

Ing. Luděk KLAZAR
PZP HEATING, a.s.

Teoretické maximum a reálné možnosti topného faktoru

Matematický model topného faktoru tepelného čerpadla

Theoretical Maximum and Realistic Possibilities of Coefficient of Heat Pump Performance (COP) – COP Mathematical Model

Recenzent
prof. Ing. Jiří Petrák, CSc.

Článek se týká poznatků autora o závislosti $TF-\Delta t$, kterou se již několik let zabývá, postupně ji doplňuje, rozšiřuje, v praxi používá a publikuje, např. v tomto časopise jako [L4] a [L5]. Text je zpracován tak, aby čtenář při hledání odpovědi na otázku, jaké jsou reálné možnosti topného faktoru a jeho teoretické maximum, mohl prostudovat pouze tento článek. Na doporučení recenzenta autor původní text zkrátil vypuštěním několika obrázků a vysvětlení dříve publikovaných v [L5]. Pro komplexní pochopení některých zde uvedených souvislostí, např. vlivu vzniku námrazy u výparníku na topný faktor, nebo přechodu od parametrů samotného kompresoru k vlastnímu tepelnému čerpadlu je třeba seznámit se s výše uvedenými články.

Klíčová slova: Topný faktor, tepelné čerpadlo, účinnost izoentropická, matematický model tepelného čerpadla

The author summarizes his findings concerning the dependence $TF-\Delta t$ that he deals with for several years, supplements it and extends it gradually, uses it in practice and subsequently publishes, e.g. in this magazine as [L4] and [L5]. The text is elaborated so that the reader can read through this article, only when searching an answer as to the question what realistic possibilities of the COP and its theoretical maximum exist. The author abridged the original text according to the reviewer's recommendation by erasing several pictures and explanations published earlier in [L5]. It is necessary make the acquaintance of the aforementioned articles for the complete understanding of certain conjunctions specified herein; e.g. the effect of the frost deposit formation on the evaporator concerning the COP or the transition from parameters of the compressor itself towards the heat pump

Key words: coefficient of heat pump performance = COP, heat pump, isentropic efficiency, mathematical model of heat pump

ÚVOD

Topný faktor (TF) tepelných čerpadel (TČ) se pokládá za hlavní ukazatel jejich energetického efektu. A to přesto, že sám o sobě přímo energetický efekt neurčuje. Skutečný energetický efekt TČ lépe a především objektivně vyjadřuje relativní úspora energie ($ÚE$). Relace mezi TF a $ÚE$ je dána vztahem:

$$ÚE = 100 - 100/TF \quad [\%] \quad (1)$$

Přesto se TF jako charakteristický ukazatel TČ používá k porovnání TČ mezi sebou a TF určený za určitých zkušebních podmínek (např. pro TČ „vzduch-voda“ při A2/W35) se často používá (nebo používal) jako kritérium pro udělení dotací u nás i v zahraničí.

Je proto samozřejmé, že TF se používá jako jeden z hlavních nástrojů marketingové strategie, mnohdy bez znalostí dalších souvislostí. Často se předpokládá, že TF může a bude v budoucnosti téměř neomezeně narůstat, aniž by se vědělo, že jeho další nárůst je teoreticky i prakticky limitován. Přitom jeho další nárůst není spojen s úměrným růstem energetického efektu. Tento článek chce jen stručně zrekapitulovat již známé a dříve publikované skutečnosti a s odvolávkou na ně je rozšířit o nové poznatky a jimi zdokumentovat, jaké je teoretické maximum TF a jaké reálné hodnoty se mohou dosáhnout. Pozornost bude věnována především TČ „vzduch-voda“ zejména proto, že ta pracují v nejširším rozsahu pracovních podmínek. Problematika bude sledována a vysvětlována závislostí $TF-\Delta t$, tj. jednoparametrickou funkcí:

$$TF = fce(\Delta t) \quad [-] \quad (2)$$

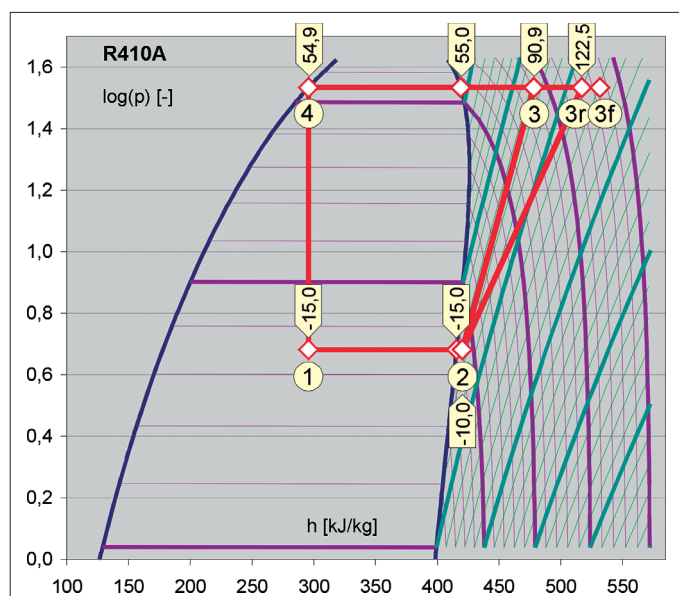
Tato závislost platí s přesností potřebnou pro následující analytickou úvahu jak pro teoretické oběhy, tj. Carnotův cyklus (CC) a Rankinův oběh

(RO), tak pro okruhy pracující s reálnými chladičovými kompresory (RK), včetně tzv. kompresorů EVI i okruhy reálných tepelných čerpadel (TČ). Jednoparametrická funkce (2) popisuje závislost topného faktoru (TF) na jediném argumentu – rozdílu charakteristických pracovních teplot (Δt). Pro CC platí $TF = fce(\Delta t_c) = fce(t_h - t_o)$, tj. TF je funkcí rozdílu charakteristických teplot $\Delta t_c = t_h - t_o$, kde t_h definuje „horní“ teplotu odváděného (produkovaného) tepla a t_o definuje „dolní“ teplotu přiváděného (nizkopotenciálního) tepla. Pro RO a RK platí $TF = fce(\Delta t_i) = fce(t_k - t_o)$, tj. TF je funkcí rozdílu charakteristických teplot vnitřního (interního) děje oběhu $\Delta t_i = t_k - t_o$, kde t_k je teplota kondenzační a t_o je teplota vypařovací. Pro vlastní TČ platí $TF = fce(\Delta t_e) = fce(t_w - t_a)$, tj. TF je funkcí rozdílu charakteristických teplot vnějšího (externího) děje oběhu $\Delta t_e = t_w - t_a$, kde t_w je teplota ohřáté otopné vody a t_a je teplota vnějšího vzduchu, jakožto nositele nizkopotenciálního tepla. Chápeme-li TČ jako černou skříňku, pak vnitřní děj popisuje stavy v černé skříňce (které investora či uživatele v podstatě nezajímají) a vnější děj popisuje stavy, kterými se černá skříňka projevuje navenek (ty jsou z pohledu investora či uživatele rozhodující).

Porovnání závislostí $TF-\Delta t$ pro teoretické oběhy a reálné okruhy umožňuje stanovit teoretické maximum a reálné možnosti TF . Při voleném Δt poměr hodnot TF dvou okruhů či oběhů (dále jen oběhů) představuje **účinnost**, která udává, jak se dva oběhy k sobě přibližují, respektive jaký díl možnosti či schopnosti výchozího oběhu druhý oběh využívá. Je logické, že tento poměr bude ovlivněn řadou faktorů, které se analýza pokouší nalézt a matematicky definovat.

Souvislost topného faktoru a izoentropické účinnosti RK

Z technické logiky vyplývá, že jedním z ovlivňujících faktorů bude izoentropická účinnost kompresoru, protože právě ta určuje jeho energetický efekt.



Obr. 1 Mollierův diagram $\log(p)$ - h chladiva R410A (prakticky bez teplotního skluzu) se zakresleným RO a okruhem pracujícím s RK. Izotermie v oblasti mokré páry se prakticky shodují s izobarami

Matematické vyjádření vlivu této účinnosti vychází z termodynamického výpočtu tzv. „parního oběhu“, který je pracovním oběhem sledovaných TČ. K němu vyjijeme znázornění RO a okruhu s RK v Mollierově diagramu $\log(p)$ - h , definovaném termodynamickými vlastnostmi pracovní látky, tj. chladiva (R) (pro různá chladiva jsou proto diagramy odlišné). Diagram je zpracován v souřadnicích $Y = \log(p)$ [-], tj. logaritmus tlaku a $X = h$ [kJ/kg], tj. měrná entalpie. Pro chladivo R410A je diagram znázorněn na obr. 1.

Rankinův oběh (RO) představuje teoreticky optimální průběh tzv. „parního oběhu“, při kterém se neuvažují žádné ztráty. Praktickou realizací „parního oběhu“ je **okruh s reálným kompresorem (RK)**. Zatím co změna stavu charakterizující kompresi páry v RO probíhá při konstantní entropii (po izotropě – úsečka 2 až 3), u RK dochází vlivem ztrát v kompresoru (např. netěsností ventilů u pístového kompresoru, vlivem škodlivého prostoru, „dotlačování“ nebo „přetlačování“ u kompresoru s vestavěným kompresním poměrem apod.) k růstu entropie (úsečka 2 až 3r).

Úsečky, vymezené entalpiemi bodů, definujících hraniční stavy oběhu, jsou úměrné energetickým parametrům oběhu či okruhu. Platí:

$$\begin{aligned} \text{Pro RO: } Q_k &\sim h_3 - h_4, Q_o \sim h_2 - h_1, N \sim h_3 - h_2 \\ \text{Pro RK: } Q_k &\sim h_{3r} - h_4, Q_o \sim h_2 - h_1, N_{ko} \sim h_{3f} - h_2, N'_{ko} \sim h_{3r} - h_2 \end{aligned}$$

kde Q_k [kW] je kondenzační, respektive topný výkon, Q_o [kW] je chladičský výkon, N [kW] je příkon RO, N_{ko} [kW] je příkon RK a $N_{ko} = K \cdot N$ ta jeho část, určená součinitelem K (většinou $K = 0,95$), která se převede do okruhu jako teplo.

Hodnoty entalpií v hraničních bodech umožňují výpočet TF pro RO i RK:

$$TF(RO) = \frac{Q_k}{N} = \frac{Q_o + N}{N} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} = fce(R, t_0, t_k) = fce(\Delta t) \quad [-] \quad (3)$$

$$TF(RK) = \frac{Q_k}{N_{ko}} = \frac{Q_o + N'_{ko}}{N_{ko}} = \frac{h_{3r} - h_4}{h_{3r} - h_2} = fce(R, t_0, t_k) = fce(\Delta t) \quad [-] \quad (4)$$

Pro relaci převedeného a skutečného příkonu platí $h_{3r} - h_2 = K \cdot (h_{3f} - h_2)$, kde bod 3r popisuje reálný stav (v okruhu měřitelný), naproti tomu bod 3f popisuje fiktivní stav (v okruhu neměřitelný), při kterém by se do okruhu převedl celý příkon jako teplo. Uvedená relace převádí vztah (4) do vztahu (5), ve kterém již nefiguruje entalpie bodu 3f, tj. bodu, se kterým se ve vý-

počtech nepracuje a v obr. 1 a vztahu (4) a (7) je uveden jen pro vysvětlení souvislosti.

$$TF(RK) = \frac{Q_k}{N_{ko}} = \frac{Q_o + K \cdot N_{ko}}{N_{ko}} = \frac{h_{3r} - h_4}{h_{3r} - h_2} = fce(R, t_0, t_k) = fce(\Delta t) \quad [-] \quad (5)$$

Protože z charakteristiky RK známe pro dané okrajové podmínky výkon Q_o , Q_k i $TF(RK)$ a z výpočtu RO známe hodnoty h_4 , h_2 a h_3 , můžeme určit oběhové množství chladiva v RK i RO a následně můžeme vypočítat a v diagramu znázornit i hodnotu h_{3r} .

Zjednodušeně se dá vztah (5) vyjádřit vztahem (6), kde druhý zápis na pravé straně je srozumitelnější:

$$TF(RK) = K \frac{h_{3r} - h_4}{h_{3r} - h_2} = \frac{h_{3r} - h_4}{(h_{3r} - h_2) / K} = fce(\Delta t) \quad [-] \quad (6)$$

Ztráty v kompresoru způsobující posun bodu 3 u RO do bodu 3r u RK vyjadřuje tzv. **izoentropická účinnost** kompresoru. Dá se říci, že ta **charakterizuje kvalitu kompresoru**. Převrácená hodnota určuje navýšení reálného příkonu oproti teoretickému.

$$\eta_{iz} = \frac{N}{N_{ko}} = \frac{h_3 - h_2}{h_{3r} - h_2} = K \frac{h_3 - h_4}{h_{3r} - h_2} = \frac{h_{3r} - h_4}{(h_{3r} - h_2) / K} = [-] \quad (7)$$

Protože vztahy (3) až (7) jsou vyjádřeny pěti stejnými hodnotami entalpií, mohou se jimi určené funkce vzájemně propojit a pro $TF(RK)$ se může napsat vztah (8) a po zjednodušení vztah (9):

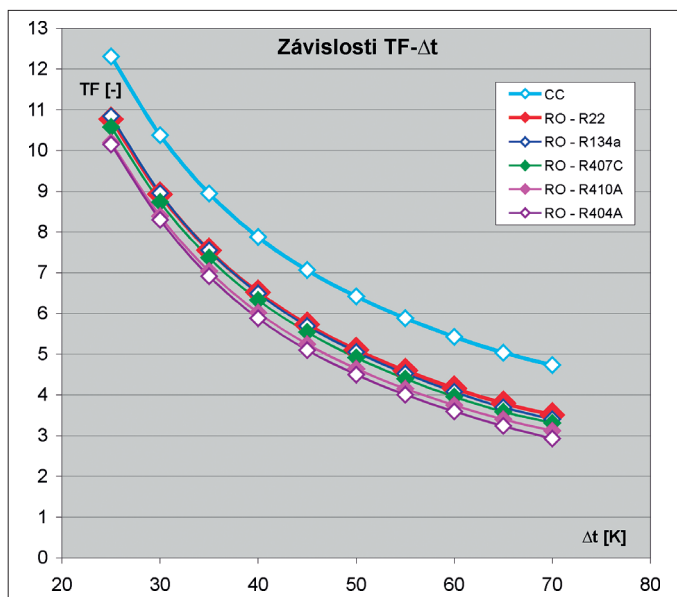
$$\begin{aligned} TF(RK) &= \frac{Q_o + K \cdot N / \eta_{iz}}{N / \eta_{iz}} = \eta_{iz} \frac{Q_o}{N} + K = \eta_{iz} \frac{Q_k - N}{N} + K = \\ &= \eta_{iz} \left(\frac{Q_k}{N} - 1 \right) + K = fce(\Delta t) \quad [-] \end{aligned} \quad (8)$$

$$TF(RK) = \eta_{iz} (TF(R, RO) - 1) + K = fce(\Delta t) \quad [-] \quad (9)$$

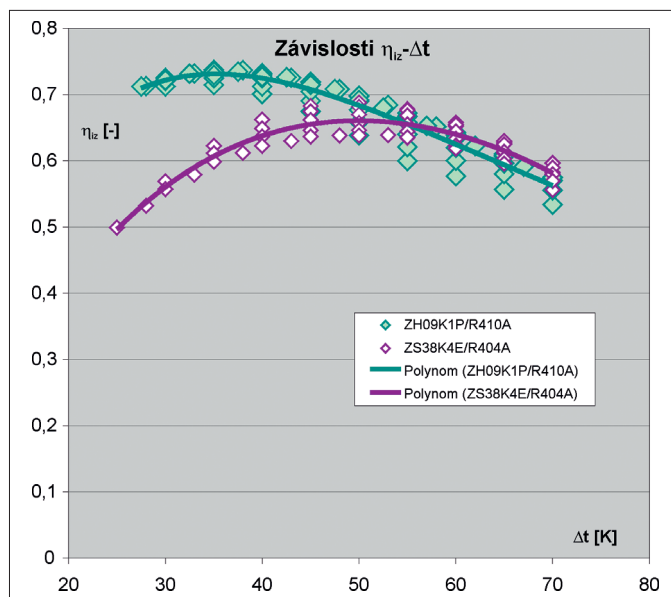
Tento vztah definuje, že $TF(RK)$ je jen funkcí $TF(R, RO)$ daného chladiva R – která je pro každé chladivo zcela jednoznačná a izoentropické účinnosti RK – která je základní vlastností každého RK.

Ze vztahu (9) rovněž vyplývá, že platí-li $TF(RK) = fce(\Delta t)$, musí s dostatečnou přesností platit i $\eta_{iz} = fce(\Delta t)$. Při sledování závislosti $TF - \Delta t$ je proto vhodné současně sledovat i závislosti $\eta_{iz} - \Delta t$. Z obr. 1 je dále zřejmé, že body 3 a 3r určují i teplotu v těchto bodech, z pohledu RK tedy výtlačnou teplotu kompresoru, která je jedním z důležitých parametrů omezujících jeho pracovní oblast.

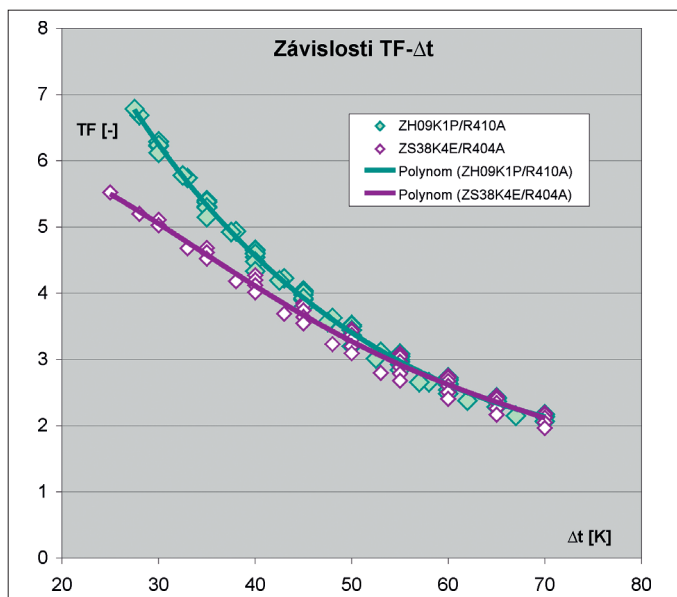
Závislosti $TF(CC)$ a $TF(RO)$ pro 5 chladiv jsou znázorněny na obr. 2. Ke čtyřem v současnosti standardně používaným chladivům bylo přiřazeno i „historické“ chladivo R22 (vyráběné od roku 1944), které se dnes s ohledem na jeho vysoké GWP již nepoužívá. Důvodem je skutečnost, že chladivo R 22 můžeme brát za etalon termodynamické dokonalosti (a pomíjíme zde, že „prehistorické“ chladivo R12 je ještě dokonalejší). Je známou skutečností, že v kruhových procesech (obězích) transformujících teplo na práci nebo naopak práci na teplo vykazuje **Carnotův cyklus** největší možný energetický efekt. Znakem termodynamické dokonalosti je, jak se energetický efekt daného oběhu (který zde vyjadřuje TF) při stejných okrajových podmínkách blíží efektu CC. Obr. 2. názorně dokumentuje, že nejvíce se závislosti $TF(CC)$ blíží právě $TF(RO)$ chladiva R22. Všechna současně používaná chladiva jsou termodynamicky méně dokonalá. Chladivu R22 se ve sledovaném rozsahu Δt svou dokonalostí blíží chladivo R134a, jehož dokonalost je znevážena velkým měrným objemem par, které při nasažení (v této oblasti) vyžaduje kompresory s velkým zdvihovým objemem. Až dalším v pořadí dokonalostí je chladivo R407C, které je ale zne-



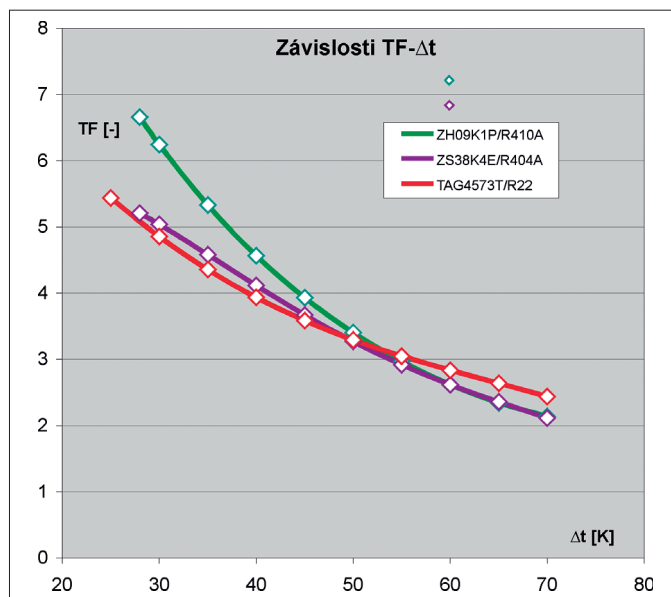
Obr. 2 Závislosti $TF-\Delta t$ pro CC a RO pracující s chladivý R22, R134a, R407C, R410A a R404A. Závislosti $TF-\Delta t$ pro RO jsou seřazeny podle termodynamické výhodnosti chladiv



Obr. 4 Princip odvození závislosti $\eta_{iz}-\Delta t$ pro dva porovnávané kompresory ZH a ZS. Závislosti definuje polynom proložený body o souřadnicích $Y = \eta_{iz}(RK)$ a $X = \Delta t$



Obr. 3 Princip odvození závislosti $TF-\Delta t$ pro dva porovnávané kompresory ZH a ZS. Závislosti definuje polynom proložený body o souřadnicích $Y = TF(RK)$ a $X = \Delta t$



Obr. 5 Závislosti $TF-\Delta t$ pro tři porovnávané kompresory ZH, ZS a TAG

výhodně jeho teplotním skluzem. Dalším, ale již s větším rozdílem je dnes často používané chladivo R410A, které je ekologicky výhodné pro jeho nízký součinitel GWP. Jen o málo horší je chladivo R404A, které je naopak ekologicky znevýhodněno vyšším součinitelem GWP. Za zmínku stojí, že v celém sledovaném rozsahu Δt je rozdíl mezi nejlepším a nejhorším TF relativně vysoký – průměrně 0,64.

Sledujme nyní závislosti $TF-\Delta t$ okruhů s RK. Z řady sledovaných kompresorů byly vybrány tři typické. První reprezentuje „moderní“ spirálový kompresor (ZH) pracující s chladivem R 410A, druhý spirálový tzv. „nízkoteplotní“ kompresor (ZS) pracující s chladivem R404A, který se začal používat před cca dvaceti lety a třetí „starý“ klasický pístový kompresor (TAG) pracující s chladivem R22.

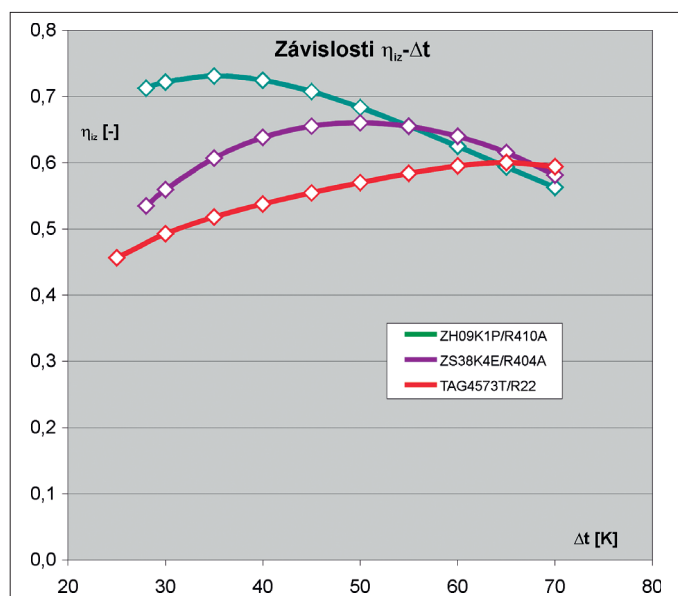
Závislosti $TF-\Delta t$ a $\eta_{iz}-\Delta t$ pro kompresory ZH a ZS jsou znázorněny na obr. 3 a 4. Pro zdokumentování principu odvození těchto závislostí jsou v obou obrázcích vyneseny body získané přímo či výpočtem z charakteristik kompresorů. Jimi proložené regresní křivky definují příslušné závislosti. Je

zřejmé, že určující body závislosti $TF-\Delta t$ vykazují podstatně menší rozptyl než určující body závislosti $\eta_{iz}-\Delta t$. To však není pro tuto úvahu podstatné.

Výhoda kompresoru ZH oproti ZS vyjádřená závislostmi $TF-\Delta t$ je zřejmá zejména při malých Δt , s rostoucím Δt se výhoda ztrácí. To zcela koresponduje s průběhem závislosti $\eta_{iz}-\Delta t$. Pro $\Delta t > \sim 55$ K jsou však hodnoty obou TF prakticky shodné přesto, že hodnoty η_{iz} jsou pro kompresor ZS vyšší než pro ZH. To je dáno v souladu se vztahem (9) tím, že hodnoty závislosti $TF(RO)$ pro chladivo R404A jsou nižší než pro chladivo R410A.

Pro souhrnné posouzení jsou závislosti $TF-\Delta t$ a $\eta_{iz}-\Delta t$ všech tří sledovaných kompresorů ZH, ZS a TAG znázorněny na obr. 5 a 6. Pro lepší přehlednost jsou v obrázcích zakresleny již jen vlastní závislosti bez určujících bodů daných charakteristikami.

Posudme nyní stručně kompresor TAG ve vztahu k předchozím porovnávaným kompresorům ZH a ZS. Kompresor TAG vykazuje evidentně prakticky v celém sledovaném rozsahu Δt výrazně nižší hodnoty η_{iz} . Přesto hodnoty TF kompresorů ZS a TAG se příliš neliší. Pro $\Delta t > \sim 55$ K hodnoty


 Obr. 6 Závislosti $\eta_{iz}-\Delta t$ pro tři porovnávané kompresory ZH, ZS a TAG

TF kompresoru TAG nabývají překvapivě vyšších hodnot než u obou zbývajících, tj. ZS i ZH. „Starý“ kompresor se tak v této oblasti stává nejnepříhodnějším. To je dáno opět v souladu se vztahem (9) tím, že hodnoty $TF(RO)$ pro chladivo R22 (TAG) jsou vyšší než pro chladivo R404A (ZS) – o zmíněnou hodnotu 0,64 a o něco menší hodnotu vyšší než pro chladivo R410A (ZH).

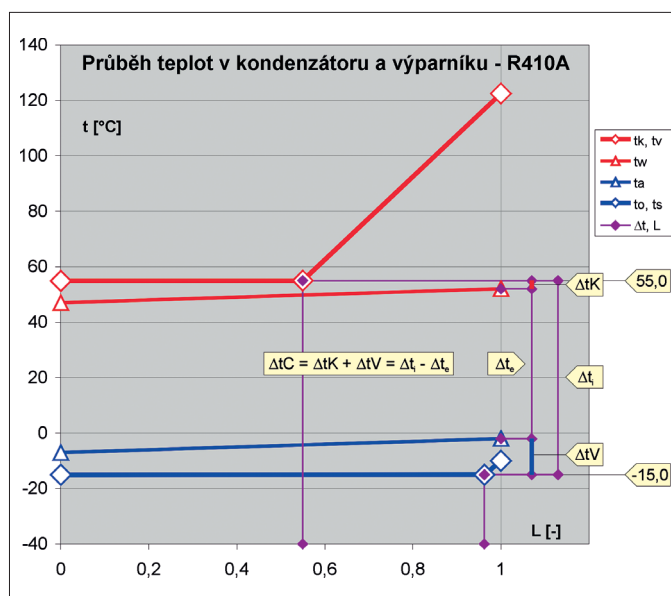
S ohledem na to, že v poslední době rostou požadavky na TČ s vyššími teplotami otopné vody, tj. na práci s vysokými hodnotami Δt , je třeba poznamenat: Zatímco u „starého“ pístového kompresoru TAG hodnoty η_{iz} rostou s rostoucím Δt , což se na odpovídajícím TF projevuje příznivě, u „moderního“ spirálového kompresoru ZH je tomu právě naopak. Výhody „moderního“ kompresoru se tedy ztrácejí s rostoucím Δt .

Souvislost topného faktoru a transformační účinnosti TČ

Parametry TČ, tedy i TF se normativně [1, 2] udávají v závislosti na určujících (atestačních) pracovních teplotách. Pro TČ „vzduch-voda“ se většinou zapisují ve tvaru např. A2/W35, kde A2 značí teplotu látky, které je zdrojem nízkopotenciálního tepla, tj. vzduchu (Air) 2 °C a W35 značí teplotu ohřívání látky, tj. otopné vody (Water) 35 °C.

Topný faktor $TF(TČ)$ je funkcí většího množství argumentů, ale za určitých předem stanovených podmínek (normativně stanoveného průtoku otopné vody a relativní vlhkosti vzduchu) je v podstatě funkcí jen dvou argumentů a to teploty vzduchu a teploty otopné vody, tj. je dvouparametrickou funkcí $TF(TČ) = fce(t_a, t_w)$. Pokud se měření realizují v akreditovaných zkušebnách při zkušebních podmínkách podle normy ČSN EN 14511 [1] a podmínkách EHPA [2] hovoříme pak o „atestačních“ měřeních. V renomované zkušebně WPZ ve švýcarském Buchsu se TČ standardně měří při devíti zkušebních podmínkách [3] odpovídajících [1] a [2] – viz tab. 1 v [5].

Bylo prokázáno [4] a [5], že pro sledovaná TČ „vzduch-voda“ se dají z hodnot TF měřených za těchto podmínek sestavit dvě závislosti $TF-\Delta t$. Jedna pro provozní stavy, kdy na výparníku nevzniká námraza – „bez námrazy“ (–N) a druhá pro provozní stavy, kdy na výparníku vzniká námraza – „s námrazou“ (+N). Námraza se musí periodicky odtávat, což je spojeno s energetickými nároky snižujícími TF . Pro určité čerpadlo, které budeme dále sledovat a jehož parametry byly změřeny ve zkušebně WPZ [3], jsou tyto závislosti znázorněny na obr. 6 v [5]. Poznamenejme, že toto TČ je vybaveno sledovaným kompresorem ZH.



Obr. 7 Průběh teplot v kondenzátoru a výparníku okruhu s RK, pracujícím s chladivem R410A (prakticky bez teplotního skluzu)

Abychom závislosti $TF-\Delta t$ odvozené pro TČ uvedli do souvislosti se závislostí $TF-\Delta t$ RK, je třeba vysvětlit vztah mezi vnitřním a vnějším dějem v okruhu TČ. Vztah určují výměníky tepla v okruhu – kondenzátor a výparník. Znázornit a vysvětlit se dá v diagramu průběhu teplot v obou výměnících. Takový diagram je zpracován na obr. 7 pro chladivo a okrajové podmínky odpovídající Mollierovu diagramu $\log(p)-h$ na obr. 1.

Diagram zobrazuje:

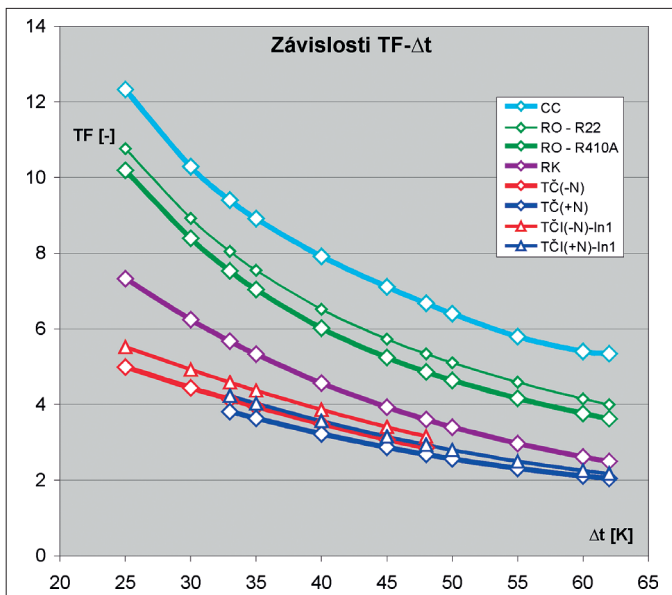
- v ose Y reálné teploty vnitřního děje, tj. průběh teplot změny stavu t_k a t_o (u chladiv s teplotním skluzem nejsou teploty konstantní) a teplot přehřátých par v kondenzátoru a výparníku;
- v ose X poměrnou funkční délku (hloubku) výměníku L , která je dělena v poměru citelného tepla obsaženého v přehřátých parách a skrytého tepla při změně stavu;
- v ose Y průběh teplot vnějšího děje, tj. průběh teplot t_w a t_a ; tyto teploty nevyjadřují přesně realitu, jsou voleny tak, aby v měřítku zobrazujícím reálné teploty vnitřního děje, zvýraznily vztahy mezi teplotami vnitřního a vnějšího děje.

Diagram znázorňuje rozdíl mezi parametry vnitřního a vnějšího děje. Ten je dán tím, že každý výměník musí pracovat s rozdílem teplot pracovních látek na obou stranách výměníku. Rozdíly vedou k tomu, že na každém výměníku vzniká teplotní rozdíl mezi charakteristickými teplotami vnitřního a vnějšího děje, který můžeme označit za teplotní ztrátu. Na kondenzátoru je to ztráta $\Delta t_K = t_k - t_w$ (tj. „výstupní“ teplotní rozdíl), na výparníku to je ztráta $\Delta t_V = t_a - t_o$ (tj. „vstupní“ teplotní rozdíl). Celková teplotní ztráta v okruhu mezi oběma ději je pak:

$$\Delta t_C = \Delta t_K + \Delta t_V = t_k - t_w + (t_a - t_o) = t_k - t_o - (t_w - t_a) = \Delta t_i - \Delta t_e \quad [K] \quad (10)$$

U chladiv s teplotním skluzem je poměr $\Delta t_k/\Delta t_C$ větší a poměr $\Delta t_v/\Delta t_C$ menší než u chladiv bez teplotního skluzu.

Nyní můžeme vysvětlit vztah mezi závislostmi $TF-\Delta t$ pro RK a TČ. Znázorníme-li v souřadnicích $Y = TF$ a $X = \Delta t$ závislost $TF-\Delta t$ reálného kompresoru, pak posunutím této závislosti v záporném směru osy X o Δt_C získáme závislost $TF-\Delta t$ ideálního TČ. Protože vlastní TČ má příkon vyšší než samotný kompresor (potřebný pro transport ochlazené látky ve výparníku, ohřívání látky v kondenzátoru a řídicí systém), ale i vlivem tlakových ztrát v okruhu, snižuje se TF oproti závislosti $TF-\Delta t$ ideálního TČ o hodnotu ΔTF . Za stavu, kdy na výparníku vzniká námraza, se vlivem



Obr. 8 Závislosti $TF-\Delta t$ v posloupnosti oběhů CC, RO, RK, TČ a TČI
Hodnoty TČI platí pro první fiktivní inovaci In1

odtávání TF většinou dále zmenší a hodnota ΔTF vzroste. Posunem závislosti $TF-\Delta t$ ideálního TČ v záporném smyslu osy Y o ΔTF získáme závislost **$TF-\Delta t$ optimálního TČ**, tj závislost, kterou získáme „atestačním“ měřením. Závislost **$TF-\Delta t$ reálného TČ**, respektive TČ v reálných podmínkách, která by respektovala nejen vlivy „uvnitř“ ale i „vně“ TČ, by byla dále posunuta v záporném smyslu osy Y .

Pro určitý kompresor a TČ a stavy „s námrazou“ jsou výchozí závislosti $TF-\Delta t$ reálného kompresoru $TF(RK)$ a posuny do stavu ideálního $TF(IFTČ)$ a optimálního TČ $TF(OTČ)$ znázorněny na obr. 9 v [5].

Ve smyslu úvodu nyní porovnejme závislosti $TF-\Delta t$ pro CC, RO, RK a TČ. Závislosti jsou znázorněny v diagramu na obr. 8 s tím, že jsou uvedeny jednak obě závislosti $(-N)$ i $(+N)$ sledovaného TČ a dále obě závislosti fiktivně inovovaného TČI (fiktivní inovaci In1 popíšeme později). Porovnání provedeme za předpokladu rovnosti podmínek vnitřního děje a vnějšího děje, tj. za předpokladu, že $\Delta t_i = \Delta t_e (= \Delta t_c) \Rightarrow t_w - t_a = t_k - t_o (= t_n - t_d)$. Za tohoto předpokladu je teoretické maximum $TF(TČ)$ dáno závislostí $TF-\Delta t$ platnou pro RK. Relaci mezi oběma závislostmi můžeme popsat účinností $\eta_{TČ} = TF(TČ)/TF(RK)$, pro kterou bylo zvoleno označení **transformační účinnost TČ**, protože vyjadřuje, jaký díl schopnosti RK pro transformaci energie mechanické na tepelnou TČ využívá. Dá se říci, že ta **charakterizuje zejména kvalitu výměníků tepla**, ale i procesu odtávání. Diagram transformační účinnosti na obr. 9, vyjádřený vztahem $\eta_{TČ} = fce(\Delta t)$, doplňuje diagram na obr. 8.

Je logické a z diagramu to je názorně zřejmé, že účinnost se zvyšuje s rostoucím Δt . To je dáno tím, že s rostoucím Δt se snižují oba výkony TČ, tj. jak Q_k tak Q_o a oba výměníky, navržené pro určité jmenovité parametry se stávají „předimenzovanými“. Teplotní ztráta Δt_c proto klesá, závislost $TF(TČ)$ se přibližuje závislosti $TF(RK)$.

Propojíme-li všechny relace, respektive je popisující vztahy, můžeme pro $TF(TČ)$ napsat vztah:

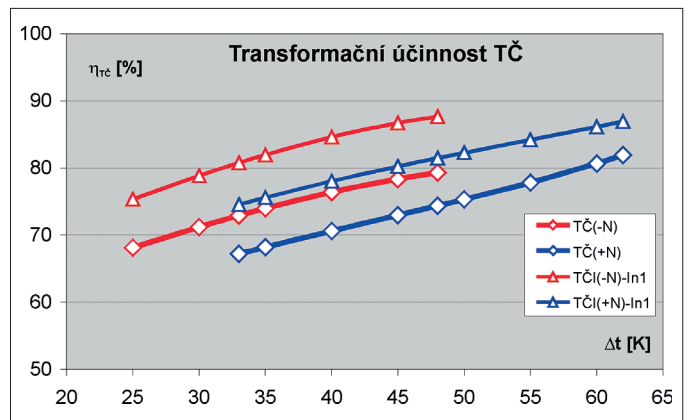
$$TF(TČ) = (\eta_{TČ}(\Delta t) + K_2) \cdot [(TF(R,RO) - 1) \cdot (\eta_{iz}(\Delta t) + K_1) + K] = fce(\Delta t) \quad [-] \quad (11)$$

kde je:

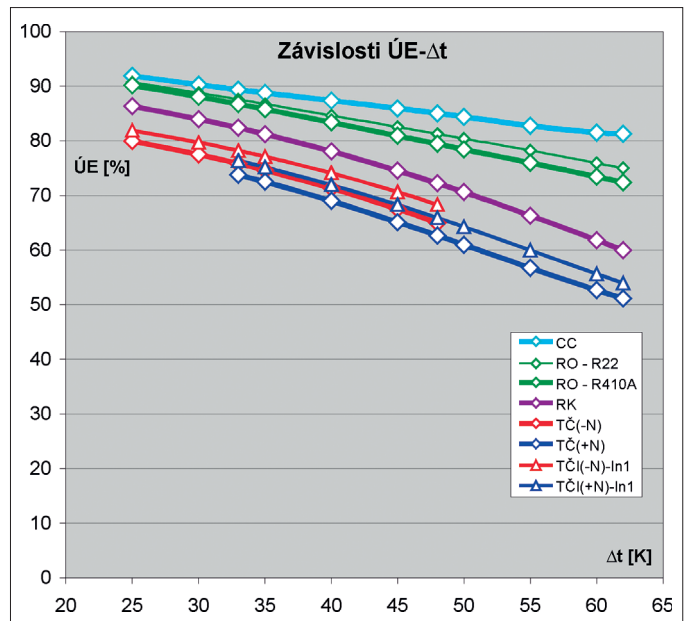
K součinitel určující, jaká část příkonu se převede jako teplo do okruhu

K_1 součinitel navýšující izoentropickou účinnost RK

K_2 součinitel navýšující transformační účinnost TČ



Obr. 9 Závislosti transformační účinnosti $\eta_{TČ}-\Delta t$ pro sledované TČ
Hodnoty TČI platí pro první fiktivní inovaci In1



Obr. 10 Závislosti $ÚE-\Delta t$ v posloupnosti oběhů CC, RO, RK, TČ a TČI
Hodnoty TČI platí pro první fiktivní inovaci In1

Vztah by se mohl psát i tak, že součinitelé K_1 a K_2 by se k účinnostem nepřičítaly (tak zvětšují obě účinnosti absolutně), ale mohly by je násobit (tak by zvětšily obě účinnosti relativně). Vztah dokládá – při jednoznačnosti závislosti $TF(R, RO)$ – zásadní vliv dvou faktorů, tj. účinností $\eta_{TČ} = fce(\Delta t)$ a $\eta_{iz} = fce(\Delta t)$ na $TF(TČ)$. V tomto vztahu jsou součinitelé K_1 a K_2 zahrnuty možnosti fiktivních inovací. Ty nám pomohou simulovat reálné možnosti navýšení energetického efektu, za předpokladu jejich objektivní a zdůvodněné volby, nebo jejich prognostického odhadu.

Topný faktor a úspora energie

Již v úvodu bylo řečeno, že skutečný energetický efekt TČ vyjadřuje mnohem lépe a objektivně (až) relativní úspora energie – viz vztah (1). Stejně jak se dá TF jednoduše popsat závislostí $TF-\Delta t$, může se i $ÚE$ popsat analogickou závislostí $ÚE-\Delta t$. Závislost $ÚE-\Delta t$ korespondující se závislostí $TF-\Delta t$ znázorněnou na obr. 8 je zobrazena na obr. 10.

Teoretické maximum a reálné možnosti TF a související ÚE

Teoretické maximum TF v nejširším pojetí představuje podle obr. 8 $TF(CC)$. CC se ale nedá prakticky realizovat, je jen výsledkem termodyna-

mické úlohy, která nezávisle na jakékoliv pracovní látce hledala maximální efekt kruhového oběhu. Za teoretické maximum se proto dá považovat až $TF(RO)$, protože RO je prakticky realizovatelný. Maximum $TF(RO)$ bude dáno termodynamicky nejdokonalejším chladivem R22. Použití jiného chladiva R vede ke snížení tohoto maxima na $TF(R, RO)$. Reálné maximum TF určuje kompresor, tj. $TF(RK)$. Snížení $TF(RK)$ oproti $TF(R, RO)$ je dáno izentropickou účinností daného kompresoru. Snížení $TF(T\check{C})$ oproti $TF(RK)$ je dáno transformační účinností, která zohledňuje vliv dříve popsaných hodnot Δt_c a ΔTF .

Postupné snižování $TF(RO)$ v posloupnosti $TF(R, RO)$, $TF(RK)$ a $TF(T\check{C})$ ve smyslu předchozího odstavce vyjádřené snižováním skutečného efektu $T\check{C}$, tj. snižováním $\dot{U}E$ je znázorněno na obr. 11.

Z diagramu jsou zřejmé tři skutečnosti:

- vliv použitého chladiva je relativně malý (max 3 %);
- shodný vliv transformační účinnosti v podstatě v celém rozsahu sledovaného $\Delta t - \varnothing 6,2\%$ pro $(-N)$ a $\varnothing 9,2\%$ pro $(+N)$;
- výrazný vliv izentropické účinnosti s tím, že tento vliv roste s růstem Δt , u $T\check{C}$ s vyššími teplotami otopné vody je tento vliv rozhodující.

Diagram na obr. 11 naznačuje i možnosti vedoucí k navýšení TF a $\dot{U}E$ sledovaného $T\check{C}$. Pomineme-li použití termodynamicky výhodnějšího chladiva je první efektivní možností použití kompresoru s vyšší izentropickou účinností, respektive s lepším průběhem závislosti $\eta_{iz}-\Delta t$ (pokud by se takový mohl nalézt). Druhou efektivní možností je zvýšení transformační účinnosti $T\check{C}$. Obě možnosti můžeme posoudit fiktivními inovacemi. Efekt inovací znázorníme v grafu na obr. 12, ve kterém budeme sledovat jednak poměrný nárůst TF hodnotami ΔTF , jednak absolutní nárůst $\dot{U}E$ hodnotami $\Delta \dot{U}E$.

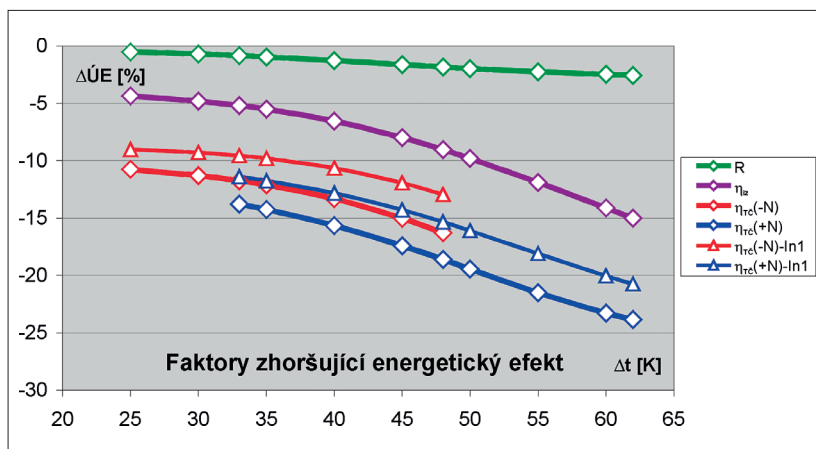
První fiktivní inovace (In1): Předpokládejme snížení teplotní ztráty Δt_c na 60 % původní hodnoty. Každý, kdo pracuje v chladicí technice s výměníky tepla, si uvědomí, že je to předpoklad stěžejší realizovatelný. Předpokládejme dále, že průměrná hodnota proměnného Δt_c u sledovaného $T\check{C}$ je $\Delta t_c = 10$ K. Snížení na $\Delta t_c = 6$ K můžeme ve smyslu popisu této hodnoty provést tak, že závislost $TF-\Delta t$ $T\check{C}$ na obr. 8 posuneme o $\Delta \Delta t = 4$ K vpravo. Abychom se přiblížili realu, posun provedeme nelineární tj. o hodnoty $\Delta \Delta t = fce(\Delta t)$ (bez podrobnějšího vysvětlení). To je provedeno pro obě závislosti $(-N)$ i $(+N)$ a výsledné závislosti jsou značeny jako $T\check{C}I$. Z nich jsou pak odvozeny odpovídající závislosti v obr. 9 až 12.

Druhá fiktivní inovace (In2): Předpokládejme, že se maximálně sníží energetická náročnost odtávání, tj. hodnota ΔTF . To se může znázornit tak, že závislost $TF(+N)$ v obr. 8, se posune do závislosti $TF(-N)$. V oblasti Δt , kde se překrývá rozsah $TF(-N)$ a $TF(+N)$ je to naznačeno v obr. 12.

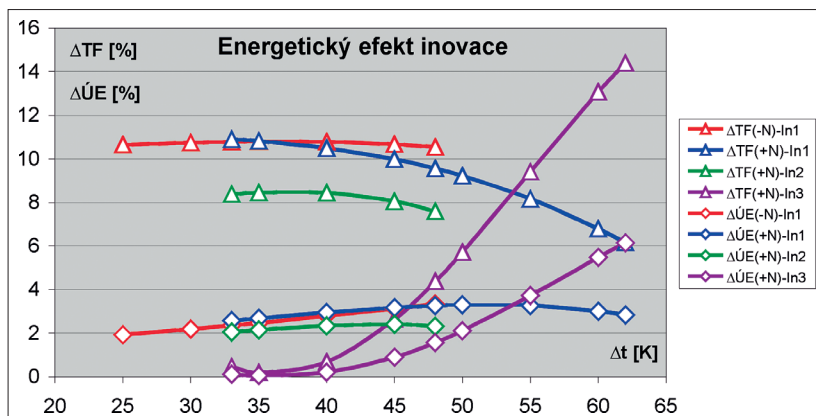
Je zřejmé, že bez ohledu na jejich realizovatelnost, by energetický přínos obou fiktivních inovací byl nevýznamný. Posuďme proto ještě třetí inovaci.

Třetí fiktivní inovace (In3): Předpokládejme, že fiktivní kompresor bude v celém rozsahu Δt pracovat s maximální η_{iz} reálného kompresoru ZH, tj. s hodnotou $\eta_{iz} = 0,727$. Výpočtem ze vztahu (9) určíme závislost $TF-\Delta t$ a z ní efekty znázorněné v grafu na obr. 12. Je zřejmé, že znatelný a podstatně vyšší efekt než u prvních dvou inovací by se projevil právě při vysokých Δt (kdy u reálného kompresoru η_{iz} klesá), což by bylo velice žádoucí.

Obr. 12 rovněž názorně dokumentuje, proč se marketingově pracuje mnohem lépe s TF než s $\dot{U}E$. Samozřejmě mnohem lépe by se např. popsaná



Obr. 11 Vliv faktorů, které snižují teoretický maximální energetický efekt $T\check{C}$



Obr. 12 Energetický efekt fiktivních inovací In1 až In3

první fiktivní inovace charakterizovala slovy „inovace zvýšila TF až o 11 %“, případně objektivněji „inovace zvýšila TF v průměru o 9,8 %“ než slovy „inovace zvýšila $\dot{U}E$ v průměru o 2,8 %.

ZÁVĚR

- Článek chtěl znovu poukázat na důležitost závislostí $TF-\Delta t$ a $\dot{U}E-\Delta t$ i následně odvozených závislostí $\eta_{iz}-\Delta t$ a $\eta_{T\check{C}}-\Delta t$ i na to, že závislost $TF-\Delta t$ pro RO určuje objektivní teoretické maximum TF . Vznikl „kompresi“ obsáhlejšího materiálu podrobně analyzujícího tuto problematiku.
- Dále chtěl článek naznačit důležitý vliv izentropické účinnosti kompresoru a zejména průběhu závislosti $\eta_{iz}-\Delta t$ vyjádřené funkcí (7) na TF tepelných čerpadel a to především těch, která mají pracovat s vyššími teplotami otopné vody. Přes důležitost této účinnosti ji výrobci v charakteristikách kompresorů neuvádějí (?!), může se ale určit zde uvedeným postupem.
- Vztah (11) postavený na popsaných závislostech určuje **matematický model TF tepelného čerpadla**. Pro každé $T\check{C}$, k němuž jsou k dispozici výsledky „atestačních“ měření lze sestavit závislosti $TF-\Delta t(-N)$ a $TF-\Delta t(+N)$. Pokud je známo s jakým kompresorem a chladivem $T\check{C}$ pracuje a k dispozici je charakteristika tohoto kompresoru, lze sestavit závislost $TF-\Delta t$ a $\eta_{iz}-\Delta t$ tohoto kompresoru a $\eta_{T\check{C}}-\Delta t$ tepelného čerpadla. Pro dané chladivo je závislost $TF-\Delta t$ pro RO jednoznačně dána. Vyjádřením uvedených závislostí funkčními vztahy $TF(R,RO)$, η_{iz} , $\eta_{T\check{C}} = fce(\Delta t)$ je vztah (11) jednoznačně určen a dá se s ním, s jako každým matematickým modelem analyticky pracovat.
- Buď tímto modelem, nebo postupy naznačenými v článku se dají posoudit reálné možnosti navýšení TF a tomu odpovídajících $\dot{U}E$. Dokumentovaný efekt fiktivních inovací dokládá, že další navýšování ener-

getického efektu sledovaného „standardního“ TČ popsanými způsoby (přesto že stěžejí realizovatelnými) by nebyl příliš významný.

5. Pro stručnost zde nejsou uvedeny další závěry, které by se daly odvodit ze skutečností uvedených v tomto článku. Řadu z nich si jistě čtenář odvodí sám.

Kontakt na autora: klazar@lit.cz

Použité zdroje:

- [1] ČSN EN 14511-1 až 4:2012, Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru

- [2] EHPA Testing Regulation, Testing of Air/Water Heat Pumps, Terms, Test Conditions and Test Method based on EN 14511-1 to 14511-4, Additional requirements for granting the international quality label for heat pumps
- [3] Prüferesultate Luft / Wasser-Wärmepumpen basierend auf der EN 14511, Wärmepumpen-Testzentrum WPZ Buchs, 06.09.2012. Dostupné z <http://www.ntb.ch/ies/kompetenzbereiche/waermepumpen-testzentrum-wpz.html>
- [4] Klazar, L. Měření tepelných čerpadel a závislost $TF-\Delta t$. In Vytápění, větrání, instalace. 2010, roč. 19, č. 1, s 33–39. ISSN 1210-1389
- [5] Klazar, L. Analýza a rozšíření závislosti $TF-\Delta t$. In Vytápění, větrání, instalace. 2013, roč. 22, č. 2, s 62–67. ISSN 1210-1389. ■

Evropské cíle ochrany klimatu

Ze závazků vyplývajících z kyotského programu má Evropa cíle označované 20-20-20, podle nichž má být do roku 2020 dosaženo:

- 20% snížení emisí CO₂ (vztaheno na referenční rok 1990 při současném růstu hospodářství),
- 20% podíl obnovitelných energií na celkové výrobě primární energie,
- 20% zlepšení účinnosti využití energie (relativně k extrapolaci stávajícím poměrům při normálním a nevynuceném vývoji stavu techniky).

Pramen: CCI 08/2012, s. 35

(AB)

Nové rotační kompresory Kaeser CSD a CSDX

S výkonem motorů třídy IE3 od 45 do 90 kW pokrývá 5 modelů obou řad dodávky vzduchu od 8,3 do 16,1 m.min⁻¹ při tlaku 800 kPa. Specifická spotřeba energie je u nové řady o 3 až 5 % nižší proti stávajícím modelům. Vysoce úsporný design eliminuje přenosové ztráty spojené s převodovými systémy neboť motor přímo pohání kompresorový blok. Nově vyvinutý kompresorový řídicí systém Kaeser Sigma Control 2 umožňuje přizpůsobení výkonu kompresoru aktuální poptávce po vzduchu a tím přináší další úspory energie. Velmi flexibilní systém lze připojit k hlavním řídicím systémům, počítačové síti, vzdálené diagnostice a monitorovacím systémům.

Vysoce efektivní chladicí systém zaručuje nízké výstupní teploty stlačeného vzduchu a je vybaven separátorem kondenzátu s automatickým sledováním odtoku. Z proudu vzduchu tak lze separovat přes 95 % akumulovaného kondenzátu. Systém zabraňuje předehřívání chladicího vzduchu a optimalizuje tak proces chlazení. Vedle standardní verze jsou k dispozici modely s integrovaným modulem chladivové sušičky, které umožňují výrobu a sušení tlakového vzduchu s minimálními nároky na prostor. Kompresory řady CSD a CSDX jsou také dostupné ve verzích s frekvenčním měničem pro plynulou regulaci otáček.

(AB)

Grafen proti korozi?

V souvislosti s výzkumem grafenu na anody baterií místo lithia zjišťují vědci z Rensselaer Polytechnic Institute a Rice University významné poznatky o možnostech užití grafenu v korozi ve vodních prostředích.

Grafen jako nejtenčí známý materiál, jehož jednoatomová vrstva uspořádaná jako „králičí nanopleť“ s vlastnostmi nanomateriálů a tloušťkou pouhých 0,3 nm (1 nm = 10⁻⁹ m) má velmi nízký kontaktní úhel smáčení, umožňuje tenké povlaky s meziatomovými vzdálenostmi, které nedovolují průnik protonu, molekuly vody ani molekul jiných korozních médií. Prakticky neviditelná vrstva na kovových materiálech tak může chránit proti korozi.

Pramen: Informace Rensselaer Polytechnic Institute

(AB)

Ebm-papst získal zlato a stříbro

Na veletrhu Materialica 2012, kde byla 23. října 2012 již po desáté udělena cena Materialica Design+Technology Award, získal ebm-papst zlatou medaili pro svůj EC-motor s vnějším rotorem v kategorii Povrch+Technologie a stříbrnou medaili pro ventilátor k odmlžování v kategorii Výrobek. Oba oceněné výrobky vsadily na kompaktní motory GreenTech EC-Technologie s osvědčeným principem vnějšího rotoru. Nové motory s integrovanou komutační a řídicí elektronikou umožňují snadnou výměnu konvenčních AC motorů. Jednoduchý rotor se zalisovanou hřídelí šetří výrobní kroky a stejně jako multifunkční díly vyžaduje méně jednotlivých dílů. Koncepce chlazení a srovnatelně menší délka paketu pomáhají šetřit materiál. Také EC motory s vysokou účinností, nasazené u odvodních ventilátorů jsou lehké a mají dlouhou životnost a jsou, díky použité technologii, extrémně tiché. Integrovaná řídicí elektronika umožňuje plynulé ovládní otáček podle požadovaného výkonu. U ventilátoru bylo oceněno kolo Cpro, vyrobené z vysoce výkonného kompozitu Z Amid z vlastního vývoje. Kompozitové kolo je o 15 % lehčí než kovové; bylo vyrobeno odléváním bezodpadovou technologií, která zpracovává i odpad z výroby.

Pramen: Tisková informace ebm-papst k veletrhu Materialica 2012

(AB)

Světový rekord účinnosti solárních PV článků 43,5 %

Japonská elektrotechnická a elektronická společnost Sharp prolomila v březnu 2012 svým koncentrátorovým článkem na bázi In-Ga-As světový rekord účinnosti pokročilých solárních PV článků 43,5 %. Účinnost přeměny sluneční energie byla zanedlouho potvrzena, o měsíc později, i německým Fraunhoferovým ústavem Institut für Solare Energie (ISE) z Freiburgu. Bližší podrobnosti o práci ISE však nebyly dosud zveřejněny.

Pramen: Informace Sharp

(AB)

Laboratoře FLEX v Berkeley před otevřením

V areálu Lawrence Berkeley Nat. Lab. kalifornské univerzity v Berkeley vznikají nákladem 15,9 mil. USD laboratoře FLEX (Facility for Low-Energy Experiments in Building) pro vývoj, simulaci a ověřování technologií nízkonoenergetické stavby budov s vysokou účinností. Výzkum bude zaměřen na vývoj celých stavebních komponent a jejich integrace do budov. Může zkoušet jakékoliv komponenty budov jako pláště, okna, osvětlení, vytápění, větrání, klimatizaci a chlazení, systémy řízení energetického hospodaření, střechy a vnitřní vybavení jako nábytek, přičky, podlahy apod. Celý rozsáhlý soubor technologií pro „zelenější“ budovy jako např. automatické žaluzie, inteligentní osvětlovací systémy, účinné vytápění a chlazení aj., může být zkoušen v synergii reálného společného provozu. Laboratoře FLEXLAB budou přístupné vědeckým i výrobcům systémů pro zkoušení vlastních výrobků. Stavba laboratoří FLEX bude dokončena a uvedena do provozu v roce 2013.

Pramen: Informace Lawrence Berkeley Nat. Lab.

(AB)