prof. Ing. Jiří PETRÁK, CSc.[1)]
doc. Ing. Miroslav PETRÁK, Ph.D.[1)]
doc. Ing. Michal KOLOVRATNÍK, CSc.[1)]
Ing. Jan SEDLÁŘ [1),2)]

[1)] ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav energetiky
[2)] ČVUT v Praze, Univerzitní centrum energeticky efektivních budov

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

Spirálový EVI kompresor a modelování jeho parametrů

EVI Scroll Compressor and Modeling of its Parameters

Článek navazuje na popis modelu jednostupňového objemového kompresoru [1]. Klade si za cíl seznámit širší technickou veřejnost nejen s možností a výhodami modelování kompresorů, ale i s kompresory zvláštní konstrukce umožňující během komprese par z tlaku vypařovacího na kondenzační přisávat páry chladiva z vnitřního výměníku tepla, často označovaného jako ekonomizér. Proto je v článku uveden nejen stručný návod pro sestavení modelu EVI kompresoru, ale jsou i porovnány jeho energetické parametry s klasickým spirálovým kompresorem stejné velikosti pracovního prostoru.

Klíčová slova: *spirálový kompresor, EVI kompresor, matematické modelování kompresoru*

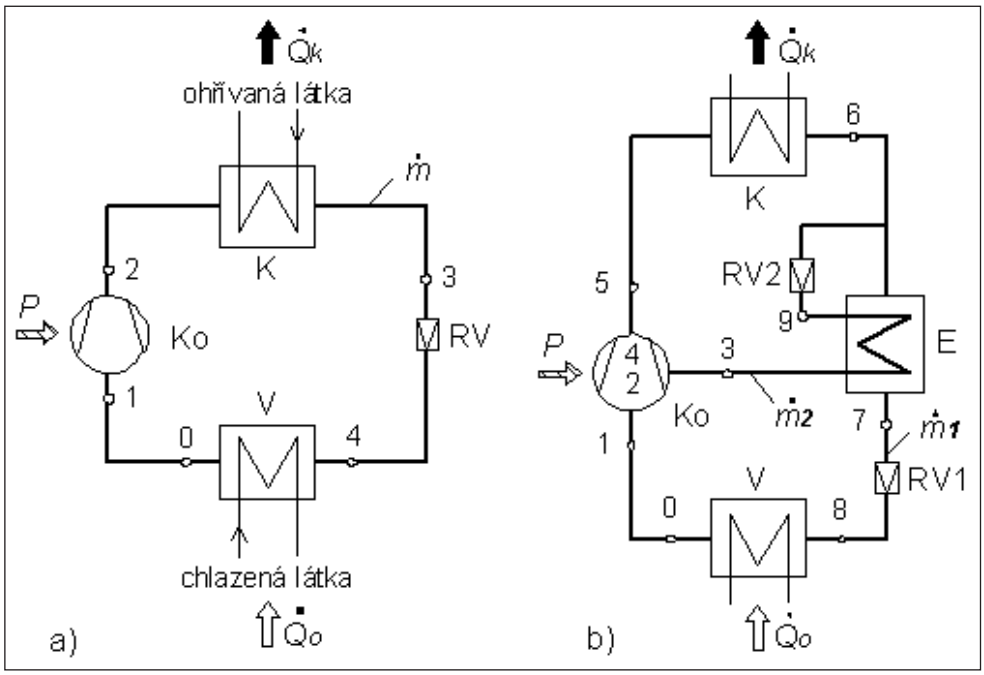
The article follows-up on the description of the single stage volumetric compressor [1]. It targets to inform the broader technical community not only about the possibilities and benefits of the compressor modeling, but also about the compressors with special design enabling to suck in the refrigerant vapours from the internal heat exchanger, during the compression of the vapour from the evaporating to the condensing pressure, often referred to as an economizer. Therefore, the article presents not only the brief instructions for creation of the EVI compressor model, but it also compares its energy characteristics with characteristics of a conventional scroll compressor with the same size of the working volume.

Keywords: *scroll compressor, EVI compressor, compressor mathematical modelling*

ÚVOD

Kromě klasických jedno- a dvoustupňových kompresorů jsou dnes na trhu i kompresory označované jako EVI (Enhanced Vapour Injection) umožňující realizovat tepelný oběh podobný dvoustupňovému s odlučovačem par (ekonomizérem), který může být průchozí nebo neprůchozí. Rozdíl mezi jednostupňovým oběhem se spirálovým kompresorem klasickým a v provedení EVI je patrný z obr. 1, kde je naznačen neprůchozí ekonomizér.

Je-li u tepelného oběhu průtok chladiva výparníkem (V) řízen termostatickým nebo elektronickým expanzním ventilem (RV), z výparníku odchází pára mírně přehřátá (0). Při proudění sacím potrubím může dojít ke změně její teploty a tlaku, takže kompresor (Ko) nasává páru o stavu (1). U oběhu s klasickým objemovým kompresorem (Ko) (obr. 1a) je pára stlačena (2) na tlak kondenzační a zavedena do kondenzátoru (K). Kapalnému chladivu (3) je při průchodu ventilem (RV) snížen tlak z kondenzačního na vypařovací, přejde do stavu mokré páry (4) a je zavedeno do výparníku.



Obr. 1 Základní uspořádání oběhu parního (kompresorového): a) s klasickým kompresorem; b) s EVI kompresorem a neprůchozím ekonomizérem

Fig. 1 The basic layout of the vapour compression circle (compressor circle): a) with a classic compressor; b) with the EVI compressor and closed economizer

Je-li použit EVI kompresor (obr. 1b), po částečné kompresi (2) je do pracovního prostoru kompresoru přivedena pára chladiva (3) z ekonomizéru (E) a po smísení (4) dojde k dokončení komprese (5). Po zkapalnění (6) v kondenzátoru (K) se chladivo rozdělí do dvou proudů. Hlavní proud ($\dot{m}_1$) se ochladí (7) při průtoku ekonomizérem (E) a jeho tlak je snížen na vypařovací (8) pomocí redukčního ventilu (RV1). Teplo odnímané v ekonomizéru hlavnímu proudu je předáno přes teplosměnnou plochu vedlejšímu proudu ($\dot{m}_2$), u něhož je redukčním ventilem (RV2) snížen tlak na takovou hodnotu (9), aby jeho teplota varu byla nižší, než je teplota hlavního proudu na výstupu z ekonomizéru (7).

Následující text je rozdělen do dvou částí. První část se věnuje postupu prací při vytváření modelu EVI kompresoru, v druhé části je provedeno porovnání energetických parametrů dvou spirálových kompresorů Copeland shodné výkonnosti 6,93 $m^3.h^{-1}$ pracují-

cích s chladivem R410A při zapojení tepelného oběhu podle obr. 1. Jedná se o EVI kompresor ZHI11K1P-TFM a běžný kompresor ZH09K1P-TFM.

MODELOVÁNÍ EVI KOMPRESORU

Výchozí podklady

Výchozími podklady pro vytvoření modelu kompresoru je jak tepelný oběh, do něhož je kompresor použit, tak i všechny informace o kompresoru od výrobce (zde [2]), kterými v tomto případě jsou:

- ❑ Použité chladivo (zde R410A).
- ❑ Výkonnost kompresoru $\dot{V}_{prac}$ (zde 6,93 $m^3.h^{-1}$).
- ❑ Tabulky dále uvedených veličin (závislost na vypařovací teplotě t_0 a kondenzační teplotě t_k) pro zvolené přehřátí v sání a podchlazení chladiva v kondenzátoru:
  - topný výkon [kW],
  - příkon [kW],
  - nasávané množství chladiva [$kg.s^{-1}$],
  - chladicí výkon [kW],
  - výkon ekonomizéru (dochlazovače) [kW],
  - přisávané množství chladiva [$kg.s^{-1}$],
  - střední tlak [kPa].

Pro podkritické provozní podmínky musí výrobce kompresoru podle ČSN EN 12900 [4] údaje o výkonnosti kompresoru uvádět v tabulkové nebo grafické podobě umožňující odečet chladicího (topného) výkonu a příkonu s přesností ±2 %, a to pro vypařovací teplotu s intervaly nejvýše 5 K, pro kondenzační teplotu s intervaly nejvýše 10 K.

Pro udání příkonu a chladicího (nebo topného) výkonu (nebo hmotnostního průtoku místo výkonu) připouští norma použití polynomické rovnice třetího stupně s deseti koeficienty (viz rovnice (1)), u níž jsou jako nezávislé proměnné teplota vypařovací a kondenzační.

U všech těchto způsobů vyjádření výkonnosti kompresoru je nevýhodou skutečnost, že jednotlivé tabulky, grafy nebo polynomy platí pouze pro určité konstantní přehřátí páry v sání kompresoru a podchlazení kapalného chladiva před škrticím ventilem. Při použití tabulek je pak často nutná interpolace mezi udanými hodnotami.

Pracovní postup

S využitím znalosti tepelných vlastností chladiva [3] lze z [2] pro jednotlivé provozní stavy (zde 92 tabulkových hodnot pro výpočet každé veličiny) určit:

- ❑ dopravní součinitel λ_d [-],
- ❑ celkovou izoentropickou účinnost η_{cie} [-],

a pro tyto dvě veličiny vytvořit náhradní funkce popisující jejich hodnotu v závislosti na tlaku nebo teplotě vypařovací a kondenzační. V daném případě byla jako náhradní funkce použita následující rovnice:

$$\text{Veličina} = A + B\times p_s + C\times p_v + D\times p_s^2 + E\times p_s\times p_v + F\times p_v^2 + G\times p_s^3 + H\times p_s^2\times p_v + I\times p_s\times p_v^2 + J\times p_v^3 \quad (1)$$

kde je:

p_s tlak v sání kompresoru [kPa],
p_v tlak na výtlaku kompresoru [kPa],
A až J konstanty (viz tab. 1).

Jako u běžného objemového kompresoru [1] je dopravní součinitel definován vztahem (2):

$$\lambda_d = \frac{\dot{m}_1 v_1}{\dot{V}_{prac}} \quad [-] \quad (2)$$

kde je:

$\dot{m}_1$ množství chladiva nasávané kompresorem při nízkém tlaku [$kg.s^{-1}$],
v_1 měrný objem chladiva v sání kompresoru [$m^3.kg^{-1}$],
$\dot{V}_{prac}$ výkonnost kompresoru [$m^3.s^{-1}$].

Teoretický izoentropický příkon kompresoru vychází ze skutečnosti, že za časovou jednotku do kompresoru vstupují dvě různá množství chladiva o rozdílném tlaku, která jsou stlačena na společný kondenzační tlak. Skutečný příkon kompresoru lze určit jako teoretický dělený celkovou izoentropickou účinností kompresoru, pro kterou v souladu s obr. 1b platí:

$$\eta_{cie} = \frac{P_{k,ie}}{P_{k,skut}} = \frac{\dot{m}_1(h_{ie51} - h_1) + \dot{m}_2(h_{ie53} - h_3)}{P_{k,skut}} \quad [-] \quad (3)$$

kde je:

$P_{k,ie}$ teoretický izoentropický příkon kompresoru [kW],
$P_{k,skut}$ skutečný příkon kompresoru [kW],
$\dot{m}_2$ množství chladiva vstupující do kompresoru při středním tlaku [$kg.s^{-1}$],
h_1, h_3 měrná entalpie chladiva na vstupech do kompresoru [$kJ.kg^{-1}$],
h_{ie51}, h_{ie53} měrná entalpie [$kJ.kg^{-1}$] po izoentropické kompresi ze stavu 1, resp. 3.

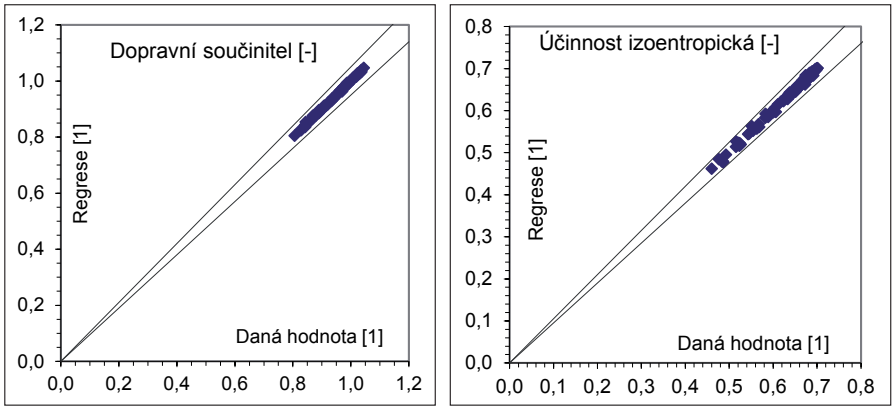
Na rozdíl od klasického jednostupňového kompresoru je u modelu EVI kompresoru zapotřebí znát nejen chladivo, výkonnost kompresoru, hodnotu dopravního součinitele a celkové izoentropické účinnosti, ale i další údaje týkající se funkce ekonomizéru, např. jeho výkon, tlak vypařujícího se chladiva nebo jeho množství přiváděné do kompresoru. Firma Copeland u svých výrobků všechny tyto údaje poskytuje v tabulkové podobě. U sledovaného kompresoru se ukázalo, že i v tomto případě lze s dobrým výsledkem pro tyto veličiny použít rovnici (1). Na ukázku jsou v tab. 1 uvedeny příslušné konstanty pro rovnici určující tlak vroucího chladiva v ekonomizéru.

Tab. 1 Konstanty pro výpočet dopravního součinitele, celkové izoentropické účinnosti a tlaku varu chladiva v ekonomizéru (středního tlaku) dle rovnice (1)

Tab. 1 Constants for the calculation of the transport coefficient, the total isentropic efficiency and the pressure of the boiling refrigerant in the economizer (medium pressure) according to the equation (1)

Konstanta	Dopravní součinitel [-]	Celková izoentropická účinnost [-]	Tlak varu chladiva v ekonomizéru [kPa]
A	0,83297	0,509399	-99,0947
B	0,000323	0,000288	1,028749
C	4,49E-05	8,51E-05	0,271506
D	-3,1E-07	-7,9E-07	-0,00038
E	6,8E-08	4,05E-07	0,000343
F	-3,6E-08	-9,8E-08	-6,1E-05
G	8,27E-11	1,75E-10	1,28E-07
H	6,71E-13	1,88E-11	-6,4E-08
I	-7,5E-12	-5,5E-11	-6E-09
J	3,45E-12	1,3E-11	8E-09

Jak je patrné z obr. 2, tato rovnice dává velmi dobré výsledky při určení hodnoty dopravního součinitele i celkové izoentropické účinnosti, a byla tedy použita pro model sledovaného kompresoru.



Obr. 2 Dopravní součinitel a celková izoentropická účinnost kompresoru ZHI11K1P-TFM s chladivem R410A. Je vyznačeno toleranční pásmo ± 5 %.

Fig. 2 Transport coefficient and total isentropic efficiency of the compressor ZHI11K1P-TFM with refrigerant R410A. It is outlined the tolerance band ± 5 %.

Model kompresoru a jeho validace

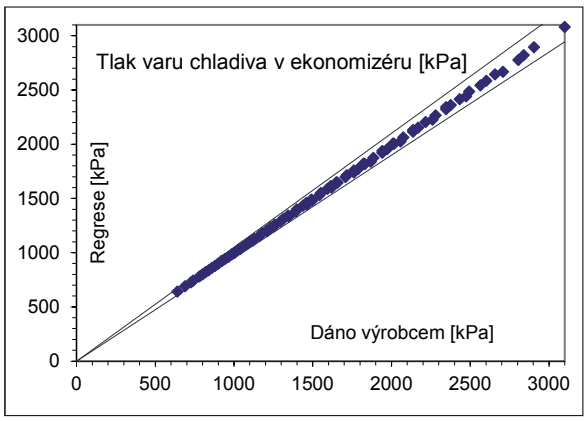
Modelování kompresoru vychází z tlaku v sání a na výtlaku (resp. z teploty vypařovací a kondenzační) a je založeno na znalosti (zadání) **základních údajů**, kterými jsou:

- tepelné vlastnosti použitého chladiva (zde program RefProp),
- údaje o kompresoru skládající se z hodnoty teoretické výkonnosti kompresoru a funkční závislosti hodnoty dopravního součinitele a celkové izoentropické účinnosti na tlaku sacím a výtlačném,
- přehřátí par chladiva na výstupu z výparníku a ekonomizéru (vnitřního výměníku tepla) a podchlazení chladiva před škrticím ventilem řídícím jeho průtok výparníkem,
- teploty a tlaky chladiva v sání kompresoru nebo dalšího přehřátí a tlakové ztráty v sacím potrubí mezi výparníkem a sáním kompresoru.

A dále na znalosti **druhotných údajů**, jejichž volba závisí na účelu použití modelu a na jeho požadované přesnosti:

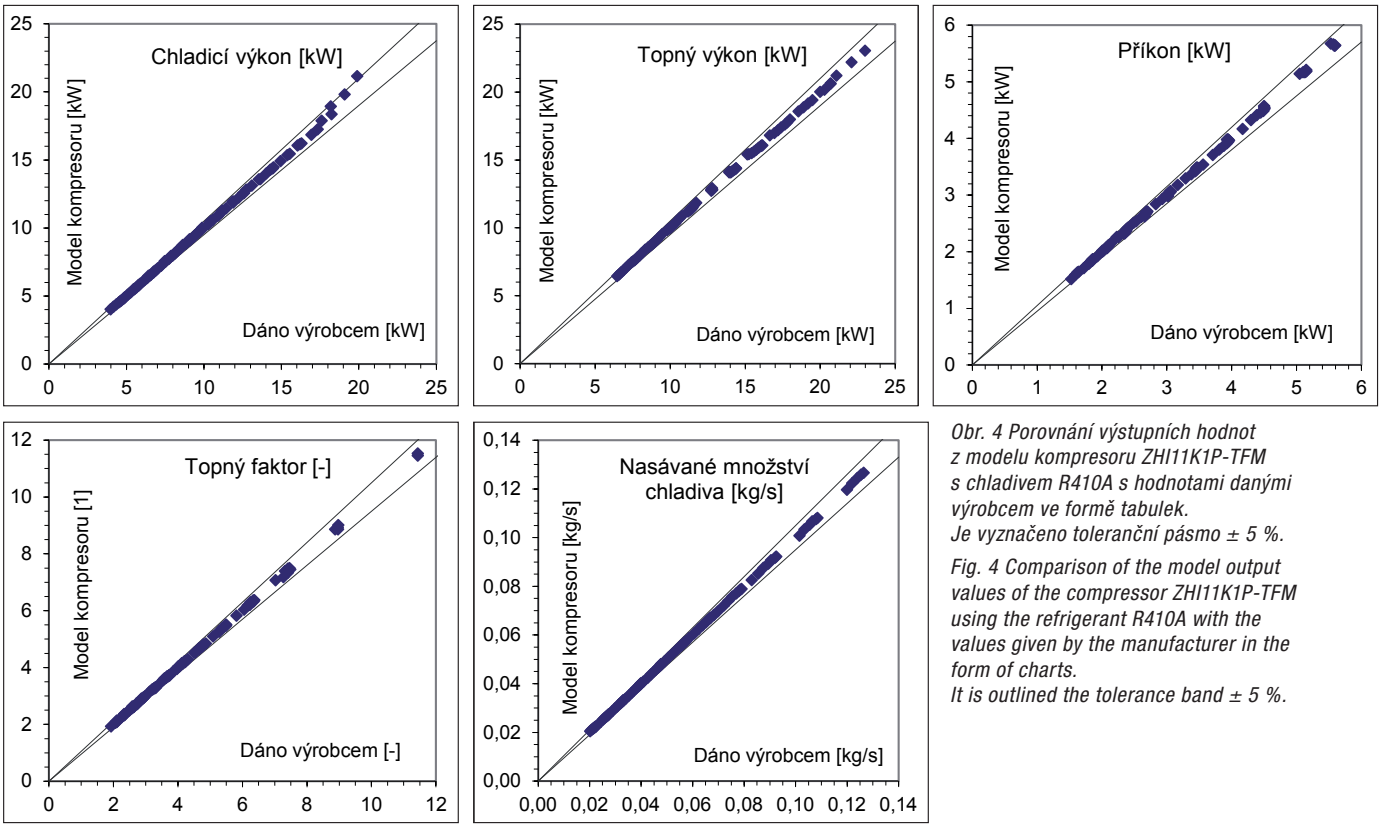
- nejméně jednoho údaje specifikujícího v tepelném oběhu funkci ekonomizéru (např. tlaku nebo množství přisávaného chladiva, resp. jeho výkon). Jak je uvedeno dále, technologie EVI není funkční v celé provozní oblasti kompresoru (viz odstavec Pracovní oblast a obr. 5) a při provozních stavech mimo oblast EVI se tento druhotný údaj ignoruje.

Při uvedeném modelování byla jako druhotný údaj použita závislost tlaku přisávaného chladiva na tlaku sacím a výtlačném popsaná rovnicí (1) s konstantami uvedenými v tab. 1. Přesnost použité náhradní funkce je patrná z obr. 3.



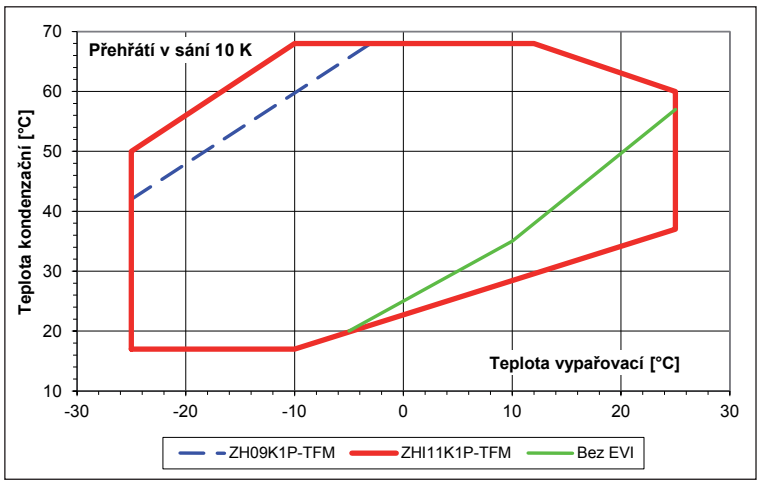
Obr. 3 Tlak varu chladiva v ekonomizéru u kompresoru ZHI11K1P-TFM podle výrobce a vypočtený z rovnice (1). Pouze pro stavy, kdy je ekonomizér (EVI) v činnosti. Chladivo R410A. Toleranční pásmo ± 5 %.

Fig. 3 Refrigerant boiling pressure in the economizer of the compressor ZHI11K1P-TFM according to the manufacturer and calculated from the equation (1). Only for the cases when the economizer (EVI) operates. Refrigerant R410A. Tolerance band of ± 5 %.



Obr. 4 Porovnání výstupních hodnot z modelu kompresoru ZHI11K1P-TFM s chladivem R410A s hodnotami danými výrobcem ve formě tabulek. Je vyznačeno toleranční pásmo ± 5 %.

Fig. 4 Comparison of the model output values of the compressor ZHI11K1P-TFM using the refrigerant R410A with the values given by the manufacturer in the form of charts. It is outlined the tolerance band ± 5 %.



Obr. 5 Pracovní oblast kompresoru ZHI11K1P-TFM a ZH09K1P-TFM s chladivem R410A

Fig. 5 Working volume of the compressors ZHI11K1P-TFM and TFM-ZH09K1P with the refrigerant R410A

Pro posouzení přesnosti modelu je rozhodující, s jakými odchylkami od hodnot výrobce dává model výsledky u topného a chladicího výkonu, příkonu, množství nasávaného chladiva a topného faktoru (viz obr. 4).

POROVNÁNÍ ENERGETICKÝCH PARAMETRŮ EVI A KLASICKÉHO KOMPRESORU

Pracovní oblast

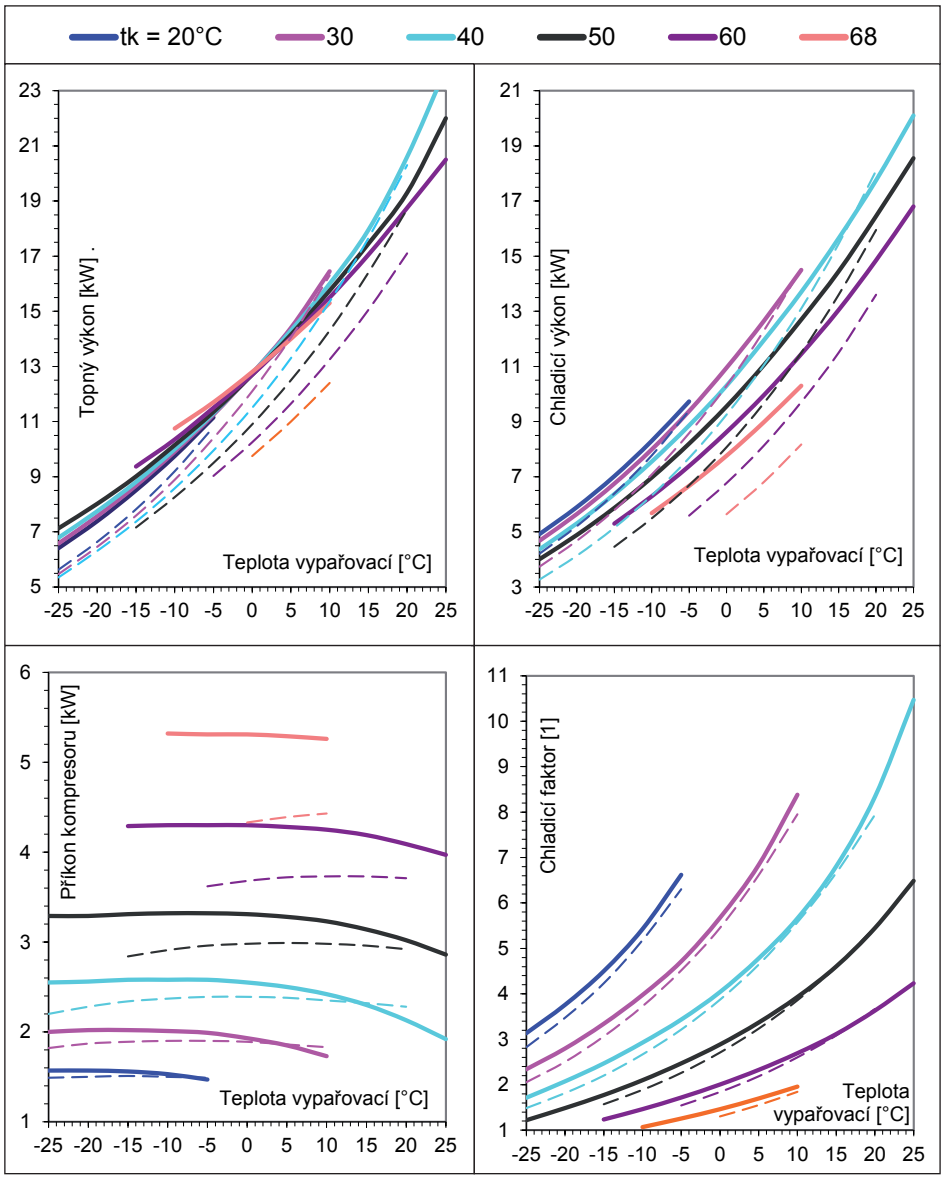
Na obr. 5 je uvedena pracovní oblast sledovaných kompresorů. Při přehřátí páry chladiva v sání o 10 K nad teplotu varu může EVI kompresor ZHI11K1P-TFM pracovat při tlaku sacím a výtlačném odpovídajícím teplotě vypařovací a kondenzační nacházející se v oblasti vymezené plnou červenou čarou. V oblasti vpravo dole pod zelenou čarou kompresor nepřisává páry chladiva (není v činnosti funkce EVI) a pracuje tedy jako standardní kompresor.

Pracovní oblast klasického kompresoru ZH09K1P-TFM je zmenšena o část plochy vymezené vlevo nahoře nad čárkovanou modrou čarou. Již z tohoto omezení je patrné, že EVI kompresor je zajímavý zejména pro tepelná čerpadla, protože při nízkých vypařovacích teplotách umožňuje s tímto chladivem ohřev látek na teploty až o cca 8 K vyšší než ekvivalentní klasický kompresor.

Provozní parametry udané výrobcem

Pro uvažované kompresory je možné získat od výrobce návrhový software SELECT [2], který pro celou pracovní oblast kompresoru, zvolené chladivo, přehřátí v sání a podchlazení kapalného chladiva před redukčním ventilem udává v podobě tabulek chladicí a kondenzační výkon, příkon, hmotnostní množství nasávaného chladiva, topný faktor a elektrický proud. Pro EVI kompresor je k dispozici v tabulkové podobě i výkon ekonomizéru (dochlazovače). Individuálním nastavením jednoho provozního stavu lze pro EVI kompresor získat další údaje týkající se nástřiku par chladiva, a to jejich tlak, teplotu a hmotnostní průtok a teplotu kapaliny před ventilem regulujícím přívod chladiva do výparníku.

Na základě těchto údajů je na obr. 6 provedeno porovnání výkonových a příkonových parametrů obou kompresorů. Je patrné, že použití EVI kompresoru vede k nárůstu chladicího a topného výkonu, ale i příkonu. Nepatrně se zlepšuje i chladicí a topný faktor.

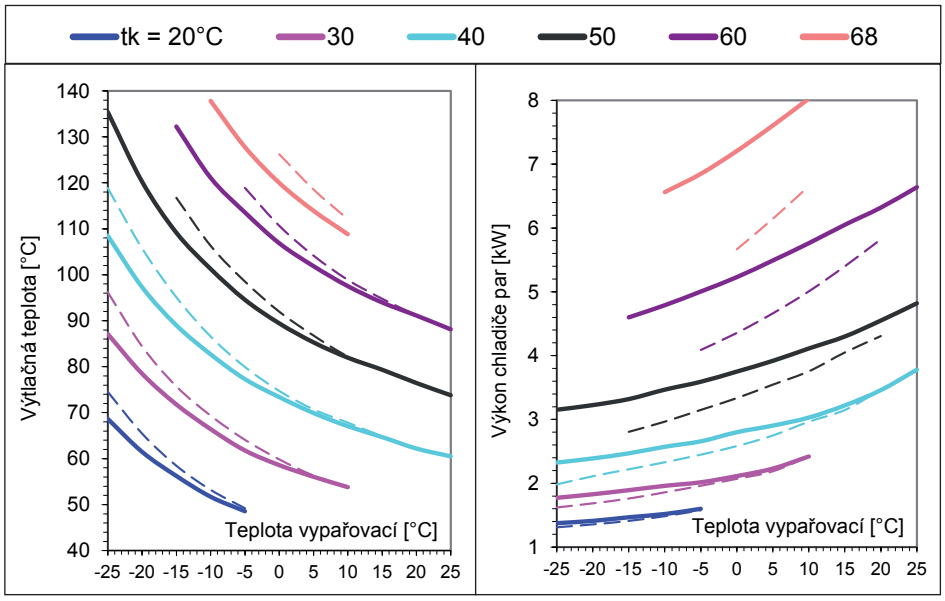


Obr. 6 Porovnání energetických parametrů obou typů kompresorů pro chladivo R410A: plné tlusté čáry – EVI kompresor ZHI11K1P-TFM; čárkované tenké čáry – kompresor ZH09K1P-TFM

Fig. 6 Comparison of energy characteristic of the both types of compressors for refrigerant R410A: full thick lines – EVI compressor ZHI11K1P-TFM; dashed thin lines – compressor ZH09K1P-TFM

Provozní parametry získané modelováním

Pro návrh chladicího zařízení nebo tepelného čerpadla je často potřeba znát i jiné hodnoty tepelného oběhu, např. výtlačnou teplotu kompresoru a topný výkon obsažený v přehřáté páře chladiva. V některých případech je totiž účelné jak u chladicích



Obr. 7 Porovnání energetických parametrů přehřáté páry u obou typů kompresorů (chladivo a popis křivek je shodný s obr. 6)

Fig. 7 Comparison of the energy characteristics of the superheated steam in both types of compressors (refrigerant and the curves description is identical to the Fig. 6)

Tab. 2 Skutečná hodnota ve vztahu k uvedenému údaji

Tab. 2 Real value related to the quoted data

Vypařovací teplota	vysoká (t_o > -5 °C)	střední (t_o = -5 až -20 °C)	nízká (t_o < -20 °C)[2]
Chladicí výkon[1]	95,0 %	92,5 %	90,0 %
Příkon[3]	105,0 %	107,5 %	110,0 %
Chladicí faktor	90,0 %	90,0 %	90,0 %

[1] *Nebo hmotnostní průtok.*

[2] *Údaje uvedené v tomto sloupci platí i pro částečné zatížení kompresoru při jeho regulaci, a to bez ohledu na vypařovací teplotu.*

[3] *Neplatí pro referenční bod oblasti definovaný v normě [4]. V něm platí jednotně 105 %.*

zařízení, tak i u tepelných čerpadel teplo ze zařízení neodvádět pouze v kondenzátoru, ale zařadit před něj i samostatný chladič par chladiva a získat tak část tepelné energie na vyšší teplotní hladině, a tedy i snáze využitelné. Získané hodnoty týkající se chladiče par jsou patrné z obr. 7. Přes o něco nižší výtlačnou teplotu u EVI kompresoru je u něho topný výkon obsažený v parách chladiva výrazně větší, a to zejména při vysokých kondenzačních teplotách.

ZÁVĚR

Záměrem autorů bylo seznámit odbornou veřejnost s technickými možnostmi EVI kompresorů, ukázat, v jakých provozních oblastech je jejich použití účelné, a upozornit na možnost a vhodnost modelování provozních parametrů jak jednotlivých komponent, tak následně i chladicích zařízení a tepelných čerpadel jako celků.

Článek se proto v první části věnuje metodice vytvoření funkčního modelu kompresoru jako nejdůležitější komponenty většiny chladicích zařízení a tepelných čerpadel. Svým obsahem navazuje na [1] a model jednostupňových objemových kompresorů doplňuje o spirálový kompresor v provedení EVI, který je převážně používán v tepelném oběhu znázorněném na obr. 1b.

Článek záměrně nepopisuje podrobně model kompresoru, protože ten se může značně lišit případ od případu. Může být univerzální (a tedy i značně složitý), nebo naopak jednoúčelový (a tedy i jednoduchý).

Pracovní postup vytvoření modelu EVI kompresoru ZHI11K1P-TFM byl pro chladivo R410A testován porovnáváním sledovaných veličin s údaji o kompresoru od výrobce [2]. Velmi dobrá shoda je patrná z obr. 4, v němž je toleranční pásmo nastaveno na hodnotu ± 5 %. To odpovídá běžným zvyklostem udávání výkonových a příkonových parametrů kompresorů.

Norma [4] v článku *8 Tolerance* rozděluje pracovní pole kompresoru do tří oblastí ohraničených vypařovací teplotou. V každé z nich je jiný požadavek na skutečnou hodnotu ve vztahu k uvedenému údaji.

Z tab. 2 je patrné, že norma [4] nevymezuje toleranční pásmo na obě strany. Zamezuje pouze, aby skutečný příkon nebyl větší o 5 až 10 % proti deklarovanému a o stejnou hodnotu nebyl menší skutečný chladicí výkon, resp. hmotnostní průtok.

Při pohledu na obr. 4 lze konstatovat, že v článku doporučený postup vytvoření modelu kompresoru splnil i podmínky normy [4] pro udávání charakteristik kompresoru výrobcem.

V druhé části článku je uvedeno porovnání energetických parametrů dvou kompresorů Copeland shodné velikosti pracovního prostoru, jeden v provedení EVI, druhý klasický.

Výsledky srovnání jsou patrné z obr. 5 až 7. U EVI kompresoru je výhodou dosažitelnost vyšších kondenzačních teplot při teplotách vypařovacích pod cca -4 °C, nižší výtlačná teplota, nepatrně větší hodnota chladicího a topného faktoru a příznivější průběh topného výkonu. Nevýhodou je větší složitost kompresoru a tepelného oběhu a z toho plynoucí i větší cena kompresoru a celého zařízení. EVI kompresor je spíše určen pro použití v tepelných čerpadlech, nelze ale vyloučit jeho použití i u chladicího zařízení s podnulovou vypařovací teplotou a zvýšenou kondenzační teplotou, např. při využívání tepla z kondenzační strany nebo u zařízení opatřených vzduchem chlazeným kondenzátorem určených pro provoz v místě se zvýšenou teplotou okolí.

Kontakt na autora: jiri.petrak@fs.cvut.cz

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

Použité zdroje:

[1] PETRÁK J. a kol: Model jednostupňového objemového kompresoru. VVI 2/2015 str. 82 až 86. ISSN 1210-1389.

[2] Software *SELECT – Copeland selection software*, Emerson Climate Technologies, verze 7.9.

[3] HUBER M., LEMNON E., MCLINDEN M. *NIST reference fluid thermodynamic and transport properties – REFPROP*, verze 9.0. http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm

[4] ČSN EN 12900 Chladivové kompresory – Hodnotící podmínky, tolerance a výkonové charakteristiky udávané výrobcem. Březen 2014. ■