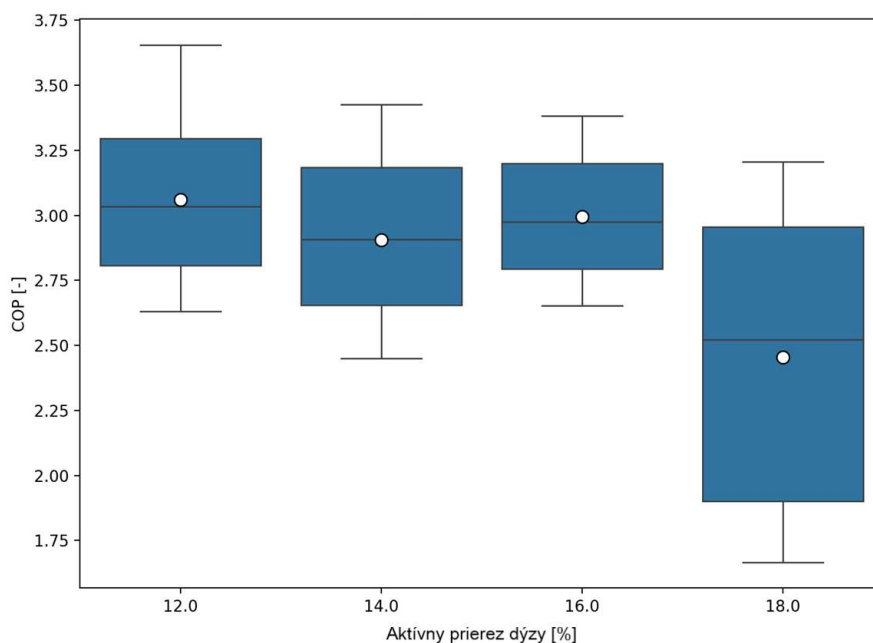


Obr. 4.9 Závislosť tlaku na výstupe z ejektoru na frekvencii kompresoru



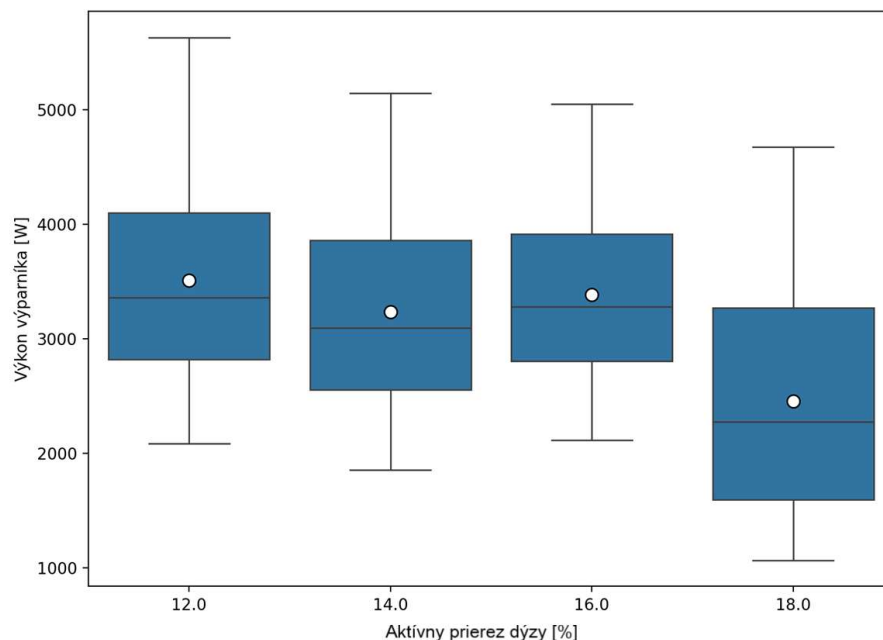
Obr. 4.10 Porovnanie cyklov tepelného čerpadla v závislosti na frekvencii kompresoru (nominálna prevádzka)

Na Obr. 4.11 je znázornená závislosť COP na aktívnom priereze dýzy. Z grafu vyplýva, že COP systému sa môže skokovo meniť v prípade, keď geometria ejektoru nezodpovedá prevádzkovým parametrom. Takéto správanie systému sa očakávalo pri jeho návrhu.

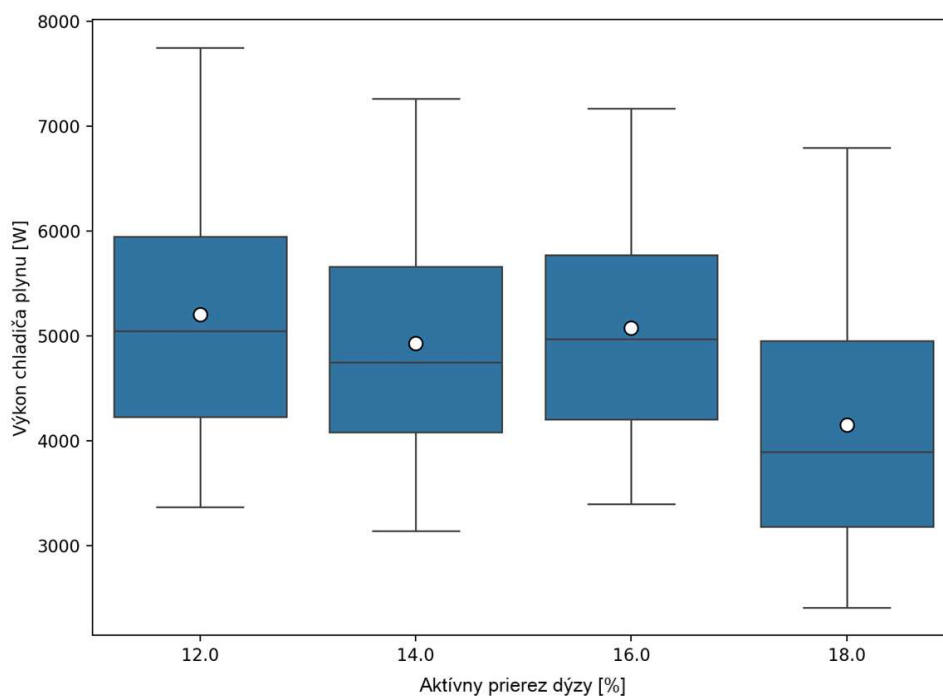


Obr. 4.11 závislosť COP na aktívnom priereze dýzy

Z Obr. 4.12 a Obr. 4.13 vyplýva, že aktívny prierez dýzy nemá zásadný vplyv na výkon výparníka resp. chladiča plynu. Mierne výkyvy priemerov sú spôsobené tým, že prierez dýzy ovplyvňuje výstupný tlak kompresoru. Zmena výstupného tlaku kompresoru zásadne neovplyvňuje prietok a teplotu chladiča, ktoré definujú výkon výmenníkov tepla.

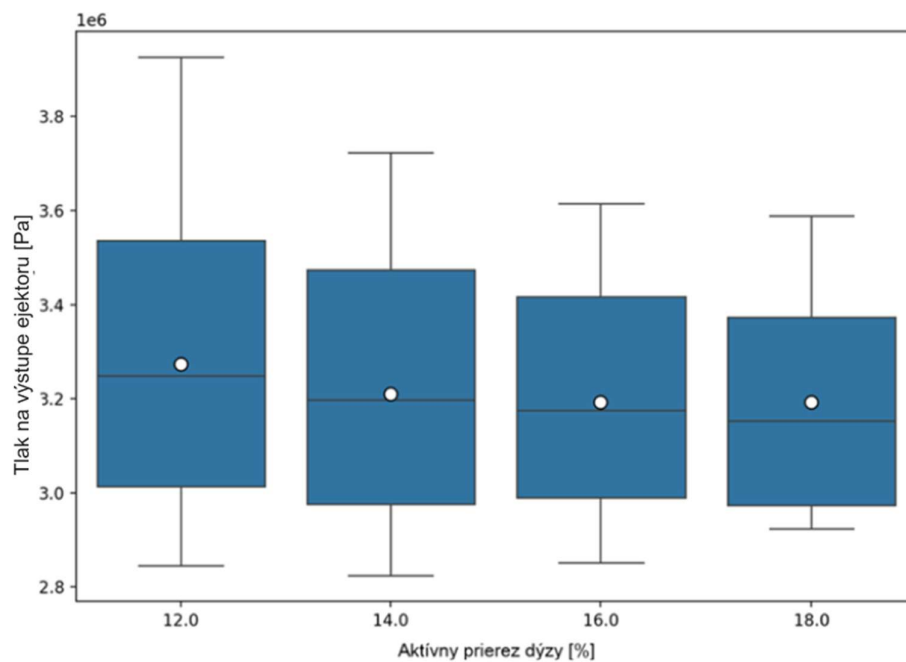


Obr. 4.12 závislosť výkonu výparníka na aktívnom priereze dýzy

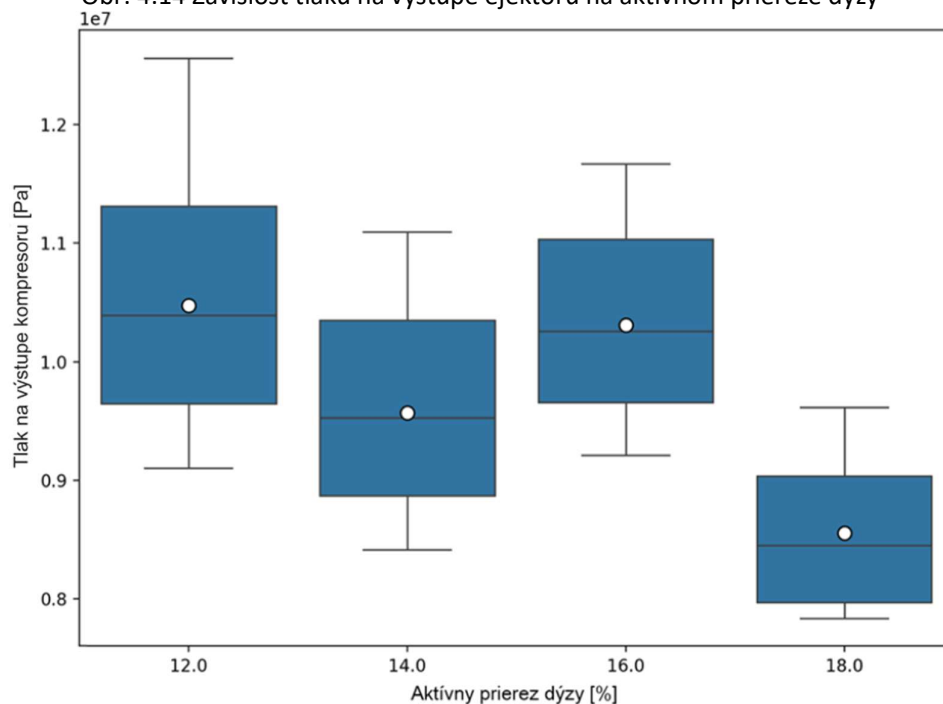


Obr. 4.13 Závislosť chladiča plynu na aktívnom priereze dýzy

Na Obr. 4.14 a Obr. 4.15 sú znázornené závislosti tlakov (výstup z kompresora a výstup z ejektora). Pri hodnotení závislosti tlaku na výstupe z ejektora na aktívnom priereze dýzy je potrebné brať do úvahy aj tlak na vstupe ejektora (resp. tlak na výstupe kompresora). Pretože tlak na výstupe z ejektora je ovplyvnený viacerými parametrami (tlak na saní, prietok atď.)

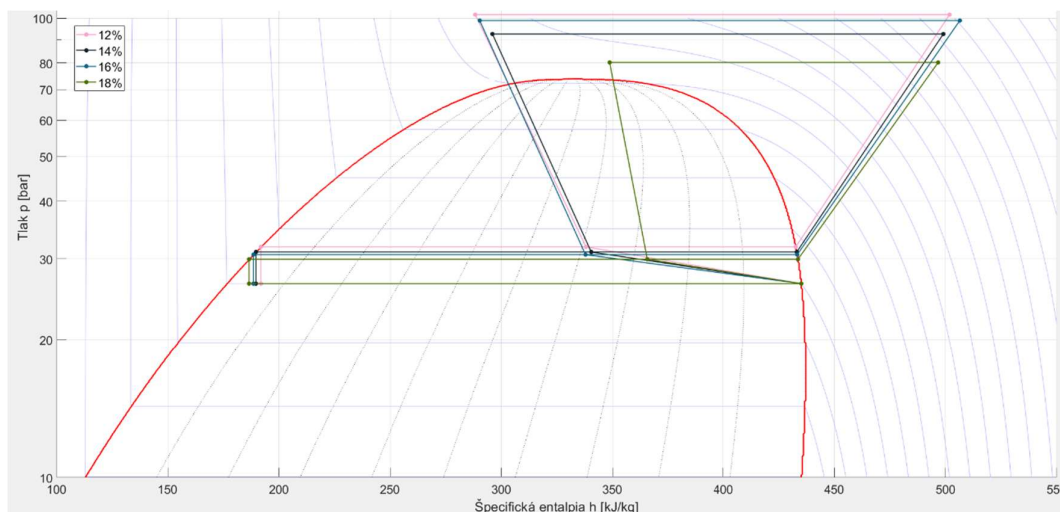


Obr. 4.14 Závislosť tlaku na výstupe ejektoru na aktívnom priereze dýzy



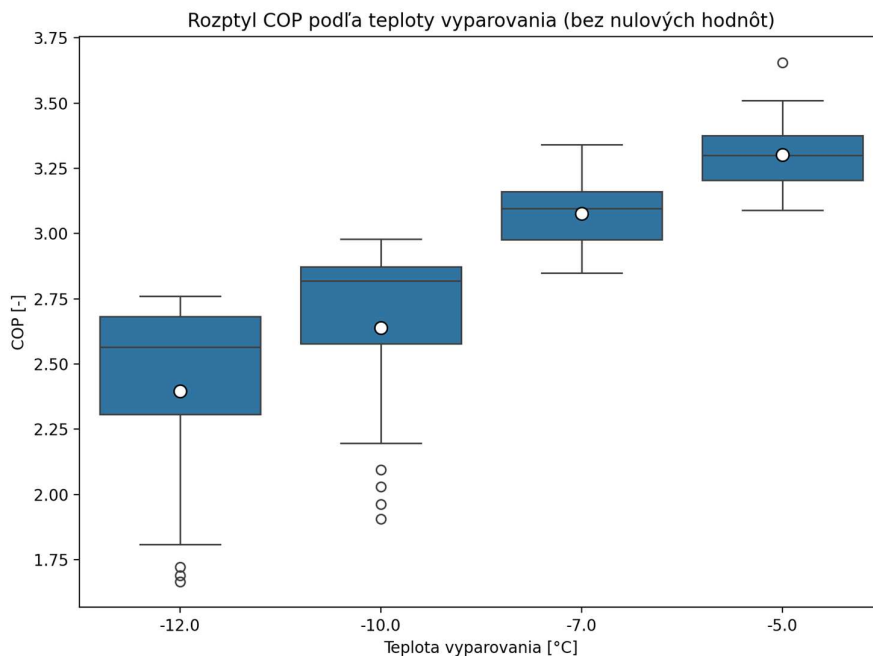
Obr. 4.15 Závislosť tlaku na výstupe kompresoru na aktívnom priereze dýzy

Z Obr. 4.13 a Obr. 4.16 vyplýva, že zmenou prierezu dýzy je možné sa prispôbiť meniacej sa prevádzke tepelného čerpadla pri zachovaní výkonu chladiča plynu.

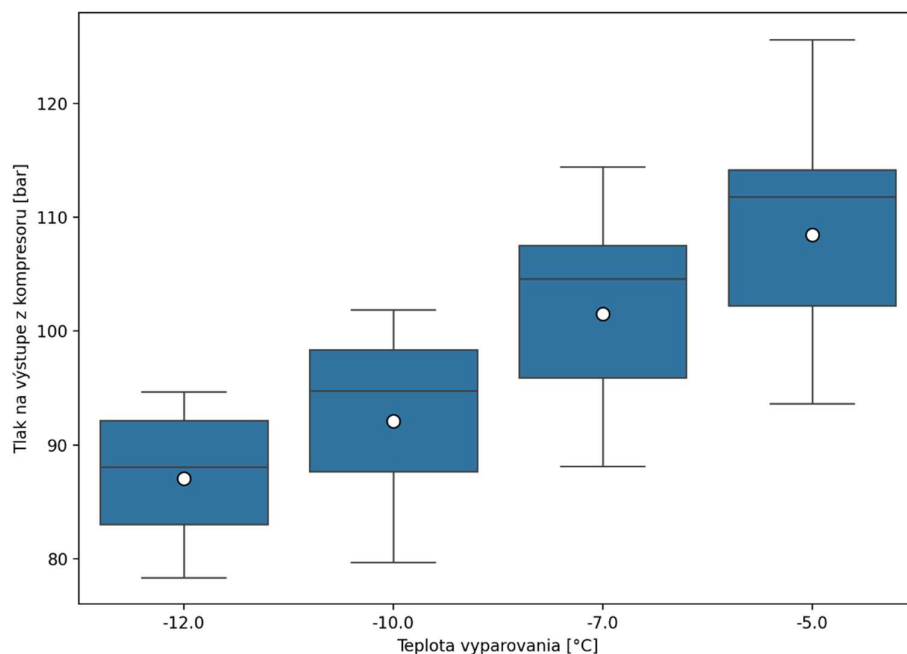


Obr. 4.16 Porovnanie cyklov tepelného čerpadla v závislosti na aktívnom priereze dýzy (nominálna prevádzka)

Na Obr. 4.17 je znázornená závislosť COP na teplote vyparovania. Z grafu vyplýva, že s rastúcou teplotou vyparovania dochádza k nárastu priemernej hodnoty COP. Pri najnižšej teplote ($-12\text{ }^{\circ}\text{C}$) je priemerný COP približne 2,40, zatiaľ čo pri najvyššej ($-5\text{ }^{\circ}\text{C}$) dosahuje priemer COP hodnotu 3,30. Rozptyl hodnôt COP je najmenší pri vyšších teplotách, čo naznačuje stabilnejšiu prevádzku systému v priaznivejších podmienkach. COP rastie s rastúcou teplotou vyparovania, pričom medián aj horný kvartil sa posúvajú smerom nahor. Obr. 4.18 zobrazuje rozptyl tlaku na výstupe z kompresoru pre jednotlivé hodnoty teploty vyparovania. S rastúcou teplotou vyparovania resp. s rastúcim tlakom vyparovania rastie aj tlak v systéme. Vysoký tlak pár na saní ejektora zvyšuje tlak na výstupe z difúzora resp. na saní kompresoru.

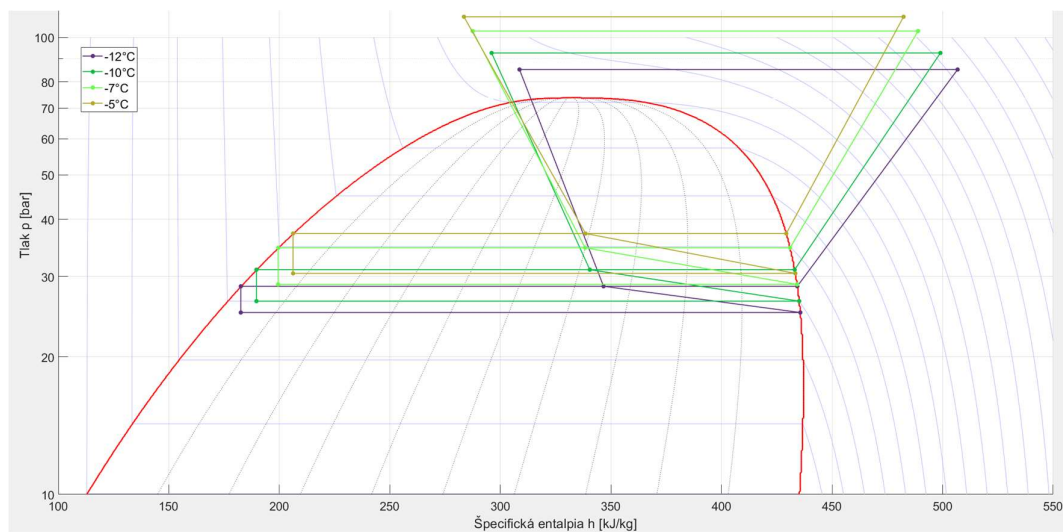


Obr. 4.17 Závislosť COP na teplote vyparovania



Obr. 4.18 Závislosť tlaku na výstupe kompresoru na teplote vyparovania

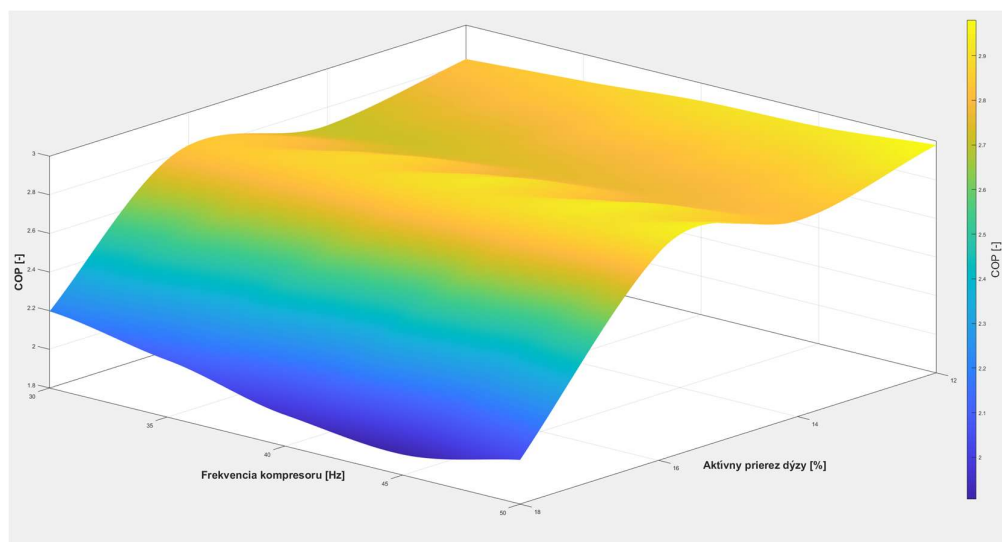
Obr. 4.19 znázorňuje, ako teplota vyparovania resp. tlak zvyšuje prevádzkový tlak systému. Z grafu vyplýva, že pri určovaní teploty vyparovania v prevádzke je potrebné brať do úvahy aj závislosť medzi tlakom vyparovania a aktívnym prierezom dýzy. Vzhľadom na bezpečnosť (maximálny dovolený tlak experimentálneho zariadenia je 110 bar.), nie je možné použiť teplotu vyparovania -5 °C (aj keď pri tejto hodnote dosahuje systém najlepšie COP) ani v prípade, keď prevádzková teplota zdroja tepla (odpadová voda) by pre takúto hodnotu bola optimálna.



Obr. 4.19 Porovnanie cyklov tepelného čerpadla v závislosti teploty vyparovania (nominálna prevádzka)

Na Obr. 4.20 je znázornená závislosť COP na frekvencii kompresoru a aktívnom priereze dýzy. Zo simulácie vyplýva, že na rozdiel od predchádzajúceho matematického modelu (Obr. 2.8), po pridaní procesu zvyšovania tlaku resp. znižovania tlaku na výstupe z kompresoru na základe aktívneho

prierezu dýzy, systém dokáže kompenzovať zmenu prevádzkových podmienok. Takýto priebeh sa zhoduje s očakávaniami pri návrhu systému a zároveň zodpovedá správaniu sa systému počas skúšobných meraní.



Obr. 4.20 Závislosť COP na frekvencií kompresoru a úrovni škrtenia ejektoru aktívnom priereze dýzy

4.4.2 Súhrn

S rastúcou frekvenciou kompresora sa priemerné hodnoty COP mierne zvyšujú, pričom systém si vďaka schopnosti ejektoru meniť geometriu udržiava stabilné COP. Priemerná hodnota COP v testovanom rozsahu bola 2,85. Výkon chladiča plynu aj výparníka rastie so zvyšujúcou sa frekvenciou, čo je dôsledkom vyššieho prietoku chladiva. Tlak na výstupe z kompresora aj z ejektoru s rastúcou frekvenciou mierne stúpa. Zväčšuje sa aj rozptyl hodnôt, čo je spôsobené vyššou citlivosťou systému na zmenu prierezu dýzy pri vyšších prietokoch. COP sa môže skokovo meniť, ak geometria dýzy ejektoru nezodpovedá aktuálnym prevádzkovým podmienkam. Aktivný prierez dýzy nemá zásadný vplyv na výkon výparníka a chladiča plynu. Zmeny tlaku na výstupe kompresora, ktoré sú ovplyvnené prierezom dýzy, zásadne neovplyvňujú prietok a teplotu chladiva, a teda ani výkon výmenníkov. S rastúcou teplotou vyparovania sa priemerná hodnota COP zvyšuje. Pri teplote $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ bol priemerný COP približne 2,40, zatiaľ čo pri $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ dosiahol až 3,30. Prevádzka systému je stabilnejšia pri vyšších teplotách vyparovania. Vyššia teplota vyparovania vedie k nárastu tlaku v celom systéme. Vysoký tlak pár na saní ejektoru zvyšuje tlak na jeho výstupe a následne aj na saní kompresora.

Na rozdiel od prvotného, nový matematický model lepšie opisuje prevádzku systému. Merania dokázali, že geometria použitého ejektoru je vyhovujúca pre rozsah skúmaných prevádzkových podmienok systému. Nový prístup zohľadňujúci pomer medzi vstupným a výstupným tlakom ejektoru lepšie predpovedá prevádzku systému. Výsledky simulácie dokazujú, že zmena aktívneho prierezu dýzy dokáže kompenzovať (udržiavať stabilné) COP aj pri meniacich sa prevádzkových podmienkach. Podľa prezentovaného matematického modelu ejektoru nedochádza v časti s konštantným prierezom k sonickým rázom. To je spôsobené nízkou rýchlosťou (menšia ako rýchlosť zvuku) zmiešaného prúdu. Podľa výsledkov využitie aerodynamického hrdla môže vysvetľovať posunutie expanzie smerom ku difúзору. Súčasný experimentálny stav však nie je navrhnutý tak, aby túto skutočnosť bolo možné presne overiť a závery vychádzajú len z pozorovania namrzania kondenzátu pár okolitého vzduchu na

povrchu ejektoru. Výsledky simulácie zároveň dokazujú, že limitou teploty vyparovania systému je zmena tlaku na výstupe kompresoru. Tlak na výstupe kompresoru sa môže vplyvom zmeny prierezu dýzy zvýšiť na úroveň presahujúcu bezpečnú prevádzku. Nový prístup výpočtu rýchlosti zvuku zrýchlil výpočet a spravil ho flexibilnejším z pohľadu meniacich sa systémových parametrov. Výsledky naznačujú existenciu vzťahu optimálneho aktívneho priemeru dýzy a optimálneho tlaku z pohľadu chladiča plynu. Na úplné potvrdenie presnosti celého matematického modelu sú ešte potrebné ďalšie experimentálne merania, ktoré sa v čase písania práce neuskutočnili z dôvodu časovej náročnosti experimentu.

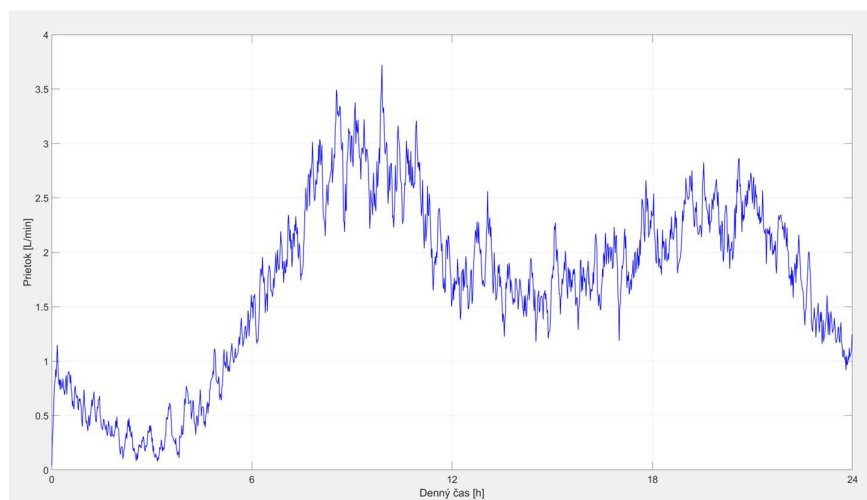
5 ENERGETICKÁ ANALÝZA ODPADOVEJ VODY

Cieľom bolo simulovať spotrebu vody a produkciu odpadovej vody v obytnom dome počas jedného roka (365 dní) a následne analyzovať potenciál rekuperácie tepla. Simulácia vytvárala denné profily prietoku a teploty odpadovej vody, ako aj spotrebu teplej a studenej vody. Model funguje na princípe stochastickej (náhodnej) simulácie. Model simuloval správanie sa každého jednotlivého obyvateľa zvlášť a výsledky agregoval dokopy. Následne sa vytvoril celkový profil spotreby vody pre celý bytový dom. Tento prístup umožňoval vytvoriť realistickejšie a dynamickejšie profily spotreby. Modelový bytový dom sa skladal z 5 poschodí, kde celková plocha poschodia bola 110 m^2 . Na jednom poschodí sa nachádzali 2 bytové jednotky s výmerou 50 m^2 a 10 m^2 bola prístupová časť (schodisko). Prvé poschodie slúžila ako vstupná časť s pivnicami.

Okrajovými podmienkami simulácie boli:

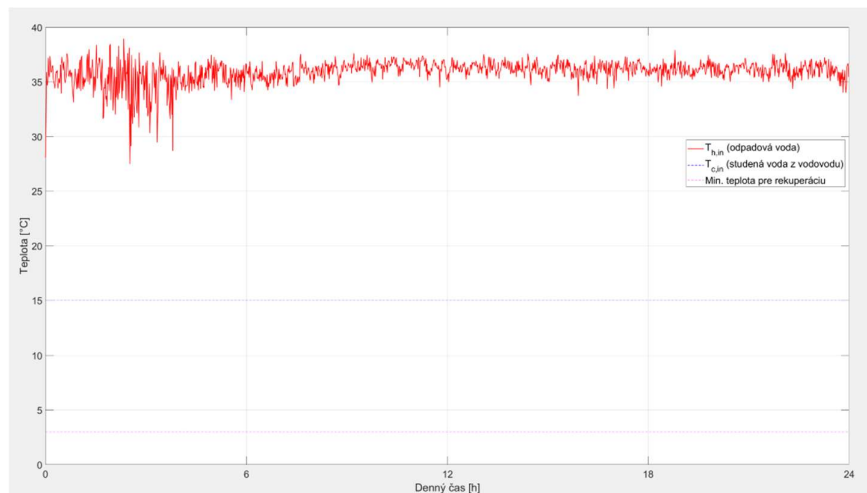
- Počet obyvateľov na bytovú jednotku (3,1 priemer v slovenskej republike)
- Počet bytových jednotiek (8 – určuje typ riešenej budovy),
- Dĺžka simulácie (365 dní),
- Teplota teplej a studenej vody (52°C a 15°C),
- Hraničná teplota odpadovej vody (3°C – aby sa predišlo zamŕzaniu).

Priemerný denný prietok odpadovej vody v $\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$ za rok pre bytový dom s 23 obyvateľmi je znázornený na Obr. 5.1



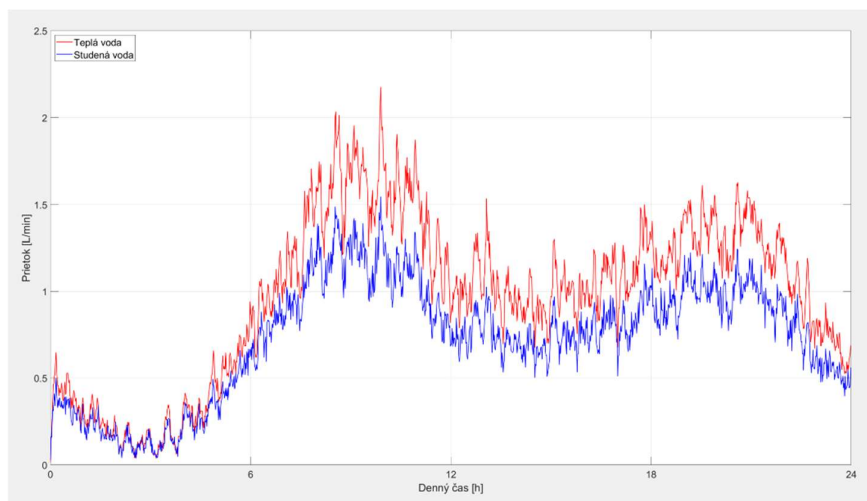
Obr. 5.1 Priemerný denný prietok odpadovej vody

Celkový objem odpadovej vody za deň bol 2448,54 l resp. $106 \text{ l.os}^{-1}.\text{deň}^{-1}$. Minimálny prietok odpadovej vody za deň bol $2,42 \text{ l.min}^{-1}$ a maximálny prietok odpadovej vody za deň bol 49 l.min^{-1} . Priemerná teplota odpadovej vody bola $36,11 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Pribeh teploty odpadovej vody je znázornený na Obr. 5.2. Teplota odpadovej vody sa simulovala na základe výsledkov meraní za zdrojmi odpadovej vody a následnom zmiešaní tokov v potrubí.



Obr. 5.2 Teplota odpadovej vody v čase (ročný priemer)

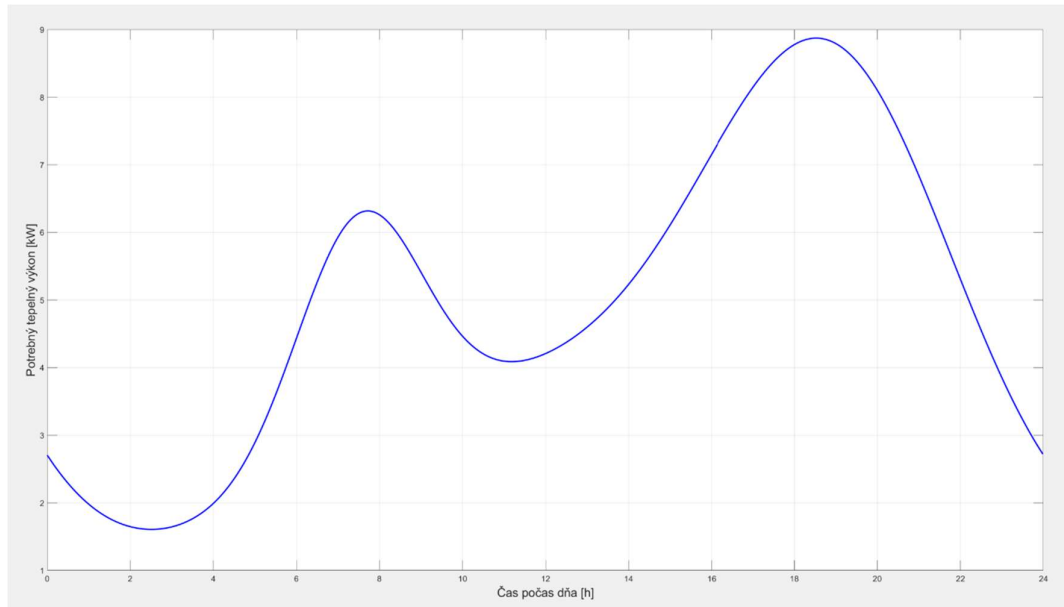
Podiel množstva teplej a studenej vody na odpadovej vode je znázornený na Obr. 5.3. Z výsledkov vyplýva, že priemerná denná spotreba teplej vody bola 1397,7 litrov ($60,7 \text{ l.os}^{-1}.\text{deň}^{-1}$) a priemerná denná spotreba studenej vody bola 1050,84 litrov ($45,7 \text{ l.os}^{-1}.\text{deň}^{-1}$). Simulácia odpadovej vody sa zhoduje s meraniami vykonanými na Slovensku (Krafčík, 2019). Priemerný prietok teplej vody počas simulácie bol $0,97 \text{ l.min}^{-1}$. Priemerný prietok studenej vody počas simulácie bol $0,73 \text{ l.min}^{-1}$.



Obr. 5.3 Prietok teplej a studenej vody (ročný priemer)

Dôležitým faktorom v simulácii bolo rozloženie potreby tepla na vykurovanie v čase. Denný profil potreby tepla na vykurovanie sa určil na základe meraní (Clare Hanmer, 2017) tak, aby sa vytvorený profil v čase zhodoval s nameranými dátami a celková potreba tepla na vykúrenie zhodovala

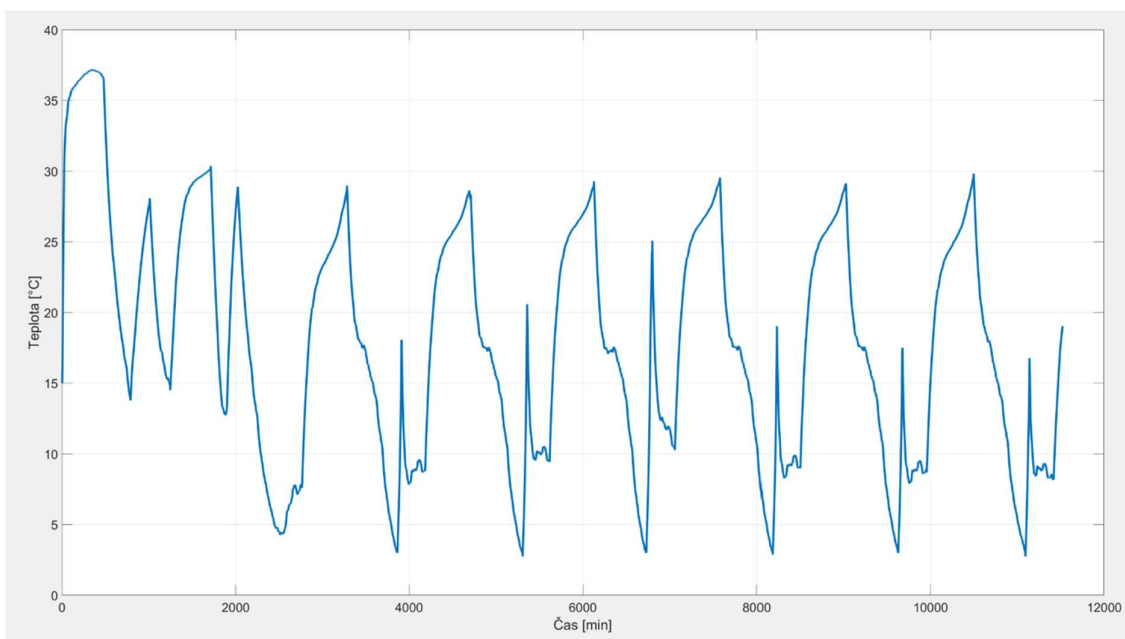
s vypočítanou. Na Obr. 5.4 je znázornený denný profil potreby tepla na vykurovanie ($120,55 \text{ kWh} \cdot \text{den}^{-1}$).



Obr. 5.4 Denný profil potreby tepla na vykurovanie

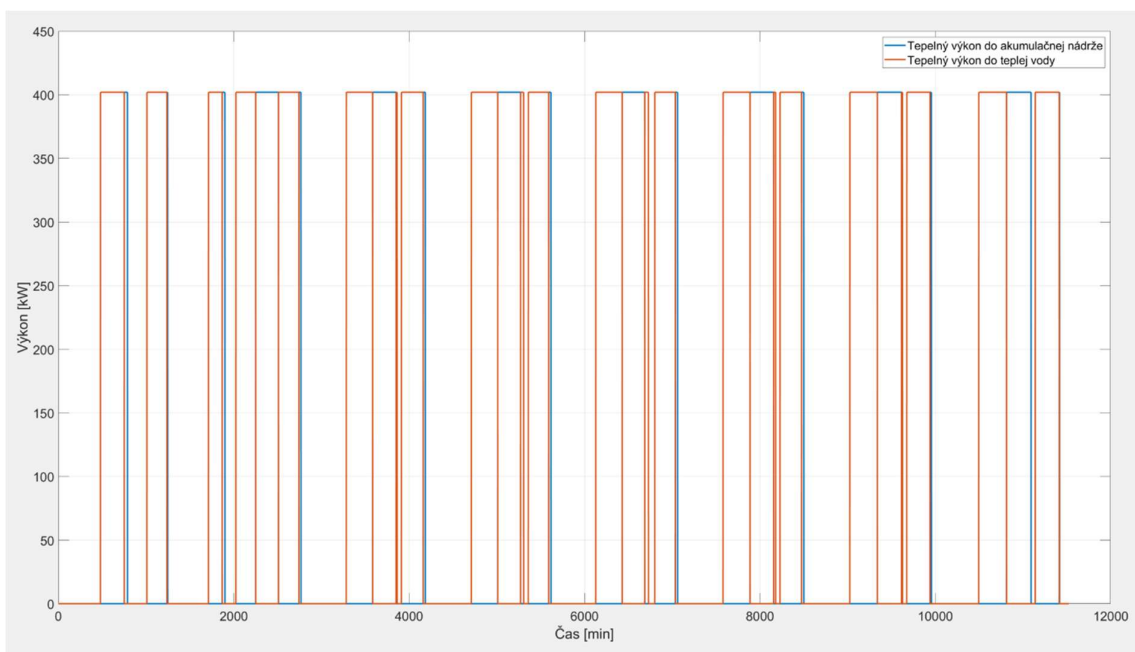
5.1 Simulácia fyzikálneho systému

Na Obr. 5.5 je znázornený priebeh teplôt v nádrži na odpadovú vodu. Teplota v nádrži na odpadovú vodu bola počas 8 dní v rozmedzí od približne $2,7^\circ\text{C}$ do $37,2^\circ\text{C}$. Priemerná teplota bola približne $17,8^\circ\text{C}$, čo naznačuje, že väčšinu času bola voda dostatočne teplá na efektívne využitie tepelným čerpadlom. Rozdiel priemerných teplôt (priemerná teplota v analýze energetického potenciálu a priemernou teplotou z fyzikálneho modelu) bol $18,29^\circ\text{C}$. Na grafe je vidieť, že teplota v nádrži kolísala v závislosti od prietoku a odberu tepla. V niektorých momentoch teplota klesla pod 3°C , čo aktivovalo núdzový režim maximálneho vypúšťania. Naopak, maximá okolo 37°C nastali vzhľadom na počiatočné podmienky na začiatku simulácie. Počas sledovaného obdobia došlo k šiestim aktiváciám núdzového režimu, keď teplota v nádrži klesla pod 3°C . Tieto núdzové režimy boli veľmi krátke – v priemere trvali len približne 2 minúty, pričom najdlhší trval 3 minúty a najkratší len 1 minútu. To znamená, že teplota v nádrži len krátkodobo klesla pod kritickú hranicu a rýchlo sa opäť zvýšila. Dôvodom boli prítok odpadovej vody s vyššou teplotou, vypúšťanie odpadovej vody o nižšej teplote a zníženie odberu tepla.



Obr. 5.5 Priebeh teploty v nádrži na odpadovú vodu

Na Obr. 5.6 je znázornený tepelný výkon dodávaný chladičom plynu tepelného čerpadla. Vzhľadom na to, že 1 krok v simulácii odpovedá 1 minúte boli všetky výkony prenasobené koeficientom 60 (odpovedajúce 60 sekundám). Z výsledkov vyplýva, že prepínaním medzi nádržou na teplú vodu a akumulácnou nádobou môže TČ fungovať bez vypnutia dlhší čas, čím sa zvyšuje životnosť kompresoru tepelného čerpadla.



Obr. 5.6 Teplo dodávané do systému chladičom plynu

Množstvo tepla dodané resp. odobrané je uvedené Tab. 2 a Tab. 3. V tabuľke sú uvedené aj vypočítané ceny za dodané energie (tarifa pre elektrickú energiu sa určila ako DD2). Výsledky dokazujú, že

rekuperácia tepla z odpadovej vody môže byť ekonomicky výhodná. Rozdiel medzi nákladmi na energiu variantu s rekuperáciou a variantu bez rekuperácie bol 2450€. Je potrebné uviesť, že vypočítané ceny sú len orientačné a výsledná cena v reálnej prevádzky sa môže líšiť (napr. od konkrétneho dodávateľa energií, konkrétnej tarify atď.).

Tab. 2 Súhrn výsledkov pre systém s rekuperáciou tepla

Zdroj		Množstvo energie [kWh]		Cena [€]		
		8 dní	1 deň	8 dní	1 deň	1 rok
Nádrž na odpadovú vodu	TČ	500,38	62,55	-	-	-
Nádrž na teplú vodu	CZT	0	0	-	-	-
	TČ	512,44	64,05	-	-	-
Akumulačná nádrž	CZT	726,17	90,78	101,9	12,74	4650,10
	TČ	232,57	29,07	-	-	-
Kompresor	TČ	244,19	30,52	31,36	3,92	1430,80
Spolu				133,26	16,66	6080,90

Tab. 3 Súhrn výsledkov pre systém bez rekuperácie tepla

Zdroj		Množstvo energie [kWh]		Cena [€]		
		8 dní	1 deň	8 dní	1 deň	1 r
Nádrž na teplú vodu	CZT	512,44	64,05	65,12	8,14	2971,10
Akumulačná nádrž	CZT	958,74	119,84	121,84	15,23	5558,95
Spolu				186,96	23,37	8530,05

Optimálna stratégia a riadenie systému rekuperácie tepla z odpadových vôd bude z ekonomického pohľadu kľúčová. Vzhľadom na to, že táto práca sa zaoberala technickým aspektom tejto technológie neboli predstavené pokročilé metódy riadenia (predpoveď spotreby vody strojovým učením resp. umelou inteligenciou a pod.), ktoré by mohli výhody tejto technológie ešte viac zvýrazniť.

ZÁVER

Predložená dizertačná práca sa zaoberala komplexnou analýzou, modelovaním a optimalizáciou nadkritického tepelného čerpadla s regulovateľným ejektorom. Hlavným cieľom práce bolo vyvinúť a experimentálne overiť presný matematický model, ktorý by dokázal popísať správanie sa systému za rôznych prevádzkových podmienok a následne aplikovať tento model na posúdenie technickej uskutočniteľnosti rekuperácie tepla z odpadovej vody.

V úvodnej fáze bol vytvorený počiatočný matematický model, ktorého simulácie ukázali kľúčové závislosti výkonnostných parametrov. Zistilo sa, že koeficient účinnosti (COP) klesá s rastúcou frekvenciou kompresora, pričom najvyššia hodnota COP (3,87) bola dosiahnutá pri 30 Hz a najnižšia (3,06) pri 50 Hz. Analýza ďalej potvrdila, že vyššia teplota vyparovania a nižšia výstupná teplota z chladiča plynu pozitívne ovplyvňujú COP, zatiaľ čo vplyv prehriatia na výstupe z výparníka bol zanedbateľný. Pôvodný model však naznačoval, že zmena prierezu dýzy ejektora nedokáže efektívne kompenzovať meniace sa prevádzkové podmienky.

Počas vykonaného experimentu sa pozoroval rozpor medzi počítačnou simuláciou a reálnym správaním systému. Experimentálne merania vylúčili, že problém spojený s reguláciou prierezu dýzy, by bol spôsobený nevhodnou geometriou. Experimenty navyše preukázali, že zmenšovaním prierezu hnacej dýzy dochádza k okamžitému a významnému nárastu tlaku na vstupe do ejektora a poklesu tlaku na jeho výstupe, čo bolo v rozpore s predpokladom prvotného modelu o regulácii na konštantný optimálny tlak. Ďalej vytvorenie námrazy na povrchu ejektora ukázalo, že k expanzii chladiva dochádza v inej časti, ako sa pôvodne predpokladalo. Na vysvetlenie tohto javu bola navrhnutá zmena matematického modelu pridaním aerodynamického hrdla.

Tieto zistenia viedli k zásadnej úprave matematického modelu. Nový model implementoval experimentálne zistenú závislosť tlakového pomeru ejektora od úrovne otvorenia jeho dýzy. Výsledky simulácií s upraveným modelom oveľa lepšie korešpondovali so správaním sa zariadenia počas experimentu. Výsledky simulácie preukázali, že reguláciou aktívneho prierezu dýzy je možné kompenzovať meniace sa prevádzkové podmienky a udržiavať stabilný COP. Tento nový model potvrdil, že so zvyšujúcou sa teplotou vyparovania rastie aj COP (z 2,40 pri $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ na 3,30 pri $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$) a systém sa stáva stabilnejším.

Model bol následne použitý na simuláciu systému rekuperácie tepla z odpadovej vody v bytovom dome. Simulácia počas 8-dňového obdobia ukázala, že systém dokáže efektívne udržiavať teplotu v nádrži na odpadovú vodu v priemere na hodnote $17,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, čo predstavuje dostatočne vysoký energetický potenciál. Systém preukázal vysokú robustnosť; núdzové režimy spôsobené poklesom teploty pod $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ boli veľmi krátke, s priemernou dĺžkou trvania len 2 minúty. Schopnosť tepelného čerpadla plynule prepínať medzi ohrevom teplej vody a vykurovaním cez akumuláciu nádrže umožňuje dlhodobú prevádzku bez častého cyklovania, čo prispieva k predĺženiu životnosti kompresora. Analýza preukázala prínos navrhovaného riešenia. Porovnanie nákladov na energiu variantu s rekuperáciou a bez nej ukázalo potenciálnu ročnú úsporu. Tieto výsledky potvrdzujú, že rekuperácia tepla z odpadovej vody pomocou nadkritického tepelného čerpadla s ejektorom je technicky realizovateľná.

Práca prispela k hlbšiemu pochopeniu komplexných interakcií v systéme a vyústila do vytvorenia vylepšeného matematického modelu, ktorý presnejšie opisuje jeho reálne správanie. V čase písania práce nebolo možné vzhľadom na časovú náročnosť dôkladne verifikovať upravený matematický model. S pozorovaním pri prvých meraniach však vyplýva, že nový matematický model opisuje prevádzku experimentálneho zariadenia presnejšie. V práci na dôkladnej experimentálnej verifikácii sa bude pokračovať aj po dokončení dizertačnej práce. Pre budúci výskum sa preto odporúča vykonať ďalšie experimentálne merania na detailnejšie overenie a spresnenie celého matematického modelu. Detailnejšie preskúmať vzťah medzi optimálnym prierezom hnacej dýzy a optimálnym tlakom v chladiči plynu, čo môže viesť k ďalšej optimalizácii riadiacich stratégií systému.

Prínos pre vedecko-výskumnú oblasť

Hlavným vedeckým prínosom je vytvorenie vylepšeného matematického modelu, ktorý, na rozdiel od počítačových modelov, presnejšie opisuje reálne správanie systému. Model implementuje zistenú závislosť tlakového pomeru ejektora od otvorenia jeho dýzy. Práca identifikovala a vysvetlila rozpor medzi počítačnou simuláciou a experimentom. Zistenie námrazy a viedla k formulovaniu hypotézy o prítomnosti aerodynamického hrdla, ktorá bola úspešne zapracovaná do modelu. Boli systematicky analyzované a kvantifikované kľúčové závislosti výkonu (COP) a ďalších parametrov od frekvencie kompresora, teploty vyparovania a výstupnej teploty z chladiča plynu. Práca jasne definovala smery

pre budúci výskum, najmä potrebu ďalších experimentálnych meraní na detailnejšie overenie modelu a preskúmanie vzťahu medzi optimálnym prierezom dýzy a tlakom v chladiči plynu pre optimalizáciu riadiacich stratégií.

Prínos pre technickú prax

Bol vyvinutý matematický model nadkritického tepelného čerpadla s regulovateľným ejektorom. Tento model slúži ako praktický nástroj na predikciu správania sa systému a jeho optimalizáciu pre rôzne prevádzkové podmienky. Práca preukázala, že rekuperácia tepla z odpadovej vody pomocou navrhnutého systému je technicky realizovateľná a predstavuje efektívne riešenie na zníženie energetickej náročnosti budov.

Prínos pre pedagogickú činnosť

Zostrojený a overený experimentálny prototyp tepelného čerpadla môže slúžiť ako praktická učebná pomôcka pre študentov pri experimentálnej verifikácii teoretických poznatkov z oblasti termodynamiky a prenosu tepla.

ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- A. Nguyen, P. E.-N. (2019). Influence of an internal heat exchanger on the operation of a CO₂ direct expansion ground source heat pump. *Energy and Buildings*, 202. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109343>
- Arnell, M., Lundin, E., & Jeppsson, U. (2017). Sustainability Analysis for Wastewater Heat Recovery - Literature Review. Lund: Lund University.
- Austin, B.T., & Sumathy, K. (2011). Transcritical carbon dioxide heat pump systems: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 4013-4029.
- Australian Government. (2021, Október 03). Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. Retrieved Február 8, 2023, from www.dcceew.gov.au: <https://www.dcceew.gov.au/environment/protection/ozone/montreal-protocol>
- Baek, J. S., Groll, E. A., & Lawless, P. B. (2002). Development Of A Piston-Cylinder Expansion. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. (p. 584). Purdue: Purdue University. Retrieved 5 17, 2025, from <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/584>
- Bahman, A. M., Barta, R. B., Groll, E. A., & Ziviani, D. (2021). Theoretical Analysis of the CO₂ Expansion Process. In H. Y. Xin-Rong Zhang, *Transcritical CO₂ Heat Pump*. Singapore: John Wiley & Sons.
- Blomerius, H., Hołsken, C., & Mitra, N. (1999). Numerical Investigation of Flow Field and Heat Transfer in Cross-Corrugated Ducts. *ASME. J. Heat Transfer*, 314-321.
- Cecconet, D., Raček, J., Callegari, A., & Hlavínek, P. (2020). Energy Recovery from Wastewater: A Study on Heating and Cooling of a Multipurpose Building with Sewage-Reclaimed Heat Energy.
- Cipolla, S. S., & Maglionico, M. (2014). Heat recovery from urban wastewater: Analysis of the variability of flow rate and temperature. 69.
- Clare Hanmer, D. S. (2017). Household thermal routines and their impact on space heating demand patterns. ECEEE 2017 Summer Study (p. ECEEE 2017 Summer Study). Belambra Les Criques: European Council for an Energy Efficient Economy. Retrieved from <https://discovery.ucl.ac.uk/id/eprint/10027717>
- Erópska komisia. (2020, Semptember 17). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/SK>. Retrieved Máj 20, 2022, from <https://eur-lex.europa.eu>: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/SK/TXT/?uri=CELEX:52020DC0562>
- Európska komisia. (2019). Energetika a Zelená dohoda. Retrieved Február 8, 2023, from commission.europa.eu: https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal/energy-and-green-deal_sk
- Európska komisia. (2020, Január 14). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/SK>. Retrieved Máj 20, 2022, from <https://eur-lex.europa.eu>: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/SK/TXT/PDF/?uri=CELEX:52020DC0021&from=EN>
- Európska komisia. (2022, Január 19). <https://ec.europa.eu/eurostat>. Retrieved Máj 5, 2022, from <https://ec.europa.eu>: https://ec.europa.eu/eurostat/en/web/products-eurostat-news/-/ddn-20220119-1?fbclid=IwAR3pbk0p_ORD27WrTgvynzAxoLwG7-VvPWkkQhzySV3sAZ7k6qUg0ov6Vvk
- Eurostat. (2025, 6 26). Average household size. Retrieved from ec.europa.eu: https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/ILC_LVPH01__custom_3603397/bookmark/table?lang=en&bookmarkId=5d2c2746-642e-498b-9699-33fd2f99b666
- Fang Liu, E. A. (2016). Comprehensive experimental performance analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ system. *Applied Thermal Engineering*, 98, 1061-1069. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.017>

- Fang Liu, H. L. (2023). Transient numerical study of CO₂ two-phase flow in a needle adjustable ejector. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 214, 124395. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124395>
- Feng Cao, Z. Y. (2020). Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO₂ heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering*, 168. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114855>
- Forooghi, P., & Hooman, K. (2013). Effect of buoyancy on turbulent convection heat transfer in corrugated channels – A numerical study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 850-862.
- Gherasim, I., Taws, M., Galanis, N., & Nguyen, C. T. (2013). Numerical and experimental investigation of buoyancy effects in a plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 51(1-2), 347-363. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.009>
- Giuseppe Grazzini, A. M. (2018). *Ejectors for Efficient Refrigeration*. Cham: Springer International Publishing AG, part of Springer Nature. doi:<https://doi.org/10.1007/978-3-319-75244-0>
- Gullo, P., Kærn, M. R., Haida, M., Smolka, J., & Elbel, S. (2020). A review on current status of capacity control techniques for two-phase ejectors. 119.
- J Pettersen, A. H. (1998). Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems. *International Journal of Refrigeration*, 21(3), 180-193. doi:[https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00013-9](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00013-9)
- J. Wu, T. K. (2011). Investigation of heat transfer and pressure drop of CO₂ two-phase flow in a horizontal minichannel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), 2154-2162. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.12.009>
- José M. Cardemil, & S. (2012). A general model for evaluation of vapor ejectors performance for application in refrigeration. *Energy Conversion and Management*(64), 79-86.
- Jun Lan Yang, Y. T. (2005). Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *Energy*, 30(7), 1162-1175. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.08.007>
- Kim, M., Pettersen, J., & Bullard, C. (2004). Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(2), 119-174.
- Krafčík, M. (2019). PRIETOKY A SPOTREBA VODY V BYTOVÝCH DOMOCH A VYUŽITIE STRATIFIKÁCIE PRI PRÍPRAVE TEPLEJ VODY. Dizertačná práca. Slovenská republika: SLOVENSKÁ TECHNICKÁ UNIVERZITA V BRATISLAVE. Retrieved 6 26, 2025
- L. Ni, S. L. (2012). Feasibility study of a localized residential grey water energy-recovery system. *Applied Thermal Engineering*, 53-62. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.01.031>
- Lee, J. S., Kim, M. S., & Kim, M. S. (2014). Studies on the performance of a CO₂ air conditioning system using an ejector as an expansion device. *International Journal of Refrigeration*, 38, 140-152.
- Liu, F., Groll, E.A., & Li, D. (2012). Investigation on performance of variable geometry ejectors for CO₂ refrigeration cycles. *Energy*, 45(1), 829-839.
- Longo G.A., Mancin S., Righetti G., & Zilio C. (2015). A new model for refrigerant boiling inside Braze Plate Heat Exchangers (BPHEs). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91, 144-149.
- Lund H, & F. (2012). Equilibrium conditions and sound velocities in two-phase flows. SIAM annual meeting (pp. 1-5). Pittsburgh: SIAM.
- M. Monjurul Ehsan, Z. G. (2018). A comprehensive review on heat transfer and pressure drop characteristics and correlations with supercritical CO₂ under heating and cooling applications.

Renewable and Sustainable Energy Reviews, 92, 658-675. doi:<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.106>

Ministerstva dopravy, v. a. (2012, 11 12). Vyhláška 364/2012 Z. z. Bratislava, Slovenská republika. Retrieved 6 26, 2025, from <https://static.slov-lex.sk/static/SK/ZZ/2012/364/20200310.html>

Mitsuhiro Fukuta, Y. N. (2012). Characteristics of CO₂ Transcritical Expansion. The International Refrigeration and Air Conditioning Conference (p. 1265). Purdue: Purder University. Retrieved 5 17, 2025, from <http://docs.lib.purdue.edu/iracc>

Nagpal, H., Spriet, J., & Murali, M. K. (2021). Heat Recovery from Wastewater—A Review of Available Resource. 13(9).

Paride Gullo, M. R. (2020). A review on current status of capacity control techniques for two-phase ejectors. 119.

Petrák, M. (2014). <https://portal.cvut.cz/>. Retrieved November 28., 2023, from <https://portal.cvut.cz/informace-pro-zamestnance/habilitace-a-inaugurace/habilitacni-spisy/2011-2019/>: <https://portal.cvut.cz/wp-content/uploads/2017/04/HP2014-18-Petrak.pdf>

Pourya Forooghi, K. H. (2013). Effect of buoyancy on turbulent convection heat transfer in corrugated channels – A numerical study. International Journal of Heat and Mass Transfer, 64, 850-862. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.028>

Raffaele L. Amalfi, J. R. (2016). High resolution local heat transfer and pressure drop infrared measurements of two-phase flow of R245fa within a compact plate heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, 103, 791-806. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.060>

Robinson, D., & Groll, E. (1998). Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine. International Journal of Refrigeration, 21(7), 577-589.

Sarkar, J. (2008). Optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle. Energy, 33(9), 1399-1406.

Sarkar, J., Bhattacharyya, S., & Gopal, M. (2006). Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. International Journal of Refrigeration, 29(5), 735-743.

Sung Goo Kim, Y. J. (2005). The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating. International Journal of Refrigeration, 1064-1072. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.03.004>

Swedish Energy Agency. (2009). Measurements of Cold and Hot Water Use in 44 Households. Eskilstuna, Sweden: Swedish Energy Agency.

The MathWorks, I. (2025, 6 28). Matlab help center. Retrieved from [www.mathworks.com: https://www.mathworks.com/help/simscape/referencelist.html?type=block&s_tid=CRUX_topnav](https://www.mathworks.com/help/simscape/referencelist.html?type=block&s_tid=CRUX_topnav)

Wärff, C., Arnell, M., Sehlén, R., & Jeppsson, U. (2020). Modelling heat recovery potential from household wastewater. 81(8).

Wu, W., Skye H.M., & Dyreby, J.J. (2021). Modeling and experiments for a CO₂ ground-source heat pump with subcritical and transcritical operation. Energy Conversion and Management, 243, 114420.

Xiaocui Li, L. Z. (2025). Study on the effect of ejector on the performance of low temperature transcritical CO₂ two-stage compression refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 175, 299-313. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2025.04.010>

Xu, X. X., Chen, G. M., Tang, L. M., & Zhu, Z. J. (2012). Experimental investigation on performance of transcritical CO₂ heat pump system with ejector under optimum high-side pressure. Energy, 44(1), 870-877.

- Ying Chen, J. G. (2005). The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 28(8), 1238-1249. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.08.009>
- Yitai Ma, Z. L. (2013). A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy*, 55, 156-172. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.030>
- Zendehboudi, A., Ye, Z., Hafner, A., Andresen, T., & Skaugen, G. (2021). Heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ in brazed plate heat exchangers of the tri-partite gas cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 178.
- Zhang, X.-R., & Yamaguchi, H. (2021). *Transcritical CO₂ Heat Pump*. Singapore: John Wiley & Sons.
- Zhang, X.-r., & Yamaguchi, H. (2021). *Transcritical CO₂ Heat Pump: Fundamentals and Applications*. Singapore: John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd.
- Zhequan Jin, A. H. (2019). Preliminary study on CO₂ transcritical ejector enhanced compressor refrigeration system for independent space cooling and dehumidification. *International Journal of Refrigeration*, 100, 13-20. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.01.027>

Zoznam vlastných vedeckých publikácií

- Analysis of wastewater heat recovery potential for a family house in Slovakia / Miča, Adam [Autor, 50%] ; Kapjor, Andrej [Autor, 50%]. – [recenzované]. In: *Advances in Thermal Processes and Energy Transformation* [elektronický dokument] . – Prešov (Slovensko) : Energetická konzultačná agentúra. – ISSN 2585-9102. – Roč. 5, č. 2 (2022), s. 30-35 [online]
- Analýza prestupu tepla v zariadení tepelného manažmentu vodnej fajky / Miča, Adam (Korešpondenčný autor) (25%) ; Kapjor, Andrej (Autor) (25%) ; Lenhard, Richard (Autor) (25%) ; Kaduchová, Katarína (Autor) (25%) ; Konferencie užívateľů Ansys 2024, 27 [29.05.2024-31.05.2024, Zaječí, Česko]. In: *Konferencie užívateľů Ansys 2024* [elektronický dokument] : sborník konference / Sošková, Iva [Zostavovateľ, editor] ; Paulas, Richard [Recenzent] ; Hanulák, Patrik [Recenzent] ; Kubák, Jindřich [Recenzent] ; Plešinger, Jaroslav [Recenzent]. – 1. vyd. – Praha (Česko) : Praha TechSoft Engineering, 2024. – ISBN (elektronické) 978-80-907196-5-1, s. [1-8] [CD-ROM]
- Premena primárnej energie na teplo použitím termodynamických cyklov a kompresorového obehu [textový dokument (print)] [skriptum] / Kapjor, Andrej (Autor) (5%) ; Čaja, Alexander (Autor) (40%) ; Vantúch, Martin (Autor) (40%) ; Miča, Adam (Autor) (15%) ; Rimár, Miroslav (Recenzent) ; Brestovič, Tomáš (Recenzent) . – 1. vyd. – Žilina (Slovensko) : Žilinská univerzita v Žiline, 2023. – 110 s. [7,87 AH] [tlačená forma]. – ISBN 978-80-554-2066-0
- Znižovanie energetickej náročnosti obytných budov využitím energetického potenciálu odpadovej vody ako zdroj tepla pre tepelné čerpadla / Miča, Adam (Autor) (34%) ; Kapjor, Andrej (Autor) (33%) ; Vantúch, Martin (Autor) (33%) ; *Vzduchotechnika* 2023, 22 [08.06.2023-09.06.2023, Vysoké Tatry, Nový Smokovec, Slovensko]. In: *Zborník prednášok z 22. ročníka vedecko-odbornej konferencie Vzduchotechnika 2023* [elektronický dokument] : budúcnosť vetrania, klimatizácie a chladenia / Petráš, Dušan [Zostavovateľ, editor] ; Löffler, Jozef [Recenzent] ; Baloghová, Kristína [Recenzent]. – 1. vyd. – Bratislava (Slovensko) : Slovenská spoločnosť pre techniku prostredia, 2023. – ISBN 978-80-8284-014-1, s. 111-114 [USB kľúč]
- Porovnanie pevnostných návrhov potrubnej siete z polyetylénu a ocele / Miča, Adam [Autor, 34%] ; Gavlas, Stanislav [Autor, 33%] ; Nosek, Radovan [Autor, 33%]. In: *Plynár. Vodár. Kúrenár + Klimatizácia* [textový dokument (print)] . – Košice (Slovensko) : V.O.Č. Slovakia - Vydavateľstvo odborných časopisov. – ISSN 1335-9614. – Roč. 18, č. 1 (2020), s. 8-11 [tlačená forma]

Analýza potenciálu využitia tepla z odpadových vôd pre rodinný dom na Slovensku = Analysis of wastewater heat recovery potential for a family house in Slovakia / Miča, Adam [Autor, 50%] ; Kapjor, Andrej [Autor, 50%]. – [recenzované]. In: Technológ [textový dokument (print)] [elektronický dokument] . – Žilina (Slovensko) : Žilinská univerzita v Žiline. – ISSN 1337-8996. – ISSN (online) 2730-0501. – Roč. 14, č. 4 (2022), s. 31-35 [tlačená forma] [online] [USB kľúč]

Theoretical and numerical investigation on heat transfer from vulcanization presses containers / Lenhard, Richard [Korešpondenčný autor, 25%] ; Kaduchová, Katarína [Autor, 25%] ; Miča, Adam [Autor, 25%] ; Malcho, Milan [Autor, 25%]. – [recenzované]. – DOI 10.3390/ pr13040963. – CCC ; SCO ; WOS CC ; SCIE. In: Processes [elektronický dokument] . – Bazilej (Švajčiarsko) : Multidisciplinary Digital Publishing Institute. – ISSN (online) 2227-9717. – Roč. 13, č. 4 (2025), art. no. 963, s. [1-26] [online]

Conceptual design of a transcritical heat pump with CO₂ refrigerant for wastewater heat recovery application research /Miča, Adam; Kapjor, Andrej; Jandačka, Jozef; Holubčík, Michal; Čaja, Alexander. In: IIR Conference on Compressors and Refrigerants. – Bratislava (Slovensko, 9–11 September 2024): PAPER ID: 0674, DOI: 10.18462/iir.compr.2024.0674

Návrh nadkritického tepelného čerpadla CO₂ pre výskum rekuperácie tepla z odpadových vôd / Miča, Adam; Kapjor, Andrej; Vantúch, Martin. In: Obnoviteľné zdroje energie 2025 Zelené a obnoviteľné technológie pre techniku prostredia. - Nový Smokovec (Slovensko, 6.–7. Máj 2025)

Návrh nadkritického tepelného čerpadla s chladivom CO₂ a ejektorom pre kontinuálne chladenie a vysokoteplotné vykurovanie v nemocničných čistých priestoroch s rekuperáciou tepla z odpadovej vody / Miča, Adam; Kapjor, Andrej. In: 42nd MEETING OF THE DEPARTMENTS OF FLUID MECHANICS AND THERMOMECHANICS. – Donovaly (Slovensko, 25. - 27. Jún 2025): ISBN 978-80-554-2213-8

RESUMÉ

Znižovanie energetickej náročnosti budov je možné dosiahnuť efektívnym využívaním zostatkovej energie, najmä z odpadovej vody, pričom sa odhaduje, že 30 % až 40 % jej energetického potenciálu zostáva bežne nevyužitých. Tento nevyužitý tepelný potenciál je možné efektívne rekuperovať pomocou tepelného čerpadla. V práci bol analyzovaný systém s prírodným chladivom oxidom uhličitým (CO₂, R-744). Bežný kompresný cyklus s CO₂ v nadkritickej oblasti dosahuje nižšie hodnoty COP v režime vykurovania v porovnaní so syntetickými alternatívami.

Hlavným cieľom práce bolo vytvoriť súhrnný matematický model malej nadkritickej jednotky tepelného čerpadla s CO₂, využívajúci ejektor s posuvnou ihlou na optimalizáciu výkonu a zvýšenie COP zariadenia. Zároveň bola analyzovaná jeho prevádzka v systéme rekuperácie tepla z odpadovej vody.

V prvej fáze výskumu bol vytvorený počiatočný matematický model, ktorého simulácie identifikovali základné vzťahy medzi prevádzkovými parametrami. Experimentálne testovanie však odhalilo odchýlky medzi modelovanými a reálnymi výsledkami. Tieto poznatky viedli k prepracovaniu matematického modelu. Nová verzia modelu zohľadnila závislosť tlakového pomeru ejektora od úrovne otvorenia dýzy, získanú experimentálne. Výsledky následných simulácií preukázali výrazne lepšiu zhodu s reálnym správaním systému a potvrdili, že aktívna regulácia prierezu dýzy umožňuje účinne prispôbovať prevádzku meniacim sa podmienkam, čím sa dosahuje stabilný a optimalizovaný COP.

Finálna analýza preukázala energetický aj ekonomický prínos navrhovaného riešenia. Porovnanie spotreby energie v konfiguráciách so systémom rekuperácie a bez neho poukázalo na potenciál významnej ročnej úspory nákladov.

Práca významne prispela k hlbšiemu pochopeniu komplexných interakcií v nadkritickom tepelnom čerpadle s ejektorom a vyústila do vytvorenia vylepšeného matematického modelu, ktorý presnejšie zachytáva reálne správanie zariadenia.

SUMMARY

Reducing the energy demand of buildings can be achieved through the efficient utilization of residual energy, particularly from wastewater, with estimates suggesting that 30% to 40% of its energy potential typically remains unused. This unused thermal potential can be effectively recovered using a heat pump. This work analyzed a system utilizing the natural refrigerant carbon dioxide (CO_2 , R-744). A conventional vapor compression cycle with CO_2 operating in the supercritical region typically achieves lower COP values in heating mode compared to synthetic alternatives.

The main objective of the work was to develop a comprehensive mathematical model of a small-scale supercritical CO_2 heat pump unit incorporating an ejector with a movable needle, aimed at optimizing performance and increasing the system's COP. The operation of the system in a wastewater heat recovery application was also analyzed.

In the initial phase of the research, a preliminary mathematical model was developed, and simulations revealed the key relationships between operational parameters. However, experimental testing uncovered discrepancies between the simulated and real behavior of the system. These findings led to a revision of the mathematical model. The updated version incorporated the experimentally determined dependence of the ejector's pressure ratio on the nozzle opening level. Subsequent simulation results showed significantly better agreement with the actual system behavior and confirmed that active regulation of the nozzle cross-section enables effective adaptation to changing operating conditions, thus maintaining a stable and optimized COP.

The final analysis demonstrated both the energy and economic benefits of the proposed solution. A comparison of energy consumption in configurations with and without the heat recovery system indicated the potential for significant annual cost savings.

The work contributed substantially to a deeper understanding of the complex interactions in a supercritical CO_2 heat pump system with an ejector and resulted in the development of an improved mathematical model that more accurately reflects the real behavior of the device.

