

prof. Ing. Jiří PETRÁK, CSc.
 Ing. Jan SEDLÁŘ
 doc. Ing. Michal KOLOVRATNÍK, CSc.
 doc. Ing. Miroslav PETRÁK, Ph.D.
 ČVUT v Praze, Fakulta strojní

Model jednostupňového objemového kompresoru

Model of Single Stage Volumetric Compressor

Recenzent
 doc. Ing. Tomáš Matuška, Ph.D.

Příspěvek se věnuje modelování a parametrizaci objemových kompresorů. V první části je popsán teoretický fyzikální popis parametrizace hmotnostního průtoku chladiva kompresorem a charakteristika příkonu kompresoru. Na základě tabulkových dat od výrobce byl vytvořen model kompresoru Mitsubishi ANB33FBDMT, který byl následně ověřován na naměřených datech ze zkušebny. Relativní odchylka mezi modelem a měřením je ve většině provozních bodů do $\pm 5\%$. Pro ověření parametrizace byl stejným postupem vytvořen model kompresoru Danfoss VZH088AG. Matematický model dosáhl opět dobré shody s údaji výrobce.

Klíčová slova: objemový kompresor, matematický model

The contribution deals with modelling and parameterisation of volumetric compressors. The first part describes theoretical physical basis how to parameterise mass flow of the refrigerant in the compressor. The power characteristic of the compressor is described too. The model of Mitsubishi ANB33FBDMT compressor was created on the basis of the data acquired from the manufacturer. It was consequently verified by comparison with experimental data from testing room. The relative deviation between the model and the measurement is up to $\pm 5\%$ in the majority of operating points. Model of Danfoss VZH088AG compressor was created, using the same methodology, to verify the parameterisation. The mathematical model achieved a good agreement with data from manufacturer as well.

Keywords: volumetric compressor, mathematical model

ÚVOD

Chladicí zařízení (dále CHZ) a tepelná čerpadla (dále TČ) patří mezi významné spotřebiče elektřiny, jejichž použití a provoz jsou posuzovány a hodnoceny jak z hlediska použitého chladiva a tedy přímého vlivu na globální oteplování Země (u starších chladiv i vlivu na ozónovou vrstvu), tak i z hlediska energetické náročnosti jejich provozu, která má nepřímý vliv na globální oteplování. V souladu s národní a evropskou legislativou se u těchto zařízení musí provádět pravidelné kontroly na těsnost [1] a hodnotit jejich energetická náročnost [2, 3, 4, 5].

Pro potřeby jejich výroby, měření, projektování, provozu a hodnocení je nejen vhodné, ale v řadě případů i nezbytné, použít jejich matematický model, který vychází z modelů hlavních komponent, jimiž jsou především chladivový kompresor a výměníky tepla, a opírá se o modelový popis uspořádání tepelného oběhu chladiva.

Hlavním a energeticky nejnáročnějším komponentem CHZ nebo TČ pracujících na principu oběhu parního, obecně označovaného jako kompresorový, je bezesporu kompresor. Jeho úkolem je odsávat páry chladiva vznikající při jeho varu za nízkého tlaku a teploty ve výparníku a dopravovat je do kondenzátoru, kde jsou následně za vyššího tlaku a tedy i vyšší teploty zkapalněny. Při této činnosti zvyšuje kompresor tlak par chladiva nejen o rozdíl mezi tlakem kondenzačním a vypařovacím, ale musí pokrýt i tlakové ztráty vyvolané prouděním chladiva v sacím a výtlačném potrubí a v samotném kompresoru při jeho nasávání a výtlačku. Parametry kompresoru jsou zejména ovlivněny sacím potrubím, v němž pokles tlaku a nárůst teploty oproti stavu na výstupu z výparníku vede nejen k nárůstu kompresní práce, ale i k nárůstu měrného objemu par chladiva, což má za následek pokles hmotnostního množství odsávaného chladiva z výparníku a následkem toho i chladicího výkonu.

MODEL JEDNOSTUPŇOVÉHO OBJEMOVÉHO KOMPRESORU

Každý kompresor je energetické zařízení, u něhož dochází k přeměně mechanické energie na energii tlakovou a tepelnou, proto během kom-

prese par chladiva roste nejen jejich tlak, ale i teplota. U objemových kompresorů pístových, šroubových a spirálových (scroll) dochází ke kompresi tím, že po ukončení sání je pára chladiva uzavřena v pracovním prostoru, jehož objem se postupně zmenšuje.

Matematický model kompresoru popisuje jeho pracovní oblast a v ní pomocí charakteristik udává pro určité chladivo závislosti množství nasávaného chladiva, velikosti chladicího nebo topného výkonu, příkonu a chladicího, resp. topného faktoru na teplotě a tlaku v sání a na výtlačném tlaku. Někteří výrobci udávají všechny výše uvedené závislosti včetně proudového zatížení, jiní pouze určitou dvojici, protože ostatní závislosti lze z nich určit na základě znalosti uspořádání tepelného oběhu, v němž byl kompresor testován.

Při vytváření matematického modelu kompresoru se znalosti o množství nasávaného chladiva a příkonu kompresoru považují za prioritní. Ostatní hodnoty nebo jejich funkční závislosti jsou vázány na tepelný oběh.

Charakteristika hmotnostního průtoku chladiva kompresorem

Pro vytvoření charakteristiky hmotnostního průtoku chladiva kompresorem je zapotřebí popsat funkční závislost rovnicí

$$\dot{m} = fce(\text{chladivo}, p_s, t_s, p_v, n) \quad (1)$$

kde je:

\dot{m} hmotnostní průtok chladiva [kg·s⁻¹],

p_s tlak na sání kompresoru [Pa],

t_s teplota na sání kompresoru [°C],

p_v tlak výtlačný [Pa], určený tlakem kondenzačním a tlakovými ztrátami výtlačného potrubí,

n otáčky kompresoru [s⁻¹].

Současně platí

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_{\text{teor}} \cdot \lambda_d}{v_s}, \text{ nebo } \dot{m} = \frac{V_{\text{prac}} \cdot \lambda_d \cdot n}{v_s} \quad (2)$$

kde je:

\dot{V}_{teor} teoretická výkonnost kompresoru [$m^3 \cdot s^{-1}$],
 λ_d dopravní součinitel kompresoru [-],
 V_{prac} pracovní objem kompresoru [m^3],
 v_s měrný objem chladiva na sání [$m^3 \cdot kg^{-1}$].

Měrný objem chladiva na sání kompresoru je určen podle vztahu

$$v_s = fce(chladivo, t_s, p_s) \quad (3)$$

První vyjádření \dot{m} v rovnici (2) je použitelné pro kompresory s konstantními otáčkami, druhé pro kompresory s proměnnými otáčkami. Měrný objem par chladiva na sání lze převzít z látkových vlastností chladiva, např. z [13].

Dopravní součinitel kompresoru se definuje jako součin dílčích součinitelů podle rovnice (4).

$$\lambda_d = \lambda_o \cdot \lambda_s \cdot \lambda_t \cdot \lambda_n \cdot \lambda_p \quad (4)$$

kde je:

λ_o objemový součinitel [-],
 λ_s součinitel škrcení během sání [-],
 λ_t součinitel ohřátí par během sání [-],
 λ_n součinitel netěsností během celého cyklu [-],
 λ_p součinitel dalších ztrát [-].

Objemový součinitel λ_o

Součinitel je definován jako poměr skutečně nasátého objemu oproti objemu pracovnímu podle vztahu

$$\lambda_o = \frac{V_{skut}}{V_{prac}} \quad (5)$$

kde je V_{skut} skutečný objem nasátého plynu [m^3].

Jeho velikost je z velké části závislá na poměrné velikosti škodlivého prostoru definované vztahem

$$\varepsilon = \frac{V_o}{V_{prac}} \quad (6)$$

kde je:

ε poměrná velikost škodlivého prostoru [-],
 V_o objem škodlivého prostoru [m^3].

Plyn po ukončení výtlačku expanduje ze škodlivého prostoru. Expanze probíhá podle polytropy s proměnným exponentem. Objemový součinitel kompresoru se určí ze znalosti poměrné velikosti škodlivého prostoru, tlakového poměru σ a polytropického exponentu expanze podle vztahu

$$\lambda_o = 1 - \varepsilon \left(\sigma^{\gamma_m} - 1 \right) \quad (7)$$

kde je:

σ tlakový poměr [-] určený jako podíl tlaku výtlačného a sacího (p_v/p_s),
 m polytropický exponent expanze plynu ze škodlivého prostoru [-].

Objemový součinitel je výraznou složkou dopravního součinitele u strojů s ventily (pístové kompresory, membránové kompresory) nebo kompresorů zvláštní konstrukce (vodokružné). U kompresorů se zanedbatelnou velikostí škodlivého prostoru (spirálové, šroubové nebo lamelové) se jeho hodnota blíží 1.

Součinitel škrcení během sání λ_s

Škrcení plynu během sání se vyskytuje u strojů s ventily na sání. U ostatních kompresorů se často spojuje s objemovým součinitelem. U scroll kompresorů je vliv součinitele škrcení na dopravní součinitel zanedbatelný (jeho hodnota se blíží k jedné).

$$\lambda_s = 1 - \frac{1 + \varepsilon}{\lambda_o} \left(1 - \frac{p_1}{p_s} \right) \quad (8)$$

kde je p_1 tlak na sání po seškrcení [Pa].

Součinitel ohřátí par během sání λ_t

Pára chladiva má na počátku komprese v pracovním prostoru vyšší teplotu, než byla změřena na vstupu do pracovního hrdla kompresoru. K tomuto zvýšení teploty dochází ohřevem od teplých stěn pracovního prostoru a u běžných konstrukcí polohmetických a hermetických kompresorů i od elektromotoru při jeho chlazení. Protože teplota stěn pracovního prostoru odpovídá střední teplotě par chladiva během komprese (platí u pístových kompresorů), závisí i příslušná část součinitele ohřátí par λ_t na použitém chladivu a tlakovém poměru σ [-]. Protože se při ohřevu zvětšuje měrný objem plynu, zmenšuje se jeho nasávané množství.

Je tedy zřejmé, že u hermetických a polohmetických kompresorů, u nichž nasávané páry chladiva neslouží k chlazení elektromotoru, je součinitel ohřátí par méně významný než u obvyklých koncepcí kompresorů s chlazením elektromotoru nasávanými parami chladiva.

Součinitel netěsností během celého cyklu λ_n

Netěsnost pracovního prostoru kompresoru je obecně způsobena nedokonalou funkcí ventilů, ucpávek, pístních kroužků, vůlemi mezi pohyblivými prvky apod. Tyto vůle má za úkol utěsnit mazací olej a únikům chladiva z pracovního prostoru mají zabránit vysoké otáčky kompresoru.

Při uvádění prvních šroubových kompresorů na trh byla v rámci jejich představování kladena technické veřejnosti otázka: „Lze vodu přečerpávat cedníkem?“ s odpovědí: „Ano, pokud má malé otvory a vše probíhá velmi rychle“.

Prvním faktorem ovlivňujícím součinitel netěsností jsou tedy otáčky kompresoru. Při jejich snížení pod určitou mez dochází k znatelnému poklesu hodnoty tohoto součinitele. Dalším faktorem je tlakový poměr. Při nízkém tlakovém poměru nemá chladivo dostatek energie k úniku z pracovního prostoru.

Součinitel netěsností během celého cyklu tak charakterizuje recirkulační proudy chladiva v kompresoru, které snižují potenciální nasávané množství chladiva do pracovního prostoru.

Součinitel dalších ztrát λ_p

Součinitel respektuje další nestandardní objemové ztráty, které někdy v praxi nastávají. Pro sledovaný případ (scroll kompresory) není významný.

Charakteristika příkonu kompresoru

Charakteristika příkonu kompresoru je obecně vyjádřena rovnicí

$$P_K = fce(chladivo, p_s, t_s, p_v, n) \quad (9)$$

kde je P_K příkon kompresoru [W].

Z teorie stlačování plynů vyplývá závislost izentropického příkonu kompresoru na tlakovém poměru podle rovnice

$$P_{ie} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_s \dot{V}_s \left(\sigma^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (10)$$

kde je:

P_{ie} izotropický příkon [W],

V_s skutečná výkonnost kompresoru [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],

κ izotropický exponent [-] stanovený podle rovnice

$$\kappa = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s \quad (11)$$

Protože v chladicí technice nasává kompresor jen málo přehřátou páru, hodnota exponentu κ není konstantní, ale během komprese proměnlivá a závislá na tlaku a teplotě. Proto se v chladicí technice místo rovnice (10) používá rovnice

$$P_{ie} = \dot{m}(h_{ie} - h_s) \quad (12)$$

kde je:

h_{ie} měrná entalpie po izotropické kompresi [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$],

h_s měrná entalpie na sání kompresoru [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$].

Skutečný příkon kompresoru lze určit jako teoretický příkon izotropický dělený účinností kompresoru podle rovnice

$$P_K = \frac{P_{ie}}{\eta_K} = \frac{P_{ie}}{\eta_{ie} \cdot \eta_m \cdot \eta_{elm}} \quad (13)$$

kde je:

P_K skutečný příkon kompresoru [W],

η_K účinnost kompresoru [-],

η_{ie} izotropická účinnost komprese [-],

η_m účinnost mechanická [-],

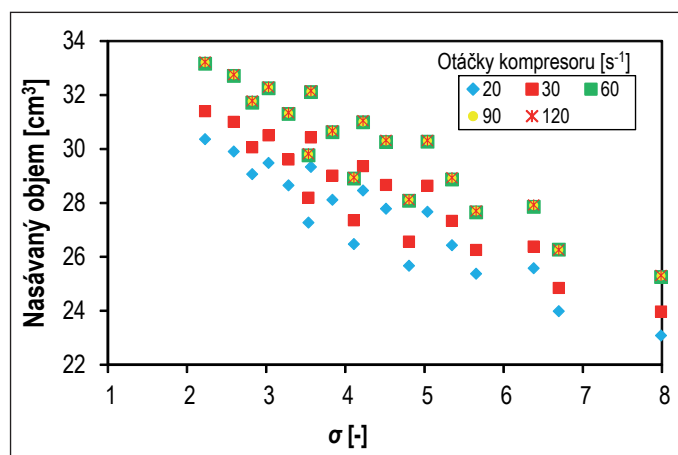
η_{elm} účinnost elektromotoru [-].

U kompresorů hermetických a polohermetických, u kterých kompresor a motor tvoří jeden kompaktní blok a chlazení motoru zajišťují páry chladiva, se účinnost elektromotoru započítává do účinnosti kompresoru.

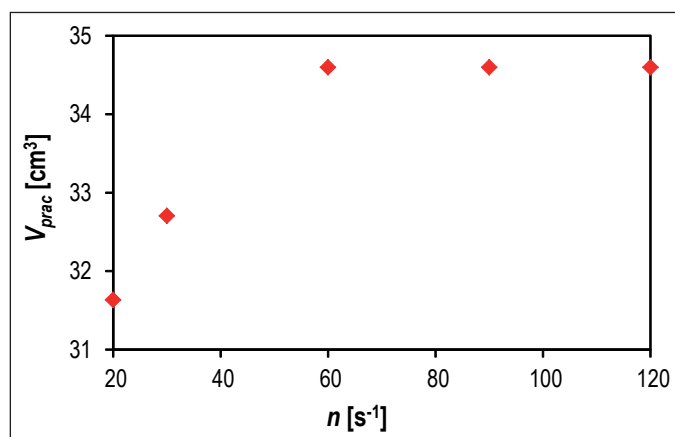
Vzhledem k funkční závislosti izotropického příkonu na tlakovém poměru řada autorů předpokládá, že i účinnost kompresoru bude funkcí tlakového poměru.

MODEL KOMPRESORU MITSUBISHI ANB33FBDMT

Jedná se o spirálový (scroll) kompresor s proměnnými otáčkami pracující s chladivem R410A. Pro jmenovitý stav výrobce uvádí 60 otáček za



Obr. 1 Závislost objemu nasávaného chladiva na otáčkách kompresoru a tlakovém poměru (pro 1 otáčku)



Obr. 2 Závislost pracovního objemu na otáčkách

sekundu s tím, že pro vypařovací teplotu -20 až $+12$ $^{\circ}\text{C}$ může kompresor pracovat s třetinovými až dvojnásobnými otáčkami (tj. 20 až 120 s^{-1}), pokud výtlačná teplota nepřesáhne 120 $^{\circ}\text{C}$.

Pro vytvoření modelu kompresoru byly k dispozici údaje výrobce [15] o množství nasávaného chladiva a jeho příkonu (včetně invertoru) pro vypařovací teplotu -15 až $+10$ $^{\circ}\text{C}$ (po 5 K), teplotu kondenzační 40 až 60 $^{\circ}\text{C}$ (po 10 K) a otáčky 20, 30, 60, 90 a 120 s^{-1} . Příkon a nasávaný množství má toleranci ± 5 %. Pro tuto oblast teplot a otáček byl proto vytvořen i model kompresoru.

Model kompresoru vychází z rovnice (3), kterou přepisuje do tvaru

$$\dot{m} = V_{prac} \cdot n \cdot \lambda_d \cdot \rho_s \quad (14)$$

Výrobce kompresoru uvádí v technické dokumentaci pracovní objem kompresoru 33,0 cm^3 . Pro scroll kompresory s proměnnými otáčkami není tato hodnota konstantní, ale je funkcí otáček (viz rovnice 15). Pro kompresor Mitsubishi ANB33FBDMT je závislost jím nasávaného objemu na tlakovém poměru při různých otáčkách uvedena na obr. 1. Pracovní objem je závislý na otáčkách (viz obr. 2).

Teoretický pracovní objem kompresoru s otáčkami roste až k mezním otáčkám cca 60 s^{-1} , poté je konstantní. Závislost lze vyjádřit dvěma vztahy nebo s menší chybou aproximovat polynomem třetího stupně podle rovnice

$$V_{prac} = C_1 \cdot n^3 + C_2 \cdot n^2 + C_3 \cdot n + C_4 \quad (15)$$

kde jsou C_1 až C_4 konstanty (uvedené v tab. 1).

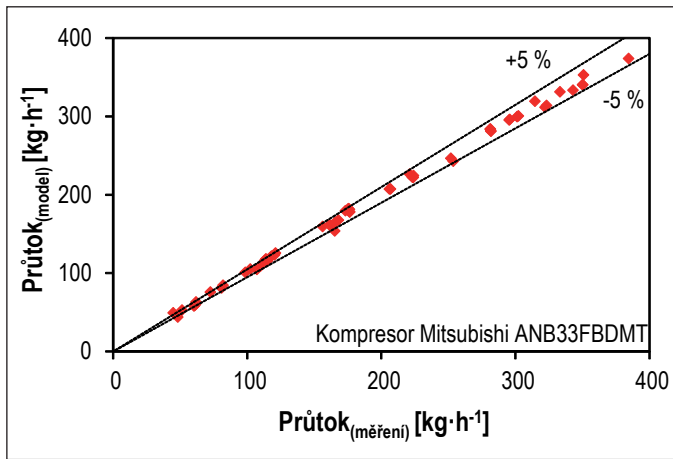
Pro určení dopravního součinitele λ_d se obvykle používá polynomiální závislost, a to dokonce od prvního stupně (lineární) [7, 8] až do např. čtvrtého stupně [9]. V [10, 11] jsou použity vztahy založené na dvou veličinách $\lambda_d = fce(\sigma, p_s)$, které mají podobný tvar, ale liší se stupněm použitých polynomů. Dopravní součinitel je pro scroll kompresory především funkcí ohřátí plynu během sání. V literatuře [11] je uveden následující výpočtový vztah

$$\lambda_d = 1 - C_5(\sigma - 1) \quad (16)$$

kde je C_5 konstanta [-] (uvedena v tab. 1).

Tab. 1 Konstanty pro rovnice (15) a (16)

C_1	1,02E-11
C_2	-2,68E-09
C_3	2,31E-07
C_4	2,74E-05
C_5	3,45E-02



Obr. 3 Porovnání modelového a naměřeného hmotnostního průtoku chladiva kompresoru Mitsubishi ANB33FBDMT

V rámci řešení projektu [14] jeho hlavní příjemce sledovaný kompresor proměřil tak, že bylo možné porovnat jeho model vycházející z dat výrobce s těmito naměřenými hodnotami. Jak je ukázáno na obr. 3, bylo dosaženo velmi dobré shody modelu a měření.

Z rešerše literatury byly vybrány některé charakteristiky účinnosti komprese přímo pro kompresory se změnou otáček. Jako přesný se jeví zápis podle rovnice [12]

$$\eta_k = D_1 + D_2 \cdot n + D_3 \cdot n^2 + D_4 \cdot \phi + D_5 \cdot \phi^2 + D_6 \cdot n \cdot \phi + D_7 \cdot p_k \quad (17)$$

kde je:

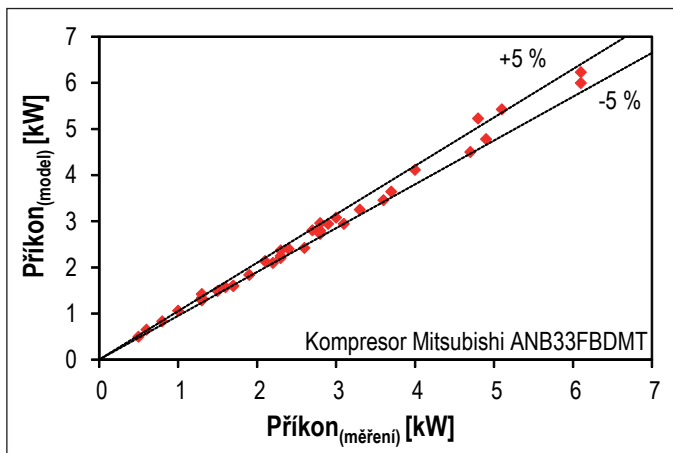
- $\phi = \sigma^{1/n_s}$ pomocný koeficient [-],
- n_s polytropický exponent [-],
- D_1 až D_7 konstanty.

Polytropický exponent n_s se určí zjednodušeně podle rovnice

$$n_s = \frac{\ln \frac{\rho_v}{\rho_s}}{\ln \frac{p_v}{p_s}} \quad (18)$$

kde je:

- ρ_v hustota chladiva na výtaku z kompresoru [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$],
- ρ_s hustota chladiva na sání kompresoru [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$].



Obr. 4 Modelový a naměřený příkon kompresoru Mitsubishi ANB33FBDMT

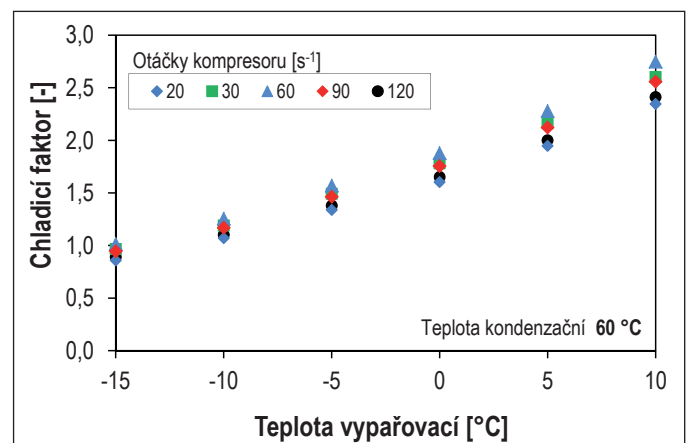
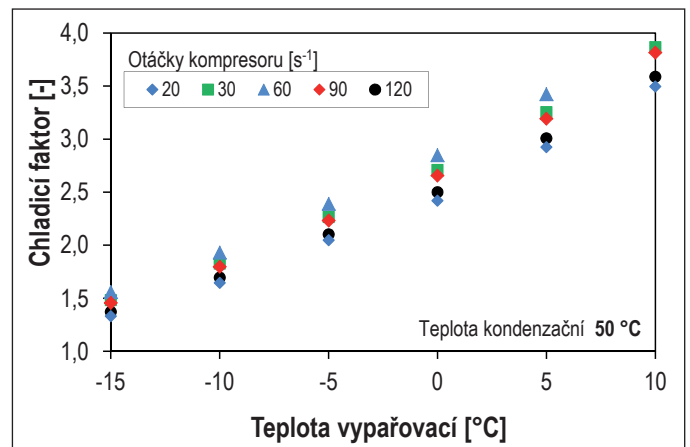
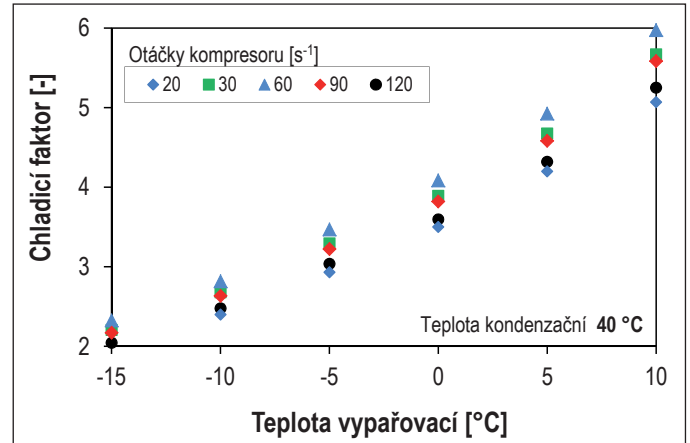
V modelu daného kompresoru pro chladivo R410A se jeho hodnota pohybuje od 1,04 do 1,11 ve všech měřených stavech.

Z naměřených hodnot příkonu kompresoru a hmotnostního průtoku chladiva byly zjišťovány hodnoty konstant D_1 až D_7 , pro které rovnice (17) nejlépe popisuje chování kompresoru. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 2.

Shoda naměřeného a z charakteristiky vypočteného příkonu je zobrazena na obr. 4. Rozdíl hodnot je ve většině provozních stavů do pěti procent.

Tab. 2 Konstanty pro rovnici (17)

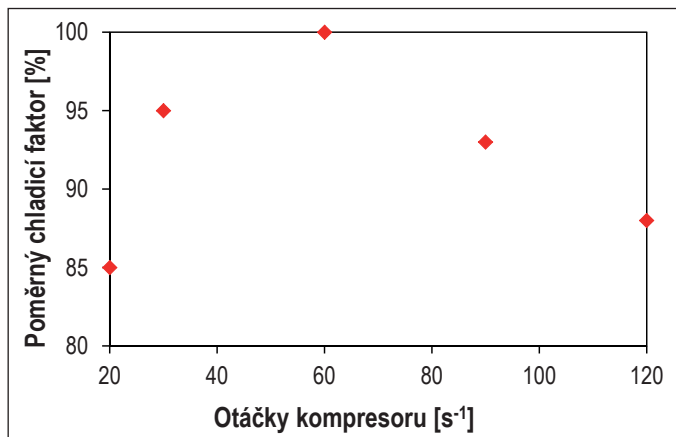
D_1	7,72E-01
D_2	8,19E-05
D_3	-4,28E-05
D_4	6,45E-03
D_5	-1,59E-02
D_6	9,50E-04
D_7	2,59E-03



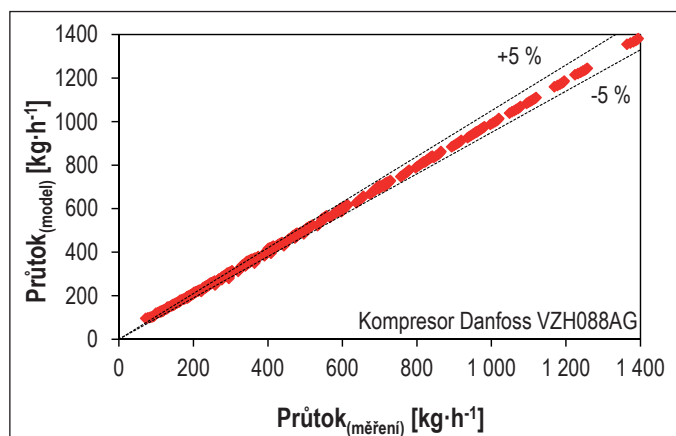
Obr. 5 Chladicí faktor v závislosti na teplotě vypařovací a otáčkách pro jednotlivé teploty kondenzační při přehřátí páry v sání 11,1 K a podchlazení kapaliny 8,4 K pro kompresor Mitsubishi ANB33FBDMT

ZÁVĚR

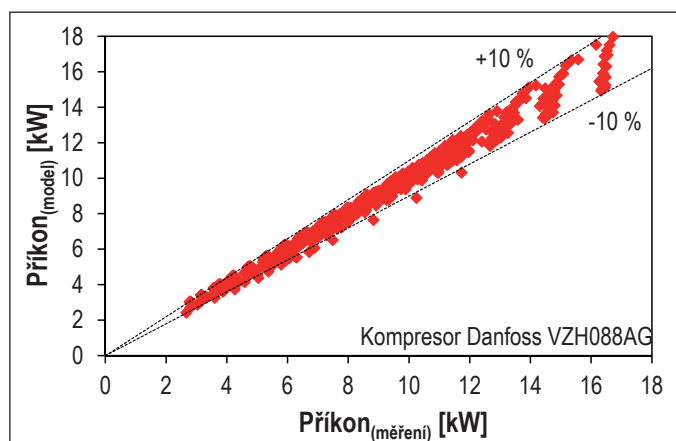
Jak ovlivňují otáčky kompresoru chladicí faktor při sledované teplotě vypařovací a kondenzační, je uvedeno na obr. 5. Zobecněním závislosti chladicího faktoru na otáčkách vznikl obr. 6, který ukazuje poměrný chladicí faktor (vztažený na otáčky 60 s⁻¹) pro sledované teploty vypařovací v rozsahu -15 až +10 °C a kondenzační teploty 40 až 60 °C. Z obrázku je patrné, že řízení výkonnosti kompresoru změnou otáček je doprovázeno energetickou ztrátou.



Obr. 6 Poměrný chladicí faktor pro sledované teploty vypařovací v rozsahu -15 až +10 °C a kondenzační teploty 40 až 60 °C (vztaženo na otáčky 60 s⁻¹).



Obr. 7 Porovnání modelového a výrobcem uváděného hmotnostního průtoku chladiwa pro kompresor Danfoss VZH088AG



Obr. 8 Porovnání modelovaného a výrobcem udávaného příkonu kompresoru Danfoss VZH088AG

Oba použité modely byly dále ověřovány pomocí výrobcem uváděných tabulkových informací pro kompresor Danfoss VZH088AG [16]. Shoda náhrady pomocí charakteristik a výrobcem udávaných hodnot je na obr. 7 a 8.

Bylo dosaženo vysoké přesnosti parametrizace hmotnostního průtoku kompresorem. Charakteristika příkonu kompresoru má přesnost do 10 % pro většinu výrobcem tabelárně uváděných stavů.

Model kompresoru dokázal s dostatečnou přesností popsat hmotnostní průtok kompresorem i jeho příkon. Zároveň bylo zjištěno, že tento model je použitelný pro více typů scroll kompresorů. Výpočtový model kompresoru lze použít pro predikci jeho výkonových parametrů a tím jako jeden ze vstupů pro prediktivní regulaci chladicích zařízení a tepelných čerpadel.

Kontakt na autora: jan.sedlar@fs.cvut.cz

Tento příspěvek vznikl za podpory Technologické agentury České republiky, projektu č. TA03021023 s názvem Řízení a optimalizace provozu tepelných čerpadel.



Použité zdroje

- [1] EU. Nařízení č. 517/2014 ze dne 16. dubna 2014 o fluorovaných skleníkových plynech a o zrušení nařízení (ES) č. 842/2006.
- [2] Zákon č. 406/2000 Sb., o hospodaření energií, ve znění pozdějších předpisů
- [3] EU. Nařízení č. 811/2013 ze dne 18. února 2013 (energetické štítky).
- [4] Rozhodnutí Komise 2013/114/EU, kterým se stanoví pokyny pro členské státy pro výpočet energie z obnovitelných zdrojů z tepelných čerpadel. 2013.
- [5] Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2010/31/EU ze dne 19. května 2010 o energetické náročnosti budov.
- [6] CHESI, A., FERRARA, G., FERRARI, L., TARANI, F. Setup and Characterisation of a Multi-Purpose Test Ring for R 744 Refrigerating Cycle and Equipment. *International Journal of Refrigeration*. Ročník 35, č. 7/2012, s. 1848-59. ISSN 0140-7007.
- [7] WANG, S., TUO, H., CAO, F., XING, Z. Experimental investigation on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature. *International Journal of Refrigeration*. Ročník 36, č. 3/2013, s. 701-716. ISSN 0140-7007.
- [8] MORTADA, S., ZOUGHAIB, A., CLODIC, D., ARZANO-DAURELLE, C. Dynamic modeling of an integrated air-to-air heat pump using Modelica. *International Journal of Refrigeration*. Ročník 35, č. 5/2012, s. 1335-1348. ISSN 0140-7007.
- [9] FREI, G., GROLL, E.A., CIBIS, D. Experimental Performance Testing of a Standard and a Prototype Carbon Dioxide Compressor. *KI Kälte-Luft-Klimatechnik*. Ročník 45, č. 12/2009, s. 24-28. ISSN 1865-5432.
- [10] KOURY, R.N.N., FARIA, R.N., NUNES, R.O., ISMAIL, K.A.R., MACHADO, L. Dynamic model and experimental study of an air-water heat pump for residential use. *International Journal of Refrigeration*. Ročník 36, č. 3/2013, s. 674-688. ISSN 0140-7007.
- [11] LIŠKA, A., NOVÁK, P. *Kompresory*. Vydavatelství ČVUT, 1999.
- [12] ERICKSON, L. Rating Equations for Positive Displacement Compressors with Auxiliary Suction Ports. In: *International Compressor Engineering Conference, 1998* [online]. Dostupné z: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1282>
- [13] HUBER, M., LEMMON, E., MCLINDEN, M. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties – REFPROP [online]. Aktualizováno 30. 5. 2014. Dostupné z: <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>
- [14] Projekt Technologické agentury České republiky č. TA03021023. *Řízení a optimalizace provozu tepelných čerpadel*. Hlavní příjemce: Honeywell, spol. s r.o. (IČ 18627757). Další účastník: České vysoké učení technické v Praze - Fakulta strojní (IČ 68407700).
- [15] MITSUBISHI ELECTRIC GROUP. *SCI Model Selection 3.0* [software]. [11/14].
- [16] DANFOSS. *COOLSELECTOR 1.0.1.4* [software]. [11/14].