

## TEPELNÉ ČERPADLO S ODVODEM TEPLA NA TŘECH ÚROVNÍCH

Michal Broum<sup>1</sup>, Jan Sedlář<sup>2</sup>, Bořivoj Šourek<sup>2</sup>, Tomáš Matuška<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Regulus spol. s.r.o.

<sup>2</sup>Univerzitní centrum energeticky efektivních budov, ČVUT v Praze

<sup>3</sup>Ústav techniky prostředí, Fakulta strojní, ČVUT v Praze

Michal.Broum@regulus.cz

### ANOTACE

Příspěvek popisuje model tepelného čerpadla s výparníkem, kondenzátorem, chladičem par a dochlazovačem, který byl validován na tepelném čerpadle solanka-voda. První část příspěvku je věnována teorii parametrizace kompresorů a výměníků tepla a modelování tepelného oběhu tepelných čerpadel. Dále je popisováno reálně postavené tepelné čerpadlo spolu se zkušebními podmínkami a validován model podle skutečně naměřených hodnot. Model dosahuje vysokou shodu s měřením pro většinu provozních stavů. Průměrná odchylka naměřených a vypočtených hodnot je 4 %. Model lze dále použít pro optimalizaci a simulace v dalších programech.

### ÚVOD

Tepelná čerpadla mají stále velký potenciál rozvoje. Klasické tepelné čerpadlo je velmi jednoduché soustrojí, které nevyužívá veškerý dostupný potenciál. Na kondenzační straně může být před kondenzátor předřazen chladič par, který odebírá teplo horkým parám po kompresi a umožňuje ohřev teplonosné látky na vysokou teplotu. Tento výměník se již v tepelných čerpadlech některých výrobců používá. Jeho největší předností je možnost při ohřevu vody pro vytápění ohřívat současně teplou vodu na vysokou teplotu.

Dnes stavěné bytové i rodinné domy (nebo i starší zateplené domy) mají celoročně vysoký podíl tepla na ohřev vody. Klasická tepelná čerpadla v těchto aplikacích mají nízký topný faktor. Použitím dochlazovače jako dalšího výměníku zařazeného do okruhu chladiva pro předehřev studené vody lze zvýšit užitečně odvedené teplo tepelným čerpadlem při současném zachování příkonu tepelného čerpadla (zvýšit topný faktor).

Pro určení potenciálu tří-výměňikového (kondenzátor + chladič par + dochlazovač) byl vyvinut matematický model tepelného čerpadla, který se následně ověřoval na reálném experimentálně zkušebním prototypu inovativního tepelného čerpadla.

Matematické modelování tepelných čerpadel a následná aplikace modelu v dalších simulačních prostředích umožňuje s velkou přesností předpovědět chování různých systémů, ať již vytápění, přípravy teplé vody nebo jejich kombinací. Problémem je však vytvoření modelu tepelného čerpadla, který by s dostatečnou přesností popsal chování reálného stroje. Existují „statické“ modely, které na základě měření tepelného čerpadla vytvoří výkonovou mapu, v níž se pak hledají na základě vstupních teplot (průtoky většinou nelze měnit) výstupní teploty, případně výkon zařízení a jeho příkon. Takové modely při změně velikosti výměníků, průtoku, přehřátí chladiva ve výparníku, nebo podchlazení kapalného chladiva v kondenzátoru nejsou schopny predikovat chování zařízení.

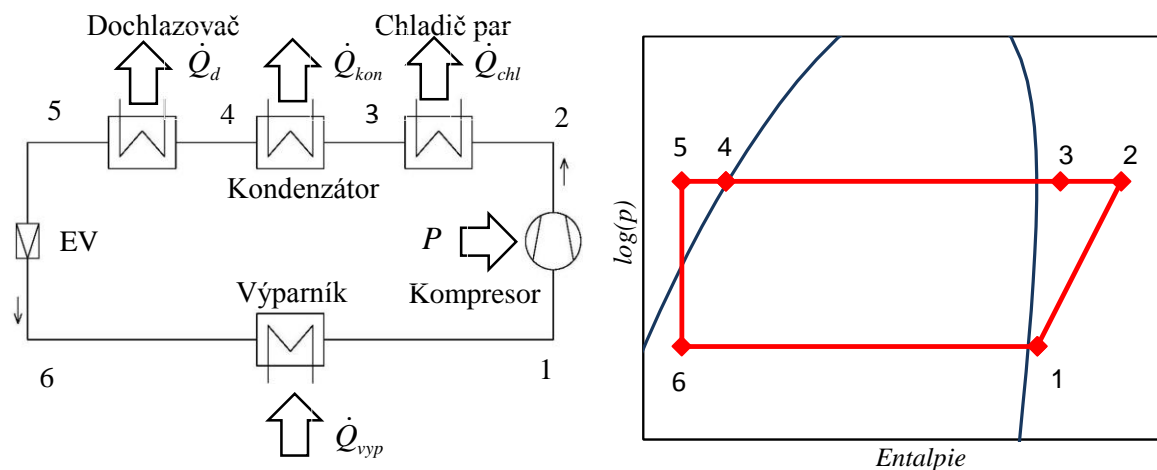
Představený model pokročilého tepelného čerpadla je založen na termodynamickém modelu chladiva a jednotlivých komponent (kompresoru, kondenzátoru, výparníku). Každá komponenta může být popsána jednou nebo více rovnicemi, které popisují její chování a velikost. Pro kompresor je to například zdvihový objem (respektive výkonost) a rovnice

popisující izoentropickou účinnost a dopravní součinitel. Dalším důležitým vstupem je pracovní obálka kompresoru. Výměníky jsou popsány součinem teplosměnné plochy  $A$  a součinitelem prostupu tepla  $U$ .

Problematickou součástí modelu je jeho numerický výpočet na základě iteračních přibližování k přesnému výsledku. Numerická matematika v tomto přináší celou řadu inspirativních řešení, ale jejich implementace naráží na komplexnost hledaného řešení a často selhává. Proto byl v případě použitého modelu vytvořen jednoúčelový numerický řešitel konvergující řešení ve všech sledovaných stavech.

## TEORIE

Tepelná čerpadla pracují s levotočivým parním cyklem chladiva. V základním uspořádání se skládají z mnoha komponent, z nichž většina představuje pro modelování reálného stroje pouze tlakovou ztrátu – průhledítka, filtrdehydrátor, potrubí, fitinky atd. Pro modelování jsou nejdůležitější kompresor, jednotlivé výměníky tepla a škrtecí ventil. Výparník je napojen na zdroj nízkopotenciálního tepla, kondenzátor, chladič par a dochlazovač na spotřebiče tepla. Celý modelovaný systém je na obr. 1 vlevo.



**Obr. 1** Schéma zapojení tepelného čerpadla a p-h diagram

Modelovaný systém se v chlazení zobrazuje v semilogaritmickém p-h diagramu (obr. 1 vpravo). Jednotlivé procesy sdílení tepla jsou znázorněny jako izobary, škrcení probíhá izoentropicky a komprese se modeluje jako polytropická.

### Model reálného kompresoru

Model kompresoru vychází z teorie vypracované pro vzduchové kompresory [1]. Kompresor se popisuje zdvihovým objemem  $V_{zd}$ , respektive výkonností  $\dot{V}$ , dopravním součinitelem  $\lambda_d$  a izoentropickou účinností  $\eta_{ie}$ . Výkonnost udává objemové množství dodaného plynu při nulovém stlačení (tlakový poměr  $\sigma = 1$ ) za časovou jednotku a určí se jako teoretický zdvihový objem kompresoru vynásobený otáčkami  $n$  podle rovnice

$$\dot{V}_t = V_{zd} \cdot n \quad (1)$$

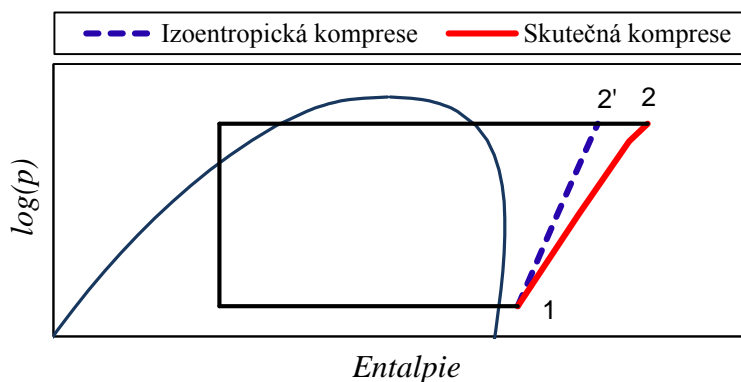
Skutečný hmotnostní průtok dopravovaného plynu je popsán rovnicí

$$\dot{m}_{ch} = \dot{V}_t \cdot \lambda_d \cdot \rho_{ch,s} \quad (2)$$

Dopravní součinitel není při měnících se podmínkách na sání a výtlačku konstantní, ale mění se především se změnou tlakového poměru. Pro pístové kompresory byl nejsilněji závislý na velikosti škodlivého prostoru (objem válce, který se nevytlačí během výfuku do výtlačku a z něhož následně stlačený plyn expanduje a zmenšuje tak množství nasátého plynu do pracovního prostoru). Pro dnes často používané spirálové kompresory bez škodlivého prostoru je dopravní součinitel při většině provozních stavů velice blízký jedné a lze ho popsat lineární funkcí podle rovnice [2]

$$\lambda_d = C_1 + C_2 \cdot \sigma \quad (3)$$

Izoentropická účinnost  $\eta_{ie}$  charakterizuje kompresor energeticky. Reálná komprese je polytropická s proměnným exponentem komprese. Její nejjednodušší popis je pomocí odchylky od izoentropické komprese, viz rovnice (5). Rozdíl mezi skutečnou kompresí a kompresí izoentropickou je uveden na obr. 2.



**Obr. 2** Rozdíl mezi ideální izoentropickou a skutečnou kompresí v p-h diagramu

Izoentropická účinnost je funkcí tlakového poměru a lze popsat podle rovnice [2]

$$\eta_{ie} = D_1 + D_2 \cdot \sigma + D_3 \cdot \sigma^2 + D_4 \cdot \sigma^3 + D_5 \cdot \sigma^4 \quad (4)$$

Model kompresoru nejprve na základě podmínek na sání a výtlačného tlaku určí tlakový poměr  $\sigma$  a izoentropickou účinnost  $\eta_{ie}$ , z nich následně hmotnostní průtok chladiva a teplotu na výtlačku, respektive entalpii chladiva po kompresi podle rovnice

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,ie} - h_1}{\eta_{ie}} \quad (5)$$

Příkon kompresoru je určen rovnicí

$$P = \dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{Q}_{zt} \quad (6)$$

Ztrátový tepelný tok  $\dot{Q}_{zt}$  kompresoru (vyzáření tepla z povrchu pláště do okolí) výrobci odhadují na 5 % jeho příkonu. U tepelně izolovaných nebo vzduchem nechlazených kompresorů je zanedbatelný.

### Model výměníku tepla

Za ustáleného stavu musí ve výměníku platit rovnost mezi teplem přivedeným, odvedeným a sdíleným přes teplosměnnou plochu. Uvedený stav je obecně popsán následujícími vztahy

$$\dot{Q}_{hx} = \dot{m}_{ch} \cdot (h_{ch,in} - h_{ch,out}) \quad - \text{ pro stranu chladiva} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{hx} = \dot{m}_{liq} \cdot c_{p,liq} \cdot (t_{liq,out} - t_{liq,in}) \quad - \text{ pro stranu teplotonosné látky} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{hx} = UA \cdot \frac{\delta_V - \delta_M}{\ln \frac{\delta_V}{\delta_M}} \quad - \text{ pro prostup tepla} \quad (9)$$

Dochlazovač je nejjednodušší výměník tepla v chladivovém okruhu. Dochází v něm pouze k ochlazení kapalného chladiva. Při správné funkci kondenzátoru v něm nedochází k fázové změně v žádném provozním stavu. Chladič par standardně pracuje také jako výměník, v němž neprobíhá fázová změna, pokud ale teplota vstupující ohřívané teplotonosné kapaliny je nižší než je kondenzační teplota chladiva, část chladiva začíná kondenzovat, což musí model zohlednit. Výparník a kondenzátor jsou výměníky tepla s fázovým přechodem na straně chladiva, proto je nelze modelovat jako jednofázové výměníky, ale pouze jako složené výměníky. Kondenzátor sestává ze tří částí:

- chlazení par;
- kondenzace;
- podchlazení kapalného chladiva.

Výparník je složen ze dvou částí:

- vypařování;
- přehřívání par.

Model bere kondenzátor jako tři složené výměníky a výparník jako dva. Jejich výstupy jsou logicky provázány. Výrobce výměníků tepla udává hodnotu  $UA$  pro konkrétní podmínky. Numerický řešitel se snaží najít pro zadané vnější podmínky (teploty a průtoky na primární a sekundární straně) takovou kombinaci vypařovací a kondenzační teploty, aby zpětně dopočítaná celková hodnota  $UA_{celk}$  výměníku odpovídala  $UA$  od výrobce. Celková hodnota  $UA$  pro kondenzátor se určí podle rovnice (10) a pro výparník z rovnice (11).

$$UA_{celk} = UA_{chl} + UA_{kon} + UA_d \quad - \text{ pro kondenzátor} \quad (10)$$

$$UA_{celk} = UA_{vyp} + UA_{pp} \quad - \text{ pro výparník} \quad (11)$$

### Okrajové podmínky modelu

Model musí respektovat podmínky dané výrobcem tepelného čerpadla. Základními údaji jsou volba chladiva, přehřátí na výparníku a podchlazení v kondenzátoru. Chladivo je vybráno výrobcem podle jeho uvážení na základě kompromisu mezi cenou, ekologií, energetickou efektivitou, objemovou chladivostí, ekologií, bezpečností apod. Model umožňuje volbu chladiva implementací knihoven ze softwaru Refprop [3]. Přehřátí na sání je udržováno expanzním ventilem. U běžných tepelných čerpadel v našich podmínkách je nastavováno na co nejnižší, ale přitom bezpečnou hodnotu a je konstantní. Velikost podchlazení chladiva za kondenzátorem je dána náplní chladiva v okruhu. Pro větší náplň podchlazení roste, naopak při nedostatečném naplnění může dojít ke vzniku bublin před expanzním ventilem, což snižuje jeho životnost a omezuje funkci. Po naplnění chladivového okruhu se podchlazení při ustálených podmínkách nemění.

Zásadní okrajovou podmínkou výpočtu je energetická bilance (vycházející se zákona zachování energie) celého tepelného čerpadla. V ustáleném stavu musí platit rovnost mezi přivedeným a odvedeným tepelným výkonem podle rovnice

$$P + \dot{Q}_{vyp} = \dot{Q}_{chl} + \dot{Q}_{kon} + \dot{Q}_d + \dot{Q}_{zt} \quad (12)$$

## MODEL TEPELNÉHO ČERPADLA SOLANKA-VODA

V laboratořích Univerzitního centra energeticky efektivních budov ČVUT byl postaven prototyp tepelného čerpadla solanka-voda z následujících hlavních komponent:

- chladivo R410A
- kompresor Copeland ZH05K1P-TFM [4]
  - $V_t = 4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
  - $\lambda_d = 1,047 - 0,0377\sigma$
  - $\eta_{ie} = -0,7859 + 1,5845\sigma - 0,603\sigma^2 + 0,0956\sigma^3 - 0,0055\sigma^4$
- deskový kondenzátor SWEP B25Tx30 [5]
  - $UA = 1500 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$
- deskový výparník SWEP B25Tx30 [5]
  - $UA = 1215 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$
- deskový chladič par SWEP B8Tx20 [5]
  - $UA = 180 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$
- deskový dochlazovač SWEP B8Tx20 [5]
  - $UA = 270 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$

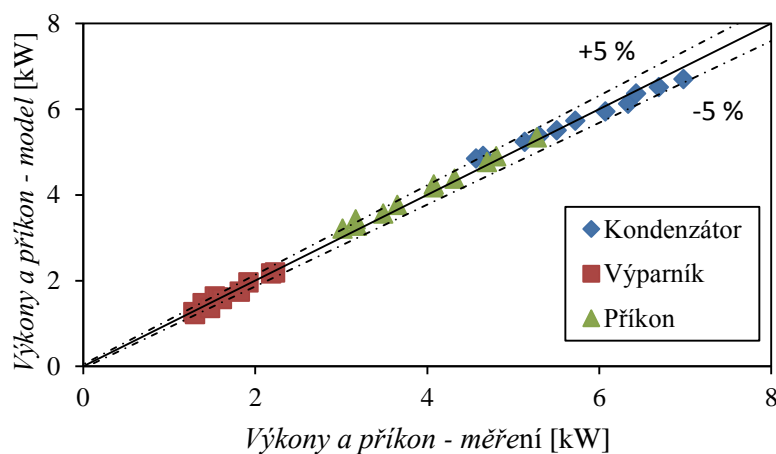
Okrajové podmínky po naplnění chladiva

- přehřátí na výparníku 4 K
- podchlazení kapalného chladiva v kondenzátoru 2 K

Prototyp tepelného čerpadla byl zkoušen v různých konfiguracích, od konfigurace standardního tepelného čerpadla po kombinaci provozu všech tří výměníků na straně odvodu tepla. Výsledky ze zkoušek byly porovnány s výsledky z modelování za stejných provozních podmínek a byl validován vytvořený model.

## VALIDACE MODELU STANDARDNÍHO TEPELNÉHO ČERPADLA

Tepelné čerpadlo ve standardní konfiguraci pracuje pouze s kondenzátorem a výparníkem (chladič par a dochlazovač nebyly zapojeny, tj. bez odběru tepla). Jako nemrznoucí kapalina (solanka) na straně výparníku byla použita směs etylenglykolu a vody s teplotou zamrznutí -15 °C (30 %). Porovnání naměřených a modelovaných hodnot výkonu výparníku, kondenzátoru a příkonu kompresoru je uvedeno na obr. 3. Model vykazuje dobrou shodu s experimentálním měřením na prototypu.

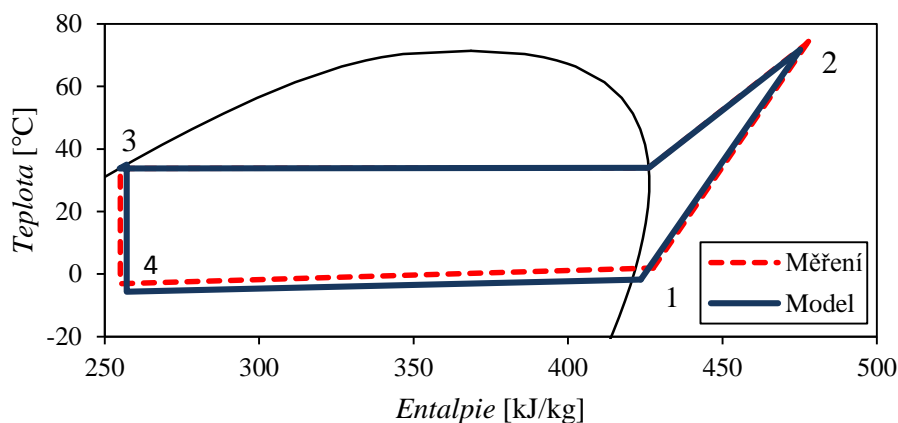


**Obr. 3** Porovnání výkonů, příkonu a topného faktoru tepelného čerpadla z měření a modelu.

Průměrná relativní odchylka výsledků modelu od naměřených hodnot je

- 2,6 % pro topný výkon kondenzátoru
- 3,3 % pro chladicí výkon výparníku
- 3,7 % pro příkon kompresoru

Výsledky modelu tedy velice dobře predikují výkon zařízení. Na tepelném čerpadle byly měřeny teploty a tlaky na chladivovém okruhu. Jejich srovnání je patrné z t-h diagramu oběhu chladiva a teplot na vstupu a výstupu z výměníků. Porovnání pro jmenovité podmínky B0/W35 (0 °C = teplota nemrznoucí směsi na vstupu do výparníku, 35 °C = teplota vody na výstupu z kondenzátoru) je na obr. 4.



**Obr. 4** Rozložení teplot v okruhu chladiva v t-h diagramu

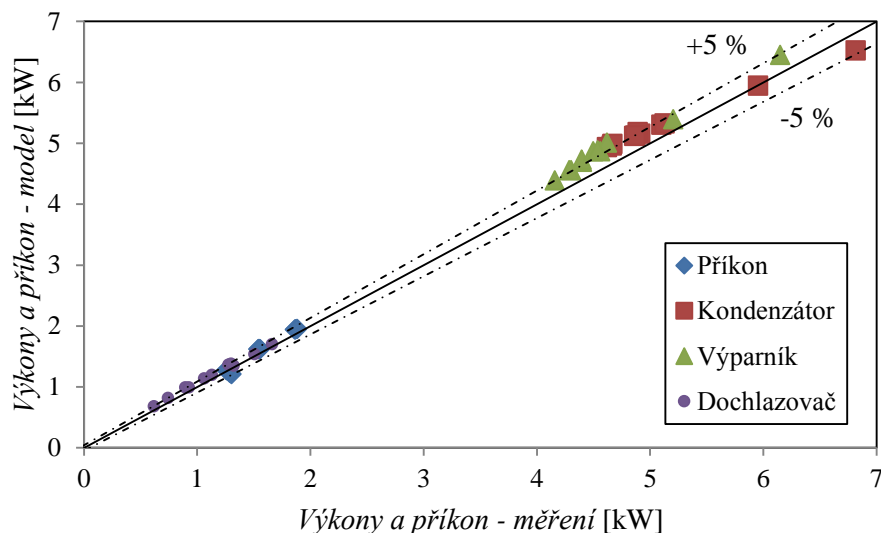
### VALIDACE MODELU TEPELNÉHO ČERPADLA S DOCHLAZOVAČEM

Pro zkoušení pokročilých více-výměňkových tepelných čerpadel není k dispozici standardizovaná metodika a zkušební podmínky byly zvoleny s ohledem na validaci modelu pro předpokládané provozní stavy. Dochlazovač by měl sloužit především pro předehřev vody a je výhodný pokud je velký rozdíl mezi teplotou kondenzační a teplotou vody na vstupu do dochlazovače. Měření bylo provedeno na prototypovém zařízení. Výsledky a porovnání jsou uvedeny na obr. 5.

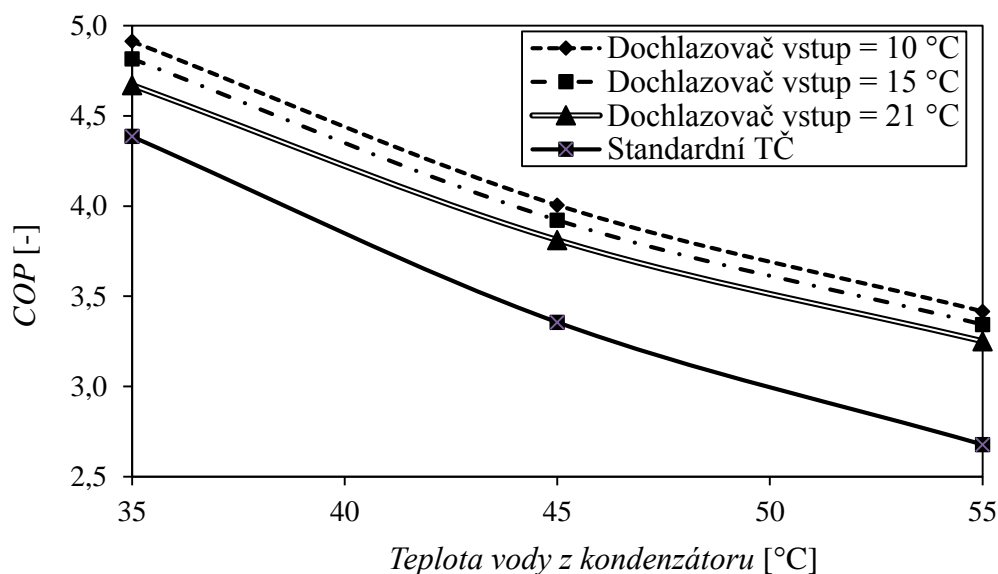
Model dosahuje opět poměrně vysoké přesnosti. Relativní odchylka modelu od naměřených údajů je pro výkon kondenzátoru a příkon kondenzátoru do 7 %. Odchylka výkonu dochlazovače mezi modelem a měřením je větší pro malé hodnoty, naopak nízká pro vyšší. Je nutné si zároveň uvědomit, že i měření je pro menší výkony méně přesné.

Pro uživatele je nejzajímavější porovnání topného faktoru tepelného čerpadla s dochlazovačem a bez něj při ohřevu teplé vody. Srovnání je na obr. 6. Největší přínos má dochlazovač při vysoké kondenzační teplotě, proto je vhodné jej používat pro předehřev teplé vody při současném ohřevu vody kondenzátorem. Z modelování i experimentu vyplývá, že topný faktor tepelného čerpadla s dochlazovačem s oproti standardnímu tepelnému čerpadlu při B0/W55 se zvýší o:

- 19,2 % pro B0/W55/W20      teplota vody na vstupu do dochlazovače 20 °C;
- 23,6 % pro B0/W55/W15      teplota vody na vstupu do dochlazovače 15 °C;
- **26,3 % pro B0/W55/W10**      teplota vody na vstupu do dochlazovače 10 °C.



**Obr. 5** Porovnání výkonů a příkonu tepelného čerpadla s dochlazovačem v jednotlivých měřených bodech s modelem

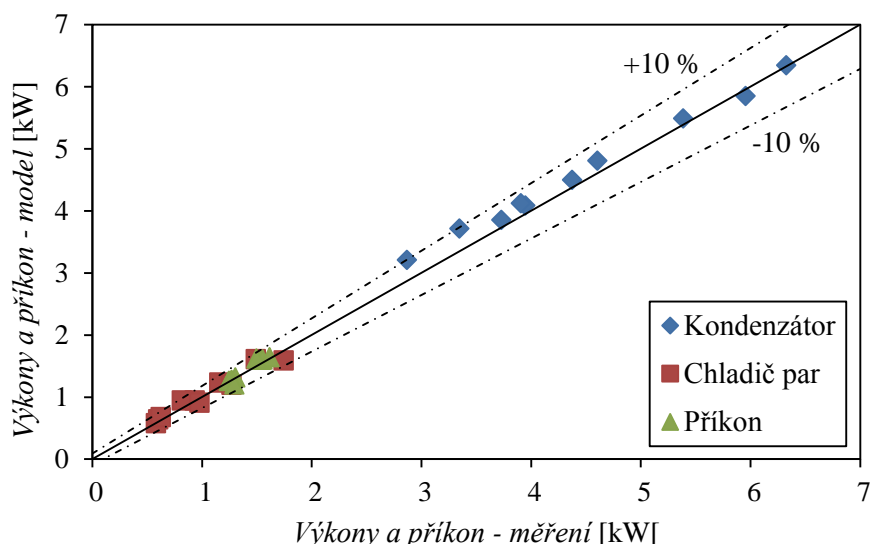


**Obr. 6** Porovnání naměřeného topného faktoru s dochlazovačem a bez něj.

### VALIDACE MODELU TEPELNÉHO ČERPADLA S CHLADIČEM PAR

Chladič par umožňuje využít teplo z přehřátých par za kompresorem. Standardně by teplota vody na vstupu neměla být nižší než teplota kondenzační. Měření tepelného čerpadla v konfiguraci s chladičem par proběhlo na prototypovém zařízení. Model vykazuje opět dobrou přesnost s naměřenými hodnotami (viz obr. 7).

Model vykazuje vysokou shodu pro topný faktor. Ve většině provozních stavů model přesně popisuje příkon tepelného čerpadla i jednotlivé výkony (s odchylkou maximálně do 10 %). Nepřesnost bude předmětem dalšího zlepšení modelu, protože je do značné míry způsobena změnou hodnoty  $UA$  jednotlivých výměníků v závislosti na průtoku a teplotách.

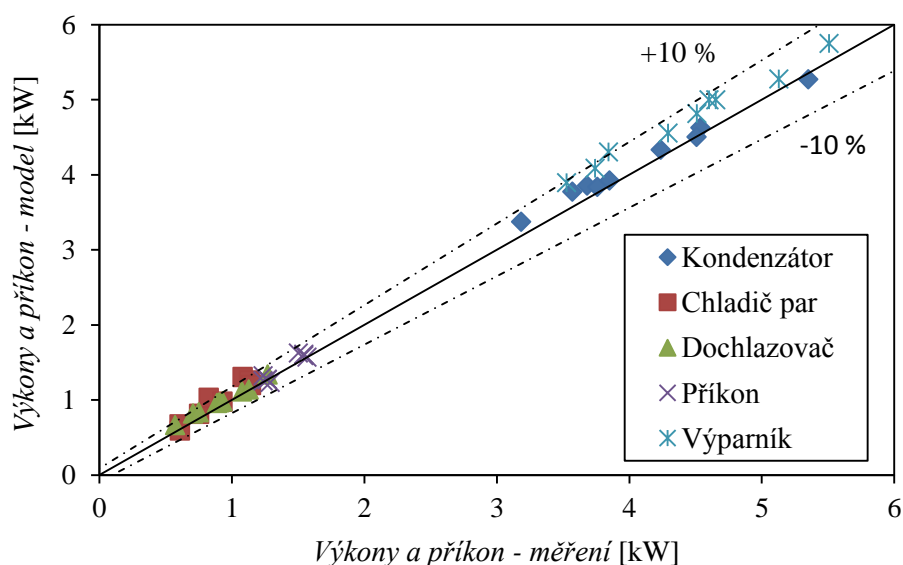


**Obr. 7** Porovnání výkonů a příkonu tepelného čerpadla s chladičem par v jednotlivých měřených bodech s modelem

### VALIDACE MODELU TEPELNÉHO ČERPADLA S CHLADIČEM PAR A DOCHLAZOVAČEM

Na prototypovém zařízení byla experimentálně zkoušena i kombinace současného provozu všech tří výměníků na straně odběru tepla. Výpočtový model vykazuje proti měření v této konfiguraci relativní odchylky do 10 % viz obr. 8). Vysokou relativní odchylku má především výkon výparníku, který při správném dimenzování zdroje tepla není pro uživatele rozhodující. Model ve většině měřených stavů měl vyšší topný i chladičí výkon než bylo změřeno, což je v souladu se zjednodušením modelu (pracuje bez tepelných a tlakových ztrát).

Na obr. 8 je vidět, že v některých bodech je zjištěný chladičí výkon výparníku vyšší, než je topný výkon kondenzátoru. To je způsobeno připojením dochlazovače do okruhu, který zvyšuje chladičí výkon výparníku a také odvedením části tepla, které by v klasickém uspořádání bylo předáno v kondenzátoru, chladičem par.



**Obr. 8** Porovnání výkonů a příkonu tepelného čerpadla s chladičem par a dochlazovačem zjištěného měřením s modelem



## MOŽNOSTI POUŽITÍ MODELU

Model lze použít pro optimalizaci konstrukce tepelných čerpadel, při návrhu výměníků tepla, výměně kompresoru a přepočtech na jiné chladivo. Zároveň byl modifikován pro použití v simulačním prostředí TRNSYS [7], v němž lze simulovat celoroční provoz tepelného čerpadla v budovách s reálnou spotřebou teplé vody a tepla pro vytápění. Tepelné čerpadlo lze tedy přímo přizpůsobit spotřebě tepla a optimalizovat z hlediska dosažení vysokého celoročního topného faktoru *SPF* celého systému ve spojení s akumulací nádobou, oběhovými čerpadly, záložním zdrojem, atd.

## MOŽNOSTI DALŠÍHO ZLEPŠENÍ MODELU

Omezení je v předpokladu konstantní hodnoty *UA* výměníků. Teplosměnná plocha je pro různé provozní podmínky konstantní, ale součinitel prostupu tepla se mění v závislosti na mnoha vstupních podmínkách. Za hlavní lze označit průtok chladiva a teplotu látky a jejich teplotu. U chladiva hraje významnou roli tlak. Parametrizace součinitele prostupu tepla je obtížný problém, kterému se věnuje řada vědeckých prací, přesto doposud neexistuje komplexní teorie parametrizace výměníků tepla s fázovou změnou, kterou by bylo možné aplikovat obecně a bez nutnosti jejich proměření a validace. Přesto nelze očekávat dramatické zvýšení přesnosti.

## ZÁVĚR

Byl navržen, postaven a experimentálně vyzkoušen prototyp tepelného čerpadla s odvodem tepla na třech teplotních úrovních (trívýměníkové tepelné čerpadlo, triple sink heat pump). Zároveň byl vytvořen obecný model tepelného čerpadla s kondenzátorem, výparníkem, chladičem par, dochlazovačem, expanzním ventilem a kompresorem, který byl modifikován pro konkrétní výměníky tepla a kompresor, a následně byl ověřen na prototypovém zařízení.

Přesnost modelu standardního tepelného čerpadla v predikci výkonů na straně nemrznoucí směsi i vody je průměrně 3 %. Přesnost určení příkonu kompresoru je průměrně 4 %. Jedná se tedy o velice přesný model. Byla ověřena i přesnost shody mezi teplotami na některých místech chladivového okruhu a modelem, která rovněž vykazuje dobrou přesnost do 3,5 K.

Model tepelného čerpadla s chladičem par a dochlazovačem má také vysokou shodu s naměřenými daty. Většina měřených bodů vykazuje odchylku do 7 %. Topný faktor pak vykazuje shodu ještě vyšší.

Model tepelného čerpadla byl modifikován pro použití v simulačním prostředí TRNSYS a bude dále používán pro modelování a „globální“ optimalizaci návrhu výměníků, kompresoru a chladiva v tepelných čerpadlech z pohledu účinnosti celého systému, ne pouze samotného tepelného čerpadla. Aplikaci modelu lze hledat v simulacích, optimalizaci návrhu tepelných čerpadel, přepočtech na jiná chladiva apod.

## SEZNAM OZNAČENÍ

Veličina	Název	Jednotka		Index
<i>A</i>	teplosměnná plocha	[m <sup>2</sup> ]	<i>celk</i>	celkový
<i>C, D</i>	konstanty	[-]	<i>d</i>	dopravní
<i>h</i>	entalpie	[J.kg <sup>-1</sup> ]	<i>d</i>	dochlazovač
<i>m</i>	hmotnostní průtok	[kg.s <sup>-1</sup> ]	<i>hx</i>	výměník tepla
<i>n</i>	otáčky	[s <sup>-1</sup> ]	<i>ch</i>	chladivo
<i>p</i>	tlak	[Pa]	<i>chl</i>	chladič par
<i>P</i>	Příkon	[W]	<i>ie</i>	izoentropická

$Q$	Tepelný tok	[W]	<i>in</i>	vstup
$t$	teplota	[°C]	<i>kon</i>	kondenzátor
$U$	součinitel prostupu tepla	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	<i>liq</i>	tekutina
$V$	objem	[m <sup>3</sup> ]	<i>M</i>	menší
$\dot{V}$	objemový průtok	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	<i>out</i>	výstup
$\delta$	teplotní rozdíl	[K]	<i>pp</i>	přehříváč par
$\eta$	účinnost	[%]	<i>s</i>	sání
$\rho$	hustota	[kg.m <sup>-3</sup> ]	<i>t</i>	teoretický
$\sigma$	tlakový poměr	[-]	<i>V</i>	větší
<i>SPF</i>	sezónní topný faktor	[-]	<i>vyp</i>	výparník
			<i>zd</i>	zdvihový
			<i>zt</i>	ztrátový

## LITERATURA

- [1] LIŠKA A., NOVÁK P. *Kompresory*. Vydavatelství ČVUT, 1999
- [2] DUPREZ M.E., DUMONT E., FRÈRE M. *Modelling of reciprocating and scroll compressors*. International Journal of Refrigeration, 30: 873-886, 2007
- [3] HUBER M., LEMNON E., MCLINDEN M. *NIST reference fluid thermodynamic and transport properties – REFPROP*. aktualizováno 30.5.2014, Dostupné z: <<http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>>.
- [4] Software *SELECT – Copeland selection software*, Emerson Climate Technologies, verze 7.7 (05/13).
- [5] Software *SSP G7, SWEP*, verze 7.0.3.24.
- [6] ČSN EN 14511. Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
- [7] KLEIN, S.A., aj. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program*, Solar Energy Laboratory, Universita Wisconsin, Madison, USA, 2010, dostupné z: <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>.

*Výzkum, který vedl k těmto výsledkům, získal finanční prostředky ze sedmého rámcového programu 7RP/2007-2011 Evropské unie na základě grantové dohody č. 282825 – MacSheep a projektu OP VaVpI č. CZ.1.05/2.1.00/03.0091 – Univerzitní centrum energeticky efektivních budov.*

